МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени академика С. П. КОРОЛЁВА (национальный исследовательский университет)»

Открытое акционерное общество «КУЗНЕЦОВ»



МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ФОРУМ,

ПОСВЯЩЁННЫЙ 100-ЛЕТИЮ ОАО «КУЗНЕЦОВ» И 70-ЛЕТИЮ СГАУ

СБОРНИК ТРУДОВ

в 3-х томах

ТОМ 2

МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ С УЧАСТИЕМ МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ «ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА МАШИН»

5 – 7 сентября 2012 года

Самара

УДК 629.7
ББК 66.75
М 433

Под общей редакцией
доктора технических наук, профессора
Е. В. ШАХМАТОВА

Редакционная коллегия:

А. Б. ПРОКОФЬЕВ, Д. Г. ФЕДОРЧЕНКО, Е. П. КОЧЕРОВ, Г. В. ШЕСТАКОВ,
А. И. ЕРМАКОВ, А. Г. ГИМАДИЕВ, Ф. В. ПАРОВАЙ, А. М. ГАРЕЕВ

Международный научно-технический форум, посвящённый 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ, Самара, 5 – 7 сентября 2012 года: Сборник трудов в 3-х томах. Том 2. Международная научно-техническая конференция с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин». – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2012. – 350 с.

В сборнике представлены тезисы докладов, в которых изложены результаты научно-исследовательской работы студентов, аспирантов, ведущих учёных и специалистов Самарского государственного аэрокосмического университета имени С. П. Королёва (национального исследовательского университета), ОАО «Кузнецов», а также других предприятий аэрокосмической отрасли.

Издание материалов международной научно-технической конференции с участием молодых учёных «Динамика и виброакустика машин» осуществлено при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (соглашение №12-08-06064/12 от 16.07.2012 г.).

ISBN 978-5-7883-0886-9

© Самарский государственный аэрокосмический университет

443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, корпус 3, ауд. 307

Справки по телефону: (846) 267-43-11

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 18

СЕКЦИЯ 1.
ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ЗАДАЧИ
В ДИНАМИКЕ И ВИБРОАКУСТИКЕ МАШИН

Р.Н. Галимов, Н.Е. Молевич, Н.В. Трошкин
ГЕНЕРАЦИЯ ШУМА НЕОДНОРОДНЫМ ПОТОКОМ ГАЗА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ТЕПЛОВЫМ НАГРЕВОМ 20

Р.Н. Галимов, Н.Е. Молевич
УСТОЙЧИВОСТЬ И ГЕНЕРАЦИЯ ШУМА В ХИМИЧЕСКИ АКТИВНОЙ ГАЗОВОЙ СМЕСИ С ОБРАТИМОЙ ХИМИЧЕСКОЙ РЕАКЦИЕЙ И ВНЕШНИМИ ИСТОЧНИКАМИ ЭНЕРГИИ И ХИМИЧЕСКИХ РЕАГЕНТОВ 21

Д.И. Завершинский
АКУСТИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ В СРЕДАХ С ТЕПЛОВОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТЬЮ 22

И.П. Завершинский, С.С. Сугак
ГЕНЕРАЦИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ ПРЕЦЕССИРУЮЩИМ ВИХРЕВЫМ ЯДРОМ В ОТКРЫТЫХ ТРУБКАХ С ЛОКАЛИЗОВАННЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ 23

В.Н. Кнестяпин
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗВУКОВЫХ ВОЛН В АКУСТИЧЕСКИ АКТИВНЫХ СРЕДАХ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ 24

В.Г. Макарян, И.Л. Стукалина
ДИССИПАТИВНЫЕ СОЛИТОНЫ В СТАЦИОНАРНО-НЕРАВНОВЕСНОМ КОЛЕБАТЕЛЬНО-ВОЗБУЖДЕННОМ ГАЗЕ 25

В.Г. Макарян, И.Л. Стукалина
АКУСТИЧЕСКИЕ СТРУКТУРЫ В ЗАМКНУТОМ ОБЪЕМЕ СТАЦИОНАРНО НЕРАВНОВЕСНОГО КОЛЕБАТЕЛЬНО-ВОЗБУЖДЕННОГО ГАЗА 26

А.В. Шацкий
ДИФРАКЦИОННОЕ УСИЛЕНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОГО СИГНАЛА, ВОЗБУЖДАЕМОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ 28

А.В. Шацкий
ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭФФЕКТОВ ПРИ ИЗМЕРЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ПОГЛОЩЕНИЯ УЛЬТРАЗВУКА В ЖИДКОСТИ С ПОМОЩЬЮ РЕЗОНАТОРА С ПЛОСКИМИ ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ 29

М.Р. Майлян, И.П. Завершинский, С.С. Сугак
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ВИХРЕВЫХ ПОТОКОВ С ЛОКАЛИЗОВАННЫМИ ИСТОЧНИКАМИ НАГРЕВА 30

А.И. Климов, И.А. Моралев
АКУСТИЧЕСКИЕ ВОЗМУЩЕНИЯ В ВИХРЕВЫХ ПОТОКАХ В ПРИСУТСТВИИ ВЧЕ-РАЗРЯДА В АРГОНЕ 31

Г.И. Сокол
ПРОБЛЕМА ИНФРАЗВУКА В АКУСТИКЕ 32

М.С. Яковчук
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВДУВА СРУЙ В СВЕРХЗВУКОВУЮ ЧАСТЬ СОПЛА 33

О.В. Осипов, А.М. Плотников, Н.Р. Салимова
КПД КОНЦЕНТРАТОРА СВЧ–ЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ МОДИФИЦИРОВАННЫХ МНОГОЗАХОДНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕЛЛЕДЖЕНА 34

СЕКЦИЯ 2.
ПРОБЛЕМЫ ДИНАМИКИ, ВИБРОАКУСТИКИ И ДЕМПФИРОВАНИЯ
В ДВИГАТЕЛЯХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

А.С. Виноградов, Р.Р. Бадыков, Д.Ф. Шакиров, И.Д. Шпаков
АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УПЛОТНЕНИЙ ОПОР ДВИГАТЕЛЕЙ С УЧЕТОМ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ.....36

Н.В. Волкова, В.И. Голованов, С.Ю. Никишов
О ВОЗМОЖНОСТИ РАСЧЕТНОГО ПОДТВЕРЖДЕНИЯ ТРЕБУЕМОГО СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ 37

П.А. Кузьменко
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОЛИУРЕТАНОВЫХ КОМПОЗИЦИЙ ДЛЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ АМОРТИЗАТОРОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ 38

Ю.В. Евстратова, М.В. Волкова
ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИЕ НАПОЛЬНЫЕ ПОКРЫТИЯ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ 40

В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев
НАУЧНЫЙ ПОДХОД К СОЗДАНИЮ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ 41

С.В. Фалалеев, И.С. Виноградов, В.В. Мидюкин
ПРОБЛЕМЫ ДИНАМИКИ ТОРЦОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ 42

Д.В. Габов, А.Н. Крундаева
АНАЛИЗ ДИНАМИКИ КОРПУСА ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ОБРЫВЕ ЛОПАТКИ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА В ПК LS-DYNA 44

О.Б. Симаков, Ю.К. Пономарев, А.Е. Евсигнеев
РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРОСОВОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА С НАПРАВЛЕННЫМ ВОСПРИЯТИЕМ НАГРУЗОК 45

Д.К. Новиков, Д.С. Дилигенский
АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ 47

А.А. Кирюхин, С.М. Кольцов, А.В. Абрамов
СОВМЕСТНОЕ ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ ВИБРАЦИОННОГО И ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК И ИХ КОМПЛЕКТУЮЩИХ 48

Е.П. Жильников, В.В. Макарчук, Ф.Я. Камалов
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДНАТЯГА ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ГИРОСКОПОВ ...50

В.А. Бородавкин, А.О. Славянский
РАСПРЕДЕЛЕННЫЕ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА БАЗЕ ОПЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ QNX 6.5 51

А.Б. Бейлин, А.Н. Баландин
ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНОГО СПЕКТРА ШУМА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ 52

М.С. Островский, М.В. Алексеев
ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИЙ 53

А.А. Кирпичев, А.А. Редюшев, А.Н. Цыплёнков, О.В. Шуков
ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ПРИ ПРЕВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ РОТОРНЫХ МАШИН.....54

А.А. Герасин, Ф.Р. Исмагилов, И.Х. Хайруллин, В.Е. Вавилов
АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВЫСОСКОРОСТНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛАХ НА ГИБРИДНЫХ МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ 57

В.С. Бакланов, И.С. Коновалов, С.Н. Моисеева
ВИБРОАКУСТИКА И ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ...58

В.В. Посадов (мл.), В.В. Посадов, А.Е. Ремизов
ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ К ФЛАТТЕРУ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ АВИАЦИОННОГО ГТД В НЕСТАЦИОНАРНОМ ПОТОКЕ 60

А.А. Говоров, Д.С. Старшинов, М.В. Кузьмин
ЧИСЛЕННЫЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТОК ГТД 61

Е.В. Дубовова
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕЛАКСАЦИИ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЕННОМ СЛОЕ КРУГОВОГО КОНЦЕНТРАТОРА ПЛИТЫ И ДИСКА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ВИБРОПОЛЗУЧЕСТИ....62

В.О. Катугина
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ВАРИАНТ ВИБРОПОЛЗУЧЕСТИ МАТЕРИАЛОВ 64

Ф.Д. Гольберг, О.С. Гуревич, А.А. Петухов
ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ В СОВРЕМЕННОЙ ЦИФРОВОЙ САУ ГТД 65

СЕКЦИЯ 3.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНАХ

А.А. Синдюков, А.Б. Прокофьев
АКУСТИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ ПРИ СТАРТЕ 67

П.А. Попов, А.Н. Крючков
НАХОЖДЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ И ОКРУЖНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ МОД МЕЖДУ ПАНЕЛЯМИ ГОЛОВНОГО ОБТЕКАТЕЛЯ И ОБЪЕКТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОНФИГУРАЦИИ 68

А.А. Мерзляков
НЕЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫМ КОМБИНИРОВАННЫМ УПЛОТНЕНИЕМ 69

А.А. Мерзляков
НЕЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ШТОКОВОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ С КОЛЬЦЕВЫМ УПЛОТНЕНИЕМ 71

А. А. Мерзляков
НЕЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ШТОКОВОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫМ КОМБИНИРОВАННЫМ УПЛОТНЕНИЕМ 72

Д.К. Новиков, Г.М. Ермолаев
ВЕРИФИКАЦИИ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА В ПАКЕТЕ FLUENT 73

А.В. Швецов
ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ 74

А.Я. Зверев, В.В. Черных
МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ НА ПОВЕРХНОСТИ И В ОТСЕКАХ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ НА СТЕНДЕ АК-11 76

Ю.В. Галевко, Т.В. Иванова, В.П. Тюрин, Ю.Н. Попов, А.Н. Елесин
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОДАЛЬНЫЙАНАЛИЗ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДОВОДКИ ВНУТРЕННЕГО ШУМА АВТОБУСА 77

Г.О. Белов, А.Н. Крючков
МОДЕЛЬ ВОЗДУХОДУВКИ РУТСА 79

Г. О. Белов, А. Н. Крючков
МОДЕЛЬ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА 80

Г.О. Белов, А.Н. Крючков
ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ КАЧАЮЩИХ УЗЛОВ ОБЪЁМНОГО ТИПА 82

С.И. Харчук, А.В. Болдырев, С.В. Болдырев, З.Ф. Нурлыгаянова
ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ВЫНУЖДЕННОГО ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООТДАЧИ В КАНАЛАХ 83

С.И. Харчук, Р.Д. Ямалетдинов, И.Р. Тухватуллин, А.М. Белоусов
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В КРИВОЛИНЕЙНЫХ КАНАЛАХ 85

А.В. Болдырев, С.В. Болдырев, З.Ф. Нурлыгаянова, М.К. Булатов
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ КАНАЛАХ 87

С.И. Харчук, С.С. Харчук, С.В. Болдырев, А.М. Белоусов
ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАЗВИТОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА В ИСКРИВЛЁННЫХ И ВРАЩАЮЩИХСЯ КАНАЛАХ 89

М.Ю. Китанов, А.Б. Майзель
ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ МОДУЛЯЦИОННЫХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ СИГНАЛОВ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ АЛГОРИТМА АКТИВНОГО ГАШЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ 90

И.В. Малкин
РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ВПУСКА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С УЧЁТОМ АКУСТИКИ И ГАЗОДИНАМИКИ 91

И.В. Малкин, А.Н. Крючков
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИЙ КАТАЛИТИЧЕСКИХ КОЛЛЕКТОРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ 93

И.В. Малкин
МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА И ЭЛЕМЕНТОВ ЕГО ГЛУШЕНИЯ В МОТОРНОМ ОТСЕКЕ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ 95

П.В. Аболмасов
МОДЕЛЬ ПАМЯТИ В ТЕХНОЛОГИИ ГРАФОСИМВОЛИЧЕСКОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ 97

A.V. Vasilyev, O.V. Bynina, E.A. Komlik
WORKING OUT A MATHEMATICAL MODEL AND SOFTWARE FOR INVESTIGATION OF IN-CITY ROAD NOISE 99

Т. Б. Миронова, А.Б. Прокофьев, Б.В. Миронов
ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ СЛОЖНОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ПОТОКА ЖИДКОСТИ 101

К.К. Лайко
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ 102

И.Д. Кашапов, А.Г. Гимадиев
ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ДИАФРАГМЕННЫХ РАСХОДОМЕРОВ В УСЛОВИЯХ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ПОТОКА ГАЗА 104

Е.С. Слива, А.Г. Гимадиев
ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ДАВЛЕНИЯ И РАЗДЕЛИТЕЛЕЙ СРЕД ДЛЯ КИП В УСЛОВИЯХ ПУЛ ЬСИРУЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ 106

С.А. Гафуров, А.А. Горшкалев, Л.В. Родионов
ЧИСЛЕННОЕ 2,5D МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ШЕСТЕРЕННОМ НАСОСЕ 108

С.А. Гафуров, Е.В. Шахматов
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА 109

С.А. Гафуров, Г.М. Макарьянц, М.Г. Михеев, А.Н. Крючков
ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА РОТОР ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА, С УЧЕТОМ НАЛИЧИЯ ВОЗДУХА В ПИТАЮЩЕМ ТРУБОПРОВОДЕ 111

Д.И. Сафиуллин, Д. М. Стадник, Г.М. Макарьянц, В.Я. Свербилов, М.В. Макарьянц
РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ДРЕНАЖНО-ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА 112

Г. М. Макарьянц, А. Б. Прокофьев, М. В. Макарьянц, В. Я. Свербилов, Д. М. Стадник, Д. В. Туманов
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДРЕНАЖНО-ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА 114

В. А. Целищев, Е. С. Литвинов
РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛОЩАДЬЮ ПОВЕРХНОСТИ ГОРЕНИЯ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА 116

В.Е. Щерба, Е.А. Павлюченко, А.К. Кужбанов
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ В ПОРШНЕВОМ НАСОСЕ С ГАЗОВЫМ ДЕМПФЕРОМ 118

СЕКЦИЯ 4.
ПОДАВЛЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ И ШУМА
В АГРЕГАТАХ И СИСТЕМАХ

В.Н. Калабухов
ПРОБЛЕМА ИДЕНТИФИКАЦИИ ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ АКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ 120

Э.Г. Берестовицкий, В.И. Голованов, Ю.Н. Завьялов
ПУТЬ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ 121

И.И. Сазанов, С.В. Лядник
СНИЖЕНИЕ ПИКОВОЙ НАГРУЗКИ ПРИ РЕВЕРСЕ МУЛЬТИПЛИКАТОРОВ СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ 122

Ю.К. Пономарев, О.Б. Симаков, И.К. Михалкин, А.И. Ермаков
ВИБРОШУМОЗАЩИТА ДАТЧИКОВОЙ АППАРАТУРЫ ОТ ПАРАЗИТНЫХ СТРУКТУРНЫХ ШУМОВ НА ОСНОВЕ МАТЕРИАЛА «МЕТАЛЛОРЕЗИНА» 124

Ю.Н. Проничев, Ю.К. Пономарев
ОПЫТ БОРЬБЫ С ШУМОМ И ВИБРАЦИЕЙ, ГЕНЕРИРУЕМЫХ ПОЛИРОВАЛЬНЫМИ СТАНКАМИ ТИПА Ш-15 126

А.В. Краснов, М.И. Фесина
ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДРОБЛЕНЫХ СТРУКТУР ПРОДУКТОВ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПОРИСТЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ 128

А.В. Краснов, М.И. Фесина, А.А. Балуев
ЦЕЛЬНОФОРМОВАННЫЕ ШУМОПОГЛОЩАЮЩИЕ СТРУКТУРЫ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ 130

А.В. Краснов, М.И. Фесина, А.А. Балуев
РАЗРАБОТКА СЕМЕЙСТВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШУМОПОГЛОЩАЮЩИХ МОДУЛЕЙ 132

А.В. Краснов, И.В. Малкин, А.Г. Назаров
О НЕКОТОРЫХ РЕЗУЛЬТАТАХ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ПЕРЕДАЧИ ЗВУКОВОЙ ЭНЕРГИИ В ПАССАЖИРСКИЕ ПОМЕЩЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ 133

Ю.Д. Халецкий
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛЕЙ БИРОТАТИВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В ЗАГЛУШЕННОЙ КАМЕРЕ ЦИАМ 135

Г.И. Сокол, У.Н. Тучина
АНАЛИЗ ШУМОВ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ 136

В.С. Коневалов
АКУСТИЧЕСКИЙ ИМПЕДАНС ГИБКОЙ ВСТАВКИ 138

С.В. Попков, Ю.И. Кузнецов, А.Н. Соколов, Ю.С. Смольников
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗВУКОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ 139

В.И. Попков, А.В. Колбина
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ МЕХАНИЗМ КАК ИСТОЧНИК МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ 141

В.И. Попков, С.В. Попков
СОВМЕСТНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СУДОВЫХ УСТАНОВОК, МЕХАНИЗМОВ И СВЯЗАННЫХ С НИМИ СИСТЕМ ТРУБОПРОВОДОВ 143

А.Н. Соколов
ИМПЕДАНСЫ РЕЗИНОКОРДНОГО ПАТРУБКА С УЧЕТОМ СТРУКТУРНО-ЖИДКОСТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ 145

A.V. Vasilyev, V.O. Bukhonov, V.A. Vasilyev, U.P. Tereshchenko
DYNAMIC NOISE MAPPING OF THE TERRITORY OF SAMARA REGION 147

А.И. Сафин, А.А. Иголкин, Е.В.Шахматов
ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ УПРУГО-ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА «МЕТАЛЛОРЕЗИНА» 147

В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, А.И. Тараторкин
ПОДАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ 149

М.А. Ермилов, А.Н. Крючков, Г.О. Белов
ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ 150

М.А. Ермилов, Г.О. Белов, А.Н. Крючков
СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА 152

М.С. Гаспаров, М.Ю. Харитонов, Д.Е. Гаврилина
ОЦЕНКА МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ АКТИВНОГО СНИЖЕНИЯ ШУМА 153

М. С. Гаспаров, М. Ю. Харитонов, Д. Е. Гаврилина
ИЗМЕРЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ В ЗАДАЧАХ ЛОКАЛИЗАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ШУМА 155

А.Б. Майзель, Р.В. Слуцкий
О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ МЕТОДОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ОБОРУДОВАНИЯ 157

М.Д. Рыбальченко
ОДНОКАНАЛЬНАЯ СИСТЕМА ГАШЕНИЯ ШУМА С УПРЕЖДАЮЩИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ....158

И.Г. Рыбалкин, А.И.Сафин, П.С. Доденко
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ МОДЕЛИ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ....160

СЕКЦИЯ 5.
ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Г.М. Моргунов
НАСОСЫ ДЛЯ СВЕРХМОЩНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ 163

Ю.Л. Арзуманов, С.К. Тусюк, Е.М. Халатов
ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ИЗДЕЛИЙ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ 165

Н.В. Чекрыжев, А.Н. Коптев
ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА (НА ПРИМЕРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВЕРТОЛЁТА МИ-8) 167

Е.К. Спиридонов
ХАРАКТЕРИСТИКА И РАСЧЕТ ИНЕРЦИОННОГО НАСОСА С ПОРШНЕВЫМ ВЫТЕСНИТЕЛЕМ И ГИДРОДИОДАМИ 169

Ja. Stryczek, Sl. Bednarczyk
AXIAL CLEARANCE COMPENSATION IN GEAR PUMPS 170

Ja. Stryczek, P. Antoniak
APPLICATION OF THE PARTIAL IMAGE VELOCIMETRY TO THE STUDY OF THE FLOW IN THE INTERNAL CHANNELS AND CLEARANCES OF THE HYDRAULIC GEAR MACHINES 171

В.С. Сидоренко, Ле Чунг Киен
ДИНАМИКА ПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ 173

В.П. Шорин, А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, С.А. Ильинский, Т.Г. Александрова
О РАЗРАБОТКЕ АКУСТИЧЕСКИХ ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ ТРАКТЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА 175

Д.М. Стадник, В.Я. Свербилов, Г.М. Макарьянц, М.В. Макарьянц
ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ С ПОМОШЬЮ RL-ДЕМПФЕРА 176

Д.М. Стадник, В.Я. Свербилов, Г.М. Макарьянц, Д.И. Сафиуллин
ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ПОСРЕДСТВОМ УСТАНОВКИ ДРОССЕЛЯ НА ВХОДЕ 178

А.С. Носков, А.В. Хаит, В.Ю. Энгель
К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ВТОРОЙ ПРЕДКАМЕРЫ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ 179

А.Ш. Абдрахманов, А.С. Носков, П.А. Шмидт, В.Ю. Энгель
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА 181

А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.В. Устинов
РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ И ПРОГРАММЫ РАСЧЁТА НЕОДНОРОДНЫХ ГАЗОВЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ЦЕПЕЙ 182

М.А. Гимадиев, А.С. Фральцов
ИССЛЕДОВАНИЕ ГАСИТЕЛЯ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ДЕМПФЕРОМ 184

А.А. Гимадиев, М.А. Гимадиев, А.З. Ермошкин
РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ 186

В.А. Букин, А.Г. Гимадиев
АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ КОНТУРА «НАСОС-ТЕПЛООБМЕННИК-СЕТЬ» КРИОГЕННОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ГТД 187

В.А. Букин
КОРРЕКЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО КОНТУРА САР ГТД НА КРИОГЕННОМ ТОПЛИВЕ 189

В.А. Букин
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ-ГАЗИФИКАТОРОВ ВОДОРОДНОГО ГТД НК-88 И НК-89 191

С.П. Алексеев, Г.О. Белов, А.Н. Крючков, М.А. Ермилов
РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ШЕСТЕРЁННЫХ НАСОСОВ 193

С.П. Алексеев, Г.О. Белов, А.Н. Крючков, М.А. Ермилов
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШЕСТЕРЁНОГО НАСОСА 194

К.А. Крючков, Г.О. Белов, А.Н. Крючков, М.А. Ермилов
ИЗМЕРЕНИЕ ВИБРАЦИИ СПОРТКОМПЛЕКСА 195

Л.С. Бекасов, Ш.Р. Салимов
МЕТОД ФОРМАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ВИЗУАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОСМАТРИВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕТАЛЛОВ 197

С.А. Гафуров, Г.М. Макарьянц, А.Н. Крючков, Э.Г. Берестовицкий, А.Е. Фёдоров
РАСЧЕТ ГИДРОДИНАМИКИ ЦЕНТРАЛЬНОГО КАНАЛА ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ 199

С.А. Гафуров, Л.В. Родионов, В.И. Перминов, А.Н. Крючков
СТЕНДОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОГО ВОЗДУХА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ГРАФИТОВОГО УПОРНОГО ПОДШИПНИКА НАСОСНОГО АГРЕГАТА 201

А.И. Сафин, А.А. Иголкин, Е.В. Шахматов
ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА 202

С.А. Гафуров, К.В. Блюмин, А.Г. Гимадиев, В.Я. Свербилов
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ И ИНЕРЦИОННОЙ ТРУБКОЙ 203

К.В. Блюмин, А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, А. В. Графкин
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ И РАЗРАБОТКА ВИРТУАЛЬНОЙ САУ ГТД 205

M. Sprengel, M. Ivantysynova
NOVEL TRANSMISSION CONFIGURATION FOR HYDRAULIC HYBRID VEHICLES 207

P. Kalbfleisch, M. Ivantysynova
NOISE REDUCTION IN HYDRAULIC AXIAL-PISTON PUMPS AND MOTORS 209

W. Fiebig
SIMULATION OF THE TRAPPED VOLUME PRESSURE IN EXTERNAL GEAR PUMPS 210

С.Р. Емельянов
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОБЛЕМ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРОАКТИВНОСТИ РУЛЕВОГО КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ НА ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ 211

С.Р. Емельянов
ДИНАМИЧЕСКОЕ ГАШЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ РУЛЕВОГО КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ 213

О.Г. Тайманова, А.А. Игонин, А.Н. Крючков, Н.Н. Лязина
МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ МАТРИЦЫ ПРАВИЛ ДЛЯ ПИД-РЕГУЛЯТОРА С АВТОПОДСТРОЙКОЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ НА ОСНОВЕ НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ 214

Н.Н. Лязина, А.А. Игонин, А.Н. Крючков, О.Г. Тайманова
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПИД-РЕГУЛЯТОРА С АВТОПОДСТРОЙКОЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ НА ОСНОВЕ НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ 216

А.Г. Гимадиев, И.Д. Кашапов
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НА ПОГРЕШНОСТЬ ДИАФРАГМЕННЫХ РАСХОДОМЕРОВ 218

СЕКЦИЯ 6.
МЕХАТРОНИКА, МЕХАТРОННЫЕ СИСТЕМЫ

А.О. Славянский, С.С. Щесняк
О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ МАШИННОГО ЗРЕНИЯ НА БАЗЕ ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ NI VISION LABVIEW В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ИСПЫТАНИЙ ИЗДЕЛИЙ АВИАЦИОННОЙ И КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ 220

Дао ТхеАнь, В.А. Чернавский
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА С ГИДРОДЕМПФЕРОМ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИМ ВЫСОКУЮ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ТОЧНОСТЬ 221

П.И. Грешняков, А. Ф. Синяков, В.Н. Илюхин
РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ ДИСКРЕТНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КЛАПАНОВ 223

П.И. Грешняков, А. Ф. Синяков, В.Н. Илюхин
РАЗРАБОТКА ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ НА БАЗЕ ДИСКРЕТНЫХ КЛАПАНОВ 225

А.В. Бурмистров, П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков, В.Н. Илюхин
РАЗРАБОТКА ЭНЕРГИТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ РЕГУЛЯТОРОМ ИМПУЛЬСНОГО ТИПА 226

Ю.Л. Береснев
МЕХАТРОННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ СБОРКИ ШАРОШКИ БУРОВЫХ ДОЛОТ 227

А.В. Каляшина, Р.Р. Салахова
ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ КАК АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДВИЖЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ 229

К.Б. Митковский, В.Н. Илюхин
СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ В МЕХАТРОНИКЕ 231

П.И. Грешняков, А. Ф. Синяков, В.Н. Илюхин
СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ УЧЕБНЫМ МАКЕТОМ РОБОТИЗИРОВАННОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ЛИНИИ 232

А.Е. Скворчевский
ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НОРМАЛЬНО-ЗАКРЫТОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ 234

А.А. Кирпичев, А.А. Симчук, О.В. Шуков, П.М. Царьков
ПРИБОРНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ 236

А.А. Кирпичев, А.А. Редюшев
ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СЕЙСМО-ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ И ТРЕХОСЕВЫЕ АВТОНОМНЫЕ НИЗКОЧАСТОТНЫЕ ДАТЧИКИ МОНИТОРИНГА ВИБРАЦИИ 238

В.Ю. Рыпинский, Т.Б. Миронова
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЬЕЗОАКТУАТОРОВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ АКТИВНЫХ СИСТЕМ 239

Ю.В. Илюхин, А.В. Татаринцева
МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГИБРИДНЫХ ПРИВОДОВ МОБИЛЬНЫХ РОБОТОВ 240

В.Л. Балакин, В.А. Акулов
ТЕОРЕТИКО-МНОЖЕСТВЕННЫЙ ПОДХОД К ВЕРИФИКАЦИИ МОДЕЛЕЙ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ «ЧЕЛОВЕК – КОРОТКОРАДИУСНЫЕ ЦЕНТРИФУГИ НАЗЕМНОГО И КОСМИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ» 241

А.Ф. Синяков
АНАЛИЗ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ГИБРИДНЫХ ПРИВОДОВ АВТОТРАНСПОРТА 245

СЕКЦИЯ 7.
ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ И ОТРАБОТКА ПНЕВМОГИДРОСИСТЕМ

Р.Р. Усманова, В.С. Жернаков, А.К. Панов
ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СЕПАРАЦИИ В ДИНАМИЧЕСКОМ ГАЗОПРОМЫВАТЕЛЕ 246

Ю.С. Левкин
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРАЦИОННЫХ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ ПОТОКОВ 247

М.С. Полешкин, В.С. Сидоренко
ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСХОДНО-ПЕРЕПАДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА 249

Н.В. Волкова, В.И. Голованов, В.В. Сухов
К ВОПРОСУ ИСПЫТАНИЙ ПУЛЬТОВЫХ ПРИБОРОВ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ 250

В.И. Барышев
ДИАГНОСТИКА ГИДРОПРИВОДА НА ОСНОВЕ ГРАНУЛОМЕТРИИ ЗАГРЯЗНЕНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ 252

И.П. Аистов, К.А. Вансович, В.И. Ядров
ДИАГНОСТИКА И ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ПОВЕРХНОСТНЫМИ ТРЕЩИНАМИ ПРИ ДВУХОСНОМ НАГРУЖЕНИИ 253

Е.Н. Мальцев, Б.М. Силаев, В.А. Клементьев
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ ВЛАЖНОЙ ОЧИСТКИ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА ГТД 255

В.М. Решетов
ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ 256

В.И. Санчугов, В.М. Решетов
РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ СХЕМ И МЕТОДОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ 257

А.В. Пышин, Ю.А. Смирнов, Ю.М. Тихомиров
ОСОБЕННОСТИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВАКУУМ-НАСОСОВ ТИПА ВЖ 259

А.В. Васильев, О.В. Кипуров, П.А. Мельников
ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ 261

Н.В. Батанов
УСКОРЕННЫЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДРОССЕЛЯ ПОСТОЯННОГО РАСХОДА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА 263

А.А. Кирпичев, А.А. Симчук
ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ 264

В.Е. Аблесимов, А.Н. Павлов, А.А. Симчук
ПРИМЕНЕНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ УДАРНОЙ ВОЛНЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО РАЗРЯДА В ВОДЕ 266

В.И. Санчугов
ИСПЫТАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННЫХ ГИДРОСИСТЕМ НА НАДЕЖНОСТЬ, РЕСУРС И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ 267

В.И. Санчугов, В.М. Решетов
ТЕХНОЛОГИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ 269

Р.Г. Тимиркеев
ТРЕБОВАНИЯ НОВЫХ СТАНДАРТОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЧИСТОТЫ ИЗДЕЛИЙ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ 269

Е.В. Шахматов, В.И. Санчугов
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ СОЗДАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ ИСПЫТАНИЙ И ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ, ТРУБОПРОВОДОВ И СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДА 270

А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.И. Сафин
ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР 271

И.Н. Овчинников, В.А. Ермишкин
ДОСТОВЕРНОСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ НА ВИБРАЦИЮ. ДИАГНОСТИКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ 273

Р.А. Клинов, Е.В. Мельников, И.А. Данилушкин
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОДЕЛИРУЮЩИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СУДОХОДНЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ 275

Д.Р. Мухамедзянов, А.И. Рафальский
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА 276

СЕКЦИЯ 8.
ДИАГНОСТИКА И НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

Е.В. Бурнаевская, В.Н. Гришанов
СТРУКТУРИРОВАННЫЕ В ПРОСТРАНСТВЕ И ВРЕМЕНИ ЛАЗЕРНЫЕ ПУЧКИ В ВИБРОМЕТРИИ 279

А.В. Гладков, В.А. Солянников, А.И. Жужукин
ПРИМЕНЕНИЕ МОБИЛЬНОГО ЦИФРОВОГО СПЕКЛ – ИНТЕРФЕРОМЕТРА (ЦСИ) ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИЙ ГТД ВО ВНЕСТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ 280

А.А. Ойнонен, В.Н. Гришанов
БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩИЙ ОПТОЭЛЕКТРОННЫЙ СКАНЕР ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЕОМЕТРИИ И ВИБРАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ 281

В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова, А.Д. Сторож, Н.Е. Гребнев, Д.Н. Гребнев
ЛАЗЕРНО-ВИБРАЦИОННЫЙ МЕТОД ВЫЯВЛЕНИЯ ДЕФЕКТОВ МНОГОСЛОЙНЫХ КЛЕЁНЫХ ОБОЛОЧЕК 282

А.В. Маслов, С.Н. Тиц
РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, ОСНОВАННОЙ НА ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗЕ В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ LABVIEW 284

Д.С. Молчанов, С.Н. Тиц
КОНТРОЛЬ НАЛИЧИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЙ 286

А.И. Сафин, Д.Д. Богданов, А.А. Кудряшова, М.А. Ермилов, Р.Н. Сергеев, О.А. Журавлёв
ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ПЛАСТИН ПНЕВМОКЛАПАНА С ПОМОЩЬЮ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА И ДОПЛЕРОВСКИХ ВИБРОМЕТРОВ 287

Р.Н. Сергеев, Ю.В. Харчикова, О.А. Журавлёв
ПРИМЕНЕНИЕ РАЗРАБОТАННОГО ЛАЗЕРНОГО ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОКЛАПАНА ДРЕНАЖНОГО ТИПА 229

Ю.Д. Щеглов
СПОСОБ РАСШИФРОВКИ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОГРАММ 291

А.Е. Сундуков, Е. В. Сундуков
СПОСОБ РАЗДЕЛЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИИ, ВЫЗВАННОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬЮ РОТОРОВ И ИХ РАСЦЕНТРОВКОЙ 293

А.Е. Сундуков, Е. В. Сундуков
ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ГТД, ВЫЗВАННЫЕ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА РОТОРА 295

А.Е. Сундуков, Е. В. Сундуков
ВИБРОДИАГНОСТИКА РАСЦЕНТРОВКИ ВАЛОВ ПО ОБЩЕМУ УРОВНЮ ВИБРАЦИИ 296

А.Е. Сундуков, Е.В. Сундуков
ОСОБЕННОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СПЕКТРА ОГИБАЮЩЕЙ 298

В.Г. Шуваев, И.В. Шуваев
ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ СБОРКИ 300

А.И. Данилин, А.А. Грецков
ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБОАГРЕГАТА ДОПЛЕРОВСКИМ МЕТОДОМ 302

А.И. Данилин, А.А. Грецков
ДОПЛЕРОВСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ УЗЛОВ ЭНЕРГОАГРЕГАТОВ 303

С.А. Гафуров, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов
ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СРЕДСТВ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ СТРУКТУРЫ ПОТОКА НА ВХОДЕ КОМБИНИРОВАННОГО НАСОСА 304

Ю.И. Кондрашов, О.А. Журавлёв, Р.Н. Сергеев, С.В. Алембеков
РАЗРАБОТКА ЛАЗЕРНЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЗАПОРНЫХ ПАР АГРЕГАТОВ АВТОМАТИКИ 306

Ю.В.Сергеев, Т.Ю. Сергеева
КОНТРОЛЬ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ГИДРОМАШИН С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА ПОВЕРХНОСТНОЙ АКТИВАЦИИ 308

М.Н. Осипов, А.Н. Чекменев, Ю.Д. Щеглов
ИЗМЕРЕНИЕ МАЛЫХ НОРМАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОДИНОЧНОГО СПЕКЛА 309

СЕКЦИЯ 9.
ПРОБЛЕМЫ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ
ДЛЯ АЭРОКОСМИЧЕСКОЙ И ДРУГИХ ОТРАСЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Г.М. Гринберг, Л.М. Ивкина, А.А. Зимаков, И.В. Фролова
МОДЕЛЬ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ИНТЕГРАЦИИ НЕПРЕРЫВНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СТУДЕНТОВ РАЗНОПРОФИЛЬНЫХ ВУЗОВ 312

Е.К. Спиридонов
О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ СОЗДАНИЯ УЧЕБНИКА-ТРЕНАЖЕРА «ПРИКЛАДНАЯ ГИДРОМЕХАНИКА» 313

А.А. Шехонин, В.А. Тарлыков
ИНЖЕНЕРНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ В УСЛОВИЯХ УРОВНЕВОЙ ПОДГОТОВКИ 314

Ю.К. Пономарев
ЗАИНТЕРЕСОВАННОСТЬ СТУДЕНТОВ В ВЫПОЛНЕНИИ ЗАДАНИЙ ПО КУРСОВЫМ И ДИПЛОМНЫМ ПРОЕКТАМ – ОДИН ИЗ ГЛАВНЫХ СТИМУЛОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ В ВУЗЕ 315

В.А Борисов, А.М. Жижкин
О МЕТОДИКЕ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ “КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ” 317

Ю.И. Кондрашев, Н.Д. Быстров
О КОНСТРУКТОРСКОЙ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ АГРЕГАТОСТРОЕНИЯ 318

А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.Н. Крючков
О МЕТОДИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ "ДИНАМИКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРО- И ПНЕВМОСИСТЕМ" 320

В.А. Салов, Т.А. Письменкова
КОМПЕТЕНТНОСТНЫЙ ПОДХОД К ФОРМИРОВАНИЮ СРЕДСТВ ДИАГНОСТИКИ 322

Ю.С. Левкин
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ "ГИДРОГАЗОДИНАМИКА" 323

Ю.И. Цыбизов
ПРОБЛЕМЫ ПОДГОТОВКИ МОЛОДЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ 325

A.V. Vasilyev, P.A. Melnikov, V.V. Zabolotskikh, L. Maffei
ON RUSSIAN-ITALIAN EXPERIENCE TO TEACHING ACOUSTIC ISSUES OF THE BUILT ENVIRONMENT 327

А.А. Кирпичев, А.А. Симчук
ПОДГОТОВКА ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ В ООО "ГЛОБАЛТЕСТ" 328

А.И. Жужукин
ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ПРАКТИКА СТУДЕНТОВ ПО ВИБРОМЕТРИИ ДЕТАЛЕЙ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ ЦИФРОВОЙ СПЕКЛ – ИНТЕРОФЕРОМЕТРИИ 330

В.Н. Гаврилов, В.И. Иващенко
ПРОБЛЕМЫ И ТЕНДЕНЦИИ БАЗОВОЙ ГРАФИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ В ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ 331

В.И. Иващенко, Л.В. Соловацкая
СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ СТУДЕНТА В КОНТЕКСТЕ СОЗДАНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ УЧЕБНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ГРАФИЧЕСКИХ ЗАДАЧ 333

А.Н. Головин, М.М. Каличинина
ОРГАНИЗАЦИЯ ВОСПИТАТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ В ИНСТИТУТЕ ЭНЕРГЕТИКИ И ТРАНСПОРТА СГАУ 335

В.Н. Гришанов
ОБ ОПЫТЕ ВЫСТУПЛЕНИЯ СТУДЕНТОВ-ЛАЗЕРЩИКОВ НА ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ОЛИМПИАДЕ ПО ОПТОТЕХНИКЕ 337

А.Г. Маслова
ФУНКЦИИ ПЕДАГОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ 339

Ю.К. Фавстов, С.В. Сурудин
ПРОЕКТ "ИНТЕГРАЦИЯ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И ПРОИЗВОДСТВА" КАК ИНСТРУМЕНТ ПО РАЗВИТИЮ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ПОВЫШЕНИЮ КАЧЕСТВА ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ 341

А.И. Белоусов, А.Г. Маслова
ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННОГО АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ 343

Список авторов 346

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-техническая конференция с Международным участием «Динамика и виброакустика машин» посвящена комплексному решению проблем, возникающих при проектировании, доводке и производстве пневмогидромеханических систем авиационных, ракетно-космических изделий, наземных энергетических установок различного назначения с учётом возникающих в них динамических процессов. Научное направление, связанное с решением задач по подавлению колебательных процессов в гидравлических и топливных системах было определено в КуАИ-СГАУ ещё в 1970-ые годы ныне академиком РАН, д.т.н., профессором Шориным В.П. Им впервые разработаны теория и основы проектирования гасителей колебаний давления, получены теоретические и экспериментальные данные, подтверждающие высокую их эффективность; опубликована монография «Устранение колебаний в авиационных трубопроводах», положившая начало новым научным исследованиям и внедрению научных разработок, существенно сокращающих ввод в эксплуатацию изделий авиационной техники. Шорин В.П. является организатором кафедры автоматических систем энергетических установок (АСЭУ), Института Акустики Машин (ИАМ) на базе научно-исследовательской лаборатории НИЛ-34 СГАУ. Директором ИАМ является д.т.н., профессор Шахматов Е.В., он же в настоящее время возглавляет кафедру АСЭУ.

За последние 15-20 лет под руководством Шорина В.П., Шахматова Е.В. и других профессоров в университете разработаны общепризнанные теоретические и экспериментальные методы, позволяющие существенно повысить надёжность гидравлических и топливных систем, сократить время их доводки, предложены оригинальные конструкции гасителей колебаний давления, шума и вибраций, созданы уникальные экспериментальные стенды и измерительно-обрабатывающие комплексы. Проведенные научные исследования завершены созданием новых методов расчёта динамических процессов и методов динамических испытаний, внедрением научных разработок в авиационную и ракетно-космическую промышленность, в энергетику, в нефтегазовую отрасль.

Сформулированы и действуют новые научные направления, посвящённые изучению виброакустических процессов, подавлению шума, применению лазерных систем в обработке материалов, диагностике и измерению параметров вибрационных процессов, динамическим и ускоренным испытаниям агрегатов гидравлических и топливных систем, коррекции динамических характеристик систем контроля и управления.

Результаты научных исследований опубликованы в десятках монографий, многочисленных статьях, защищены более чем 150 патентами и авторскими свидетельствами. По этим результатам успешно защищены более 15 докторских и 50 кандидатских диссертаций.

Учитывая потребность в обобщении накопленного за последние годы опыта в области обеспечения надёжности агрегатов в условиях повышенных динамических и виброакустических нагрузок, демпфирования колебаний давления и подавления шума, внедрения высоких технологий, включая мехатронные модули и дискретную автоматику, математического моделирования рабочих процессов, в широком обсуждении полученных результатов руководство кафедры и университета посчитало целесообразным организовать научно-техническую конференцию с Международным участием. Предложение было направлено и получило одобрение в Министерстве образования и науки РФ, в РАН, в РФФИ, в Самарском областном департаменте по науке и образованию.

В конференции приняли участие 366 человек из 22 городов России, ближнего зарубежья, США, Польши, Италии представивших 210 докладов. Доклады представлены в девяти секциях.

Первая секция посвящена фундаментальным и прикладным задачам в динамике и виброакустике машин. Особое внимание авторов уделено исследованию шумовых характеристик изделий и математическому их описанию.

Вторая секция охватывает проблемы динамики, виброакустики и демпфирования в двигателях и энергетических установках. Важными представляются работы по демпфированию колебаний опор роторов двигателя, динамическим процессам в подшипниковых узлах и уплотнениях, по средствам защиты от повышенного уровня вибраций.

В третьей секции представлены доклады по моделированию динамических и виброакустических процессов в машинах. С появлением стандартных пакетов программ по моделированию гидродинамических процессов в агрегатах и системах стало возможным детальное изучение характеристик насосных и других изделий, что в значительной степени сократило материальные затраты на проведение экспериментальных исследований. Представлен ряд докладов по моделированию гидродинамических процессов обтекания тел, по изучению шумовых характеристик машин.

Четвёртая секция посвящена подавлению колебательных процессов и шума в агрегатах и системах. Рассмотрены колебательные процессы в гидравлических агрегатах, представлены их пульсационные и шумовые характеристики. Представлены материалы по гасителям колебаний давления, активным методам гашения колебаний давления и шума, что стало возможным благодаря появлению новых средств возбуждения колебаний давления и шума и соответственно современному программному и аппаратному обеспечению.

В пятой секции представлены доклады по динамическим характеристикам пневмогидравлических систем энергетических установок. Рассмотрены динамические характеристики систем топливопитания и регулирования газотурбинных двигателей, модели средств подавления колебаний на основе пористых сред, включая «металлорезину», шумовые характеристики качающих узлов насосных агрегатов.

Шестая секция посвящена мехатронике и мехатронным системам. Изучены динамические свойства робото-технических изделий, агрегатов и систем, выполненных на основе дискретных клапанов, методы управления мехатронными системами.

В седьмой секции помещены доклады по динамическим испытаниям и отработке пневмогидросистем. Приведены результаты по созданию новых методов и средств испытаний компонентов гидравлических и топливных систем, по методам очистки рабочих сред и обеспечения чистоты внутренних поверхностей трубопроводов и агрегатов.

Диагностике и неразрушающему контролю машин и конструкций посвящена восьмая секция. Большое внимание уделено разработке и применению лазерных методов и средств автоматизированного бесконтактного контроля, основанного на принципах доплеровской виброметрии, спекл-интерферометрии, триангуляционных измерений, скоростной визуализации структуры потоков. Следует выделить результаты применения созданного ОАО «КУЗНЕЦОВ» мобильного цифрового спекл-интерферометра, впервые примененного для исследования вибрационных характеристик конструкций ГТД во внестендовых условиях.

Проблемы подготовки инженерных кадров для аэрокосмической и других отраслей промышленности рассмотрены в материалах девятой секции. Дан анализ методических подходов практически по всем видам обучения в вузе, особое внимание уделяется заинтересованности учащейся молодёжи приобретению новых знаний, педагогической системе аэрокосмического образования.

Успешное проведение конференции и публикация её научных трудов будет способствовать привлечению талантливой молодежи, студентов и аспирантов к участию в научных исследованиях по различным аспектам фундаментальных проблем создания пневмо-гидромеханических систем, повышения качества образования и сохранения научно-технического потенциала страны.

Оргкомитет благодарит всех участников за участие в работе конференции, присланные тезисы докладов и надеется, что полученные в результате обмена информацией новые идеи будут способствовать дальнейшему их научному росту и внедрению разработок в производство.

УДК 629.015

ГЕНЕРАЦИЯ ШУМА НЕОДНОРОДНЫМ ПОТОКОМ ГАЗА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ТЕПЛОВЫМ НАГРЕВОМ

© 2012 Р.Н. Галимов[1,2], Н.Е. Молевич[1,2], Н.В. Трошкин[1]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

[2] Самарский филиал Физического института имени П.Н. Лебедева РАН

NOISE GENERATION BY NON-UNIFORM GAS FLOW WITH THE DISTRIBUTED HEAT SOURCE

Galimov R.N.[1,2], Molevich N.E.[1,2], Troshkin N.V.[1] ([1] Samara State Aerospace University, [2]Samara Branch of P.N.Lebedev Physical Institute of RAS). *The paper investigates the acoustic instability of non-uniform gas glow with the distributed heat source. The acoustical increment has been found out. The study shows that non-uniform induced adjustment could be of principal significance.*

Во многих прикладных задачах механики и виброакустики машин встречается задача о взаимодействии механизмов с неоднородным потоком газа с распределенным нагревом. При этом неустойчивый газовый поток может приводить к возникновению шумов и вибраций механизмов. Более 130 лет назад Рэлей показал, что нагрев и охлаждение среды могут приводить к возникновению в ней акустической неустойчивости. В данной работе исследована акустическая неустойчивость неоднородного газового потока с распределенным тепловыделением при произвольном числе Маха. Исходная система газодинамических уравнений для одномерного нестационарного движения вдоль оси Ox среды с объемным тепловыделением, зависящим от плотности и температуры, включает

уравнение непрерывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial x}=0\,; \qquad (1)$$

уравнение движения

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+v\frac{\partial v}{\partial x}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{4}{3}\frac{\partial}{\partial x}\left(\eta\frac{\partial v}{\partial x}\right); \qquad (2)$$

уравнение баланса энергии

$$C_{V\infty}\left(\frac{\partial T}{\partial t}+v\frac{\partial T}{\partial x}\right)-\frac{mp}{\rho^2}\left(\frac{\partial \rho}{\partial t}+v\frac{\partial \rho}{\partial x}\right)= = Q(T,\rho)+\frac{m\chi}{k_B}\frac{1}{\rho}\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{4}{3}\frac{m}{\rho}\eta\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 \qquad (3)$$

и уравнение состояния

$$p=\rho T/m \qquad (4)$$

В уравнениях (1) – (4), v, T, ρ, p соответственно массовая скорость, температура в энергетических единицах, плотность и давление, Q мощность источника тепловыделения в расчете на одну молекулу, η, χ - динамическая вязкость и теплопроводность соответственно, $C_{V\infty}$ теплоёмкость при постоянном объеме в расчете на одну молекулу, m масса одной молекулы, k_B - постоянная Больцмана.

Для данной модели среды был получен следующий акустический инкремент

$$G_\infty=\frac{\omega^2 b}{2c_\infty^{\,3}\rho_0\left|1\pm M_\infty\right|^3}+\frac{\alpha_\infty}{\left|1\pm M_\infty\right|}+G_\infty^{\,i}, \qquad (5)$$

где ω – частота возмущения, $b=4\eta/3+m\chi(C_{p\infty}C_{V\infty}k_B)^{-1}$, c_∞ – высокочастотная скорость звука, M_∞ – локальная скорость Маха потока, α_∞ – акустический инкремент, связанный с нагревом среды. Поправка к (5), связанная с неоднородностью потока имеет следующий вид:

$$G_\infty^{\,i}=\frac{\mp(-M_\infty^{\,2}+\frac{1}{2}-\frac{1}{2}\gamma_\infty M_\infty^{\,2}+K_2)-M_\infty(\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\gamma_\infty M_\infty^{\,2}-K_1)}{\frac{1}{1-\gamma_\infty M_\infty^{\,2}}\frac{1}{T_0}\frac{dT_0}{dx}2\left|1\pm M_\infty\right|}$$

где γ_∞ – высокочастотный показатель адиабаты,

$$K_1=[\gamma_\infty+M_\infty^{\,2}(1+\gamma_\infty)(1+M_\infty^{\,2})3+ +\gamma_\infty+M_\infty^{\,2}-\gamma_\infty M_\infty^{\,2}\gamma_\infty-1+(\gamma_\infty+1)M_\infty^{\,2}]^T,$$

$$K_2=[(\gamma_\infty+1)M_\infty^{\,2}M_\infty^{\,2}-1M_\infty^{\,2}-3+ +2\gamma_\infty M_\infty^{\,2},M_\infty^{\,2}+1]^T$$

– коэффициенты, соответственно для возмущений скорости, плотности, давления и температуры.

При определенных условиях неоднородность оказывает определяющее влияние на акустический декремент в среде. При этом она по разному влияет на декременты акустических мод, распространяющихся по потоку и против потока. Поправки, связанные с неоднороднос-

тью различны для скорости, давления, плотности и температуры и могут приводить к качественно различному поведению этих параметров при одних и тех же условиях в потоке.

Работа была частично поддержана Федеральной целевой программой "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" 2009-2013 годов (контракты 14.740.11.1140, 14.740.11.0999) и контрактом 2.560.2011 министерства образования и науки Российской Федерации, ГР 01201156352, фондом "Династия".

УДК 629.015

УСТОЙЧИВОСТЬ И ГЕНЕРАЦИЯ ШУМА В ХИМИЧЕСКИ АКТИВНОЙ ГАЗОВОЙ СМЕСИ С ОБРАТИМОЙ ХИМИЧЕСКОЙ РЕАКЦИЕЙ И ВНЕШНИМИ ИСТОЧНИКАМИ ЭНЕРГИИ И ХИМИЧЕСКИХ РЕАГЕНТОВ

© 2012 Р.Н. Галимов[1,2], Н.Е. Молевич[1,2]

[1]Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] Самарский филиал Физического института им. П.Н. Лебедева РАН, Самара

THE STABILITY AND NOISE GENERATION IN THE CHEMICALLY ACTIVE GAS MIXTURE WITH REVERSIBLE CHEMICAL REACTION AND EXTERNAL SOURCES OF ENERGY AND CHEMICAL REAGENTS

Galimov R.N.[1,2], Molevich N.E.[1,2], ([1] Samara State Aerospace University, [2] Samara Branch of P.N.Lebedev Physical Institute of RAS). *The present study is aimed at the evolution of acoustic waves in non-equilibrium chemically active gas mixture. The dispersion relation for acoustic distributions in such media has been obtained. The conditions of acoustic instability in such media have been found out.*

В работе рассмотрено поведение малых акустических возмущений в стационарно-неравновесной химически активной газовой смеси с обратимой химической реакцией и внешними источниками вещества и энергии. Подобные среды часто встречаются в задачах техники, например, при моделировании процессов в химических реакторах, в плазменной аэродинамике, при моделировании и устранении шумов в газовых лазерах. При этом неустойчивая газовая смесь может приводить к возникновению шумов и вибраций механизмов, что может сказаться на их рабочих характеристиках. В подобных случаях очень важно правильно выбрать рабочие режимы и не допустить превышение шума некоторого порогового значения.

В предлагаемой модели газовая среда состоит из двух компонент A и B между которыми происходит обратимая химическая реакция $\nu_A A \Leftrightarrow \nu_B B$ с различными, в общем случае, порядками реакции ν_A и ν_B по веществам A и B соответственно и произвольной моделью скорости химической реакции.

При наличии внешнего источника вещества было получено следующее уравнение для скорости химической реакции

$$\frac{dx}{dt} = \frac{(M_A x + M_B(1-x))^2}{M_A \rho}\left(\frac{1-x}{M_A x + M_B(1-x)} m_A - \right.$$
$$\left. -\nu_B \Omega(x,\rho,T)\right),$$

где x мольная доля компонента A, M_A, M_B – молярные массы компонент A и B соответственно, ρ – плотность смеси, m_A – интенсивность источника накачки смеси чистым реагентом A, $\Omega(x,\rho,T)$ – скорость химической реакции.

Для рассматриваемой модели неравновесной среды было получено следующее дисперсионное соотношение

$$\frac{\omega^2}{k^2} = \frac{c_0^2 C_{V0} - i\omega\tau_{eff} c_\infty^2 C_{V\infty}}{C_{V0} - i\omega\tau_{eff} C_{V\infty}},$$

где ω – частота возмущений, k – волновой вектор, c_0, c_∞ – низкочастотная и высокочастотная скорости звука соответственно, C_{V0}, $C_{V\infty}$ – низкочастотная и высокочастотная теплоёмкости при постоянном объеме соответственно, C_{p0}, $C_{p\infty}$ – низкочастотная и высокочастотная теплоёмкости при постоянном давлении соответственно, τ_{eff} – эффективное время

релаксации, которое определяется скоростью химической реакции и интенсивностью источника накачки смеси чистым реагентом.

Дисперсионное соотношение определяет акустические свойства среды, такие как дисперсия, декремент затухания и др. Дисперсионное соотношение было численно промоделировано для простой экзотермической реакции рекомбинации вида $X + X \Leftrightarrow X_2$.

На основе численного моделирования для предложенной модели стационарно неравновесной химически активной среды с обратимой химической реакцией и внешним источником чистого реагента определены условия акустической устойчивости, а также рассмотрены акустические характеристики среды. Для рассматриваемой модели среды существует пороговое значение интенсивности внешнего источника чистого реагента m_{Athr}, выше которого среда становится акустически неустойчивой. При этом. для экзотермической реакции, как и следовало ожидать, пороговое значение тем ниже, чем выше тепловой эффект реакции.

Работа была частично поддержана Федеральной целевой программой “Научные и научно-педагогические кадры инновационной России” 2009-2013 годов (контракты 14.740.11.1140, 14.740.11.0999) и контрактом 2.560.2011 министерства образования и науки Российской Федерации, ГР 01201156352, фондом “Династия”.

УДК 629.78.064

АКУСТИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ В СРЕДАХ С ТЕПЛОВОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТЬЮ

© 2012 Д.И. Завершинский[1,2]

[1]Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

[2]Самарский филиал Физического института им. П.Н. Лебедева РАН Самара

ACOUSTICAL EFFECTS IN THERMALLY UNSTABLE MEDIA

Zavershinskiy D.I.[1,2] ([1] Samara State Aerospace University, [2] Samara Branch of P.N.Lebedev Physical Institute of RAS). The study is aimed at the dynamics of the acoustical waves in the thermally unstable stellar media. The nonlinear acoustic equation for such media was obtained which was investigated both analytically and numerically. The hypothesis of spontaneous decay of the initial perturbation on impulse series was confirmed.

В данной работе исследовались эффекты наблюдение которых возможно в термодинамически неравновесных средах. При описании неравновесных сред с тепловой неустойчивостью очень важную роль играет обобщенная функция тепловыделения, которая представляет собой разность скоростей нагрева и охлаждения среды. Обобщенная функция тепловыделения (ОФТ) позволяет выделить три типа тепловых неустойчивостей, возможных в среде, это изохорическая, изобарическая и акустическая (изоэнтропическая) неустойчивость, условия появления которых впервые было получено в работе Филда [1].

Существование условия при котором в среде наблюдается изоэнтропическая неустойчивость, при изобарической и изохорической неустойчивости ранее было показано в [2]. В нашей работе было продемонстрировано, что условие изоэнтропической неустойчивости совпадает с условием отрицательности второй вязкости.

Исследование динамики акустических возмущений проводилось с помощью основной системы газодинамики в одномерном виде. Данная система с помощью теории возмущений позволяет получить нелинейное акустическое уравнение (НАУ) с точностью до величин второго порядка малости. Решения полученного уравнения исследовались работе как аналитически, так и численно. На основе аналитического исследования были определены возможные формы и параметры фронтов волн. Также были построены фазовые портреты нелинейного акустического уравнения, соответствующие определенным решениям. Наиболее интересными являются решения, появляющиеся при условиях изохорической, изобарической устойчивости, и акустической неустойчивости, а именно автоволновые импульсы.

Для численного моделирования исходной

задачи была необходима модель реальной среды. Наиболее часто условия, описанные выше возникают в межзвездных средах. Для исследования нами была выбрана модель фотодиссоциативной области (Photodissociation regions) малой плотности. Данная модель подробно описана в [3]. Нагрев в таких областях происходит преимущественно за счет фотоэлектрической эмиссии от частиц пыли и полициклических ароматических гидрокарбонов, а охлаждение происходит за счёт перехода между электронными уровнями иона углерода.

Численное моделирование, с помощью решения НАУ, а также моделирование с помощью решения одномерной системы газодинамики по явной и неявной схеме, подтвердили гипотезу о самопроизвольном распаде начального возмущения на серию ударноволновых импульсов.

Рассмотренные в работе эффекты также возможны и в ряде других сред. В частности тепловые неустойчивости активно изучаются в контексте таких задач, как образование протуберанцев на солнце, краевой эффект в токамаке, расчете различного рода реакторов и т.д.

Работа частично финансирована НИР ГР №01201156352, Государственным заданием ВУЗам на 2012 год, ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.», ГК №14.740.11.1140, 14.740.11.099 и фондом «Династия»

Библиографический список

1. Field G.B. Astrophys. J., 142, 531 (1965).

2. Oppenheimer M. Astrophys. J. 1977. V. 211. p. 400-403.

3. Hollenbach D., Takahashi T., Tielens O., Astrophys. J., 1991 Part 1, V. 377, p. 192-209.

УДК 534.2

ГЕНЕРАЦИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ ПРЕЦЕССИРУЮЩИМ ВИХРЕВЫМ ЯДРОМ В ОТКРЫТЫХ ТРУБКАХ С ЛОКАЛИЗОВАННЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ

© 2012 И.П. Завершинский, С.С. Сугак

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

GENERATION OF ACOUSTICAL DISTURBANCES BY PRECESSING VORTEX CORE IN OPEN DUCTS WITH LOCALIZED HEAT SOURCES

Zavershinskiy I.P., Sugak S.S. (Samara State Aerospace University). The stability of swirling flow with local heat sources has been investigated numerically. The dependences of precession frequency on mass flow rate, swirl flow ratio and source power were found out. A qualitative agreement between the conventional theoretical results and the results of numerical simulation was obtained.

С целью интенсификации рабочих процессов вихревые аппараты обычно эксплуатируются на режимах с повышенными массовыми расходами и сильной закруткой потока, когда течение оказывается существенно трехмерным и, как правило, нестационарным. В закрученных потоках обычно возникают градиентные неустойчивости того или иного типа [1-3]. Их развитие приводит к появлению крупномасштабных вихревых структур, в частности, прецессирующего вихревого ядра (ПВЯ). ПВЯ, в свою очередь является источником акустических возмущений, спектр которых соответствует спектру колебаний газодинамических параметров.

Условия возникновения градиентных неустойчивостей подробно исследованы для однородных потоков и практически не изучены для случая закрученных течений с локализованными источниками тепловыделения. В связи с этим здесь исследуется устойчивость закрученных течений с приосевы коаксиальным источником тепловыделения при условии возникновения рециркуляционных зон при квазитвердой закрутке, характерной для сильнозакрученных течений

$$v_{r0} = 0, v_{\varphi 0} = \Omega r,$$

$$v_{z0} = v_{z0}(r) = \begin{cases} v_1, & r < R_0 \\ v_2, & r > R_0 \end{cases}, \qquad (1)$$

$$\rho_0 = \rho_0(r) = \begin{cases} \rho_1, & r \le R_1 \\ \rho_2, & r > R_1 \end{cases}.$$

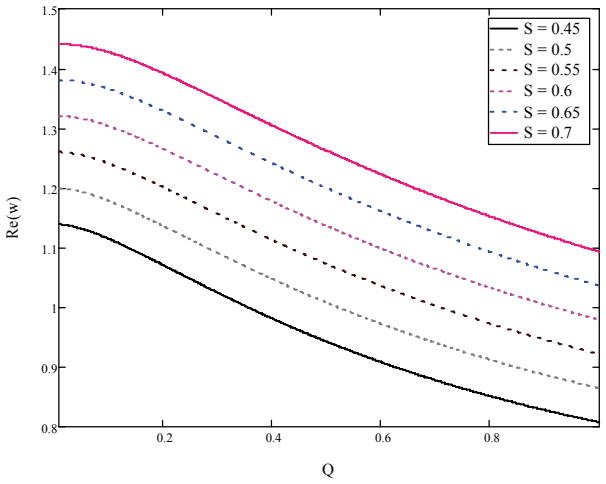


Рис. 1. Зависимость безразмерной частоты возмущения моды m = +1 от параметра Q

Исходная система уравнений газодинамики для возмущений вида $\hat{v}_{r;\varphi;z} = \hat{v}_{r;\varphi;z\,0} e^{i(kz+m\varphi-\omega t)}$ и т.д. может быть сведена к уравнению

$$\omega_j^2\left(\rho_0 s\hat{v}_r^*\right)' + \rho_0\left[\frac{2v_{\varphi 0}v_{\varphi 0}^*}{r} - \omega_j^2 - s\left(\frac{\omega_j}{r} + \frac{2mv_{\varphi 0}}{r}\right)\left(kv_{z0}' + \frac{mv_{\varphi 0}^*}{r}\right) + \frac{\omega_j}{\rho_0}\left(\rho_0 s\left(kv_{z0}' + \frac{mv_{\varphi 0}^*}{r}\right)\right)'\right] = 0, \quad (2)$$

которое при r_0 = const сводится к известному уравнению Ховарда-Гупты [1]. Решение уравнения (2) с граничными условиями

$$\hat{v}_r(0) = \hat{v}_r(R) = 0 \quad (3)$$

при r_0 = const были исследованы ранее для вихрей Рэнкина и Бэтчелора [1-3]. В данной работе задача Штурма-Лиувилля (2)-(3) впервые решалась для стационарного состояния (4). При заданных значениях параметра S, азимутального числа m и параметра $Q = r_1/r_2$. определялись значения частот w(k) для действительных k.

Было получено, что частота возмущения падает с ростом параметра Q, рисунок. 1. Отношение плотностей внутреннего и внешнего потоков Q падает с ростом мощности источника. Таким образом, частота генерируемого звука растет с ростом мощности источника.

Библиографический список

1. Введение в теорию концентрированных вихрей / С.В. Алексеенко, П.А. Куйбин, В.Л. Окулов. Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2003. 504 с.

2. Fernandes E.C., Heitor M.V., Shtork S.I. Experimental analysis of the precessing vortex core in a free swirling jet // Experiments in Fluids 2006. V. 40. P. 177–187.

3. Gallaire F., Chomaz J.-M. Instability mechanisms in swirling flows // Phys. Fluids. 2003 V. 15. N.9. P. 2622-2639.

УДК 534.2

ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗВУКОВЫХ ВОЛН В АКУСТИЧЕСКИ АКТИВНЫХ СРЕДАХ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

© 2012 В.Н. Кнестяпин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PARAMETRICAL INTERACTION OF SOUND WAVES IN ACOUSTICALLY ACTIVE MEDIA OF TECHNICAL DEVICES

Knestyapin V.N. (Samara State Aerospace University). The present study considers the interaction between the vortical disturbances of compressible nonequilibrium boundary layer on a thin plain plate and the acoustic waves. It has shown that stability of a layer can decrease due to parametric swapping of energy from unstable acoustic modes.

Известно, что в акустически активных средах наблюдается усиление звуковых волн. Условия неустойчивости звука, механизмы стабилизации неустойчивости и анализ сопутствующих явлений проводился подробно. Ранее получены условия, при выполнении которых в акустически активной среде формируется гигантский параметрический импульс, амплитуда которого превышает амплитуду волны накачки. Однако в известных работах не учитывался релеевский механизм усиления акустических волн. Кроме того, анализировалась лиши возможность реализации стационарного решения типа бегущей волны.

В настоящей работе рассмотрен нестационарный режим формирования гигантских акустических импульсов в акустически активной среде при учете релеевского механизма усиления. W_1

Исходная система уравнений релаксационной газодинамики при условии резонансного взаимодействия $\omega_0 = \omega_1 + \omega_2$, $k_0 = k_1 + k_2$

приводится к системеприближении медленно меняющихся амплитуд, пренебрежении истощением волны накачки $A_0(0) >> A_2(0), A_1(0)$ для вырожденного по частоте трехволнового взаимодействия ($w_2 = 2w_1$) система (2) для одномерных возмущений сводится к паре уравнений:

$$\frac{\partial A_1}{\partial x} + \frac{1}{v_{X1}}\frac{\partial A_1}{\partial t} + \alpha_1 A_1 = \Xi^{(1)} A_2 A \exp(i\Delta kx),$$

$$\frac{\partial A_2}{\partial x} + \frac{1}{v_{X2}}\frac{\partial A_2}{\partial t} + \alpha_2 A_2 = -\Xi^{(1)} A_1^2 \exp(i\Delta kx), \quad (1)$$

где $\alpha_j = \alpha_{k_j} = \delta_j / v_{Xj}$, $i\Xi^{(j)} = U^{(j)} / v_{Xj}$. Эта система должна быть дополнена граничными условиями $A_1(x=0)=a_1(t)$, $A_2(x=0)=a_2(t)$. Будем считать распределение амплитуды волны накачки однородным $A_2 \approx A_{20}$, а входной импульс субгармоники слабым: $A_1(t) << A_{20}$, а фазовую расстройку малой $Dk \to 0$. Если пренебречь релеевским усилением звуковой волны ($a_{1;2} = 0$), то анализ приводит к следующим результатам. После нарастания амплитуды субгармоники A_1 до амплитуды накачки a_{20} наступает нелинейный этап взаимодействия волн, протекание которого зависит от профиля фронта субгармоники. При $a_1 = a_{10} = \text{const}$ или $n_{12} = 0$ на длине $L_0 = G_0^{-1}\ln(2a_{20}/a_{10})$ амплитуда субгармонического сигнала достигает максимума $A_{1max} \approx a_{20}$, а при $x > L_0$ уменьшается – начинается генерация волны накачки. Здесь $\Gamma_0 = |A_0(0)|\sqrt{\Xi^{(1)}\Xi^{(2)}}$ – параметрический инкремент, $\nu_{12} = v_{X1}^{-1} - v_{X2}^{-1}$ – расстройка групповых скоростей взаимодействующих волн. Если же субгармонический сигнал имеет экспоненциальный фронт $a_1(\xi_1) = a_{10}\exp(-\xi_1/\tau_1)$, то ситуация меняется принципиально. При рассогласовании групповых скоростей $n_{12} \neq 0$, когда $v_{X1} > v_{X2}$ практически вся мощность накачки поглощается фронтом, а «хвост» обостряется за счет нелинейных потерь, связанных с удвоением частоты субгармоники. Эти условия могут реализовываться только в неравновесных средах, где дисперсия скорости звука такова, что $u_{S0} > u_{S\infty}$. Дальнейшая эволюция сигнала зависит от соотношения между крутизной фронта t_1 и критической длительностью сигнала $\tau_C = \nu_{21}\Gamma_0^{-1}$. При $\tau_C < \tau_1$ на отрезке $0 < x < L_0$ возмущение нарастает с линейным инкрементом G_0,. При $x = L_0$ амплитуда субгармоники достигает значения $A_1 = a_{20}$, а на нелинейной стадии эволюции при $x > L_0$ завершается формирование «хвоста» импульса. При $\tau_C > \tau_1$ на нелинейной стадии эволюции при $G_0 x >> 1$ происходит формирование квазистационарного импульса вида $A_1 \approx a_{20}(1+\tau_C/\tau_1)^{1/2}\,\mathrm{sech}(\Gamma_0(x-L_1)-\xi_1/\tau_1)$. Таким образом, амплитуда импульса при $\tau_C > \tau_1$ превышает амплитуду волны накачки, т.е. образуется гигантский параметрический импульс. Наибольших значений τ_C достигает в области $\omega_1\tau_0 \sim 1$. Значит, неравенство $\tau_C/\tau_1 >> 1$ может выполняться в широкой области частот. В области $\omega_1\tau_0 \sim 1$, максимален и инкремент релеевской неустойчивости, поэтому пренебрежение релеевским механизмом можно проводить только на ограниченных отрезках времени. Интегрирование системы (1) в этом случае для вырожденного по частоте взаимодействия проводилось численно при параметрах типичной лазерной среды CO_2:N_2:He =1:2:3 при нормальных условиях: $t_0 = 9\cdot10^{-6}$с, $\omega_1 t_0 = 1$, $a_{10} = 11.84$, $a_{20} = 592$, $\nu_{12} = -2.118\cdot10^{-7}$с/см, $\Gamma_0 = 3\cdot10^{-2}$см$^{-1}$, $\tau_1 = 10^{-6}$с, $\tau_C/\tau_1 = 7$. Были получены следующие результаты. Вначале, при выполнении условия $\tau_C > \tau_1$ происходит формирование гигантского импульса ($t = t_0$). Далее он становится неустойчивым ($t = t_1$) и распадается на последовательность стационарных импульсов ($t = t_{2;3}$). Скорость распространения первого импульса превосходит скорость распространения второго импульса.

УДК 534.2

ДИССИПАТИВНЫЕ СОЛИТОНЫ В СТАЦИОНАРНО-НЕРАВНОВЕСНОМ КОЛЕБАТЕЛЬНО-ВОЗБУЖДЕННОМ ГАЗЕ

© 2012 В.Г. Макарян, И.Л. Стукалина

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DISSIPATIVE SOLITONS IN THE STATIONARY NON-EQUILIBRIUM VIBRATIONALLY EXCITED GAS

Makaryan V.G., Stukalina I.L. (Samara State Aerospace University). The paper presents the computational investigation of the evolution of acoustic disturbances in vibrationally excited gas with exponential relaxation and external spatial power source, which maintains the stationary non-equilibrium of the gas vibrational degree of freedom. The stability and interaction of acoustic solitons have been studied.

В настоящей работе численно исследована эволюция акустических возмущений в колебательно-возбужденном газе с экспоненциальной релаксацией и внешним объемным

источником энергии, который поддерживает стационарную неравновесность колебательных степеней свободы газа.

Известно, что в такой среде возможно усиление низкочастотного звука [1]. При этом энергия, поступающая в низкочастотную область спектра газодинамического возмущения, перекачивается затем в высокочастотную область за счет действия нелинейности. Высокочастотные же возмущения гасятся вязкостью газа. Благодаря этому, в стационарно неравновесной среде возможно существование различных автоволновых структур.

В работе показано, что в ходе эволюции акустическая волна становилась неустойчивой и трансформировалась на серию стационарных импульсов с резким передним фронтом, спадающим задним фронтом и пилообразную периодическую волну, распространяющуюся с меньшей скоростью. Как показано в [2] такие импульсы являются автоволновыми, поскольку их форма и скорость полностью определяется параметрами неравновесной среды. В [3] показана возможность существования нескольких типов таких автоимпульсов, различающихся характером неравновесности газа за спадающим задним фронтом.

В настоящей работе исследовано столкновение полученных стационарных импульсов при различных значениях параметров среды. Непосредственно во время столкновения импульсов профили газодинамических величин в зоне столкновения существенно отличаются от суммы профилей сталкивающихся импульсов. Но с течением времени форма импульсов быстро восстанавливается. Полученная картина не претерпевает качественных изменений в широком диапазоне параметров среды. Таким образом, поведение автоимпульсов в стационарно-неравновесной среде напоминает поведение солитонов уравнения Кортевега-де-Вриза.

Работа была частично поддержана Федеральной целевой программой “Научные и научно-педагогические кадры инновационной России” 2009-2013 годов (контракты 14.740.11.1140, 14.740.11.0999) и контрактом 2.560.2011 министерства образования и науки Российской Федерации.

Библиографический список

1. *Bauer H.J., Bass H.E.* Sound amplification from controlled excitation reactions // Phys. Fluid. 1973. V. 16. № 7. P. 988-996.

2. *Макарян В.Г., Молевич Н.Е.* Слабые ударные волны в неравновесных средах с отрицательной дисперсией // ЖТФ. 2005. Т. 75. Вып. 6. С. 13-18.

3. *Галимов Р.Н., Молевич Н.Е.* Структура и бифуркации плоских ударных волн в колебательно-возбужденном газе с внешним источником накачки // Известия РАН. МЖГ. 2009. № 1. С. 188-202.

УДК 534.2

АКУСТИЧЕСКИЕ СТРУКТУРЫ В ЗАМКНУТОМ ОБЪЕМЕ СТАЦИОНАРНО НЕРАВНОВЕСНОГО КОЛЕБАТЕЛЬНО-ВОЗБУЖДЕННОГО ГАЗА

© 2012 В.Г. Макарян, И.Л. Стукалина

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

ACOUSTIC STRUCTURES IN AN ENCLOSED VOLUME OF THE STATIONARY NON-EQUILIBRIUM VIBRATIONALLY EXCITED GAS

Makaryan V.G., Stukalina I.L. (Samara State Aerospace University). The paper investigates the evolution of the acoustic noise in the rectangular volume of the stationary non-equilibrium vibrationally excited gas with exponential relaxation and external spatial power source. The spectrum of the corresponding acoustic waves has been revealed. The study has shown that the noise spectrum is determined only by the kind of media and the degree of non-equilibrium.

Задачи, стоящие перед гиперзвуковой авиацией 5-го поколения, привели к идее управлять не механическими элементами, перемещаемых с помощью рычагов и гидравлики

(что весьма затруднительно из-за большого сопротивления воздуха при гиперскоростях), а с помощью искусственно создаваемого потока плазмы на крыле. Для этого, например, на передней кромке крыла можно искусственно создать плазменный разряд. При этом набегающий воздух, попадая в область электрического разряда, превращается в ионизированный газ, которым можно управлять под воздействием магнитного поля. В результате родилось новое междисциплинарное направление, получившее название плазменной аэродинамики.

В этой области за последнее время проведено большое число экспериментов, показавших что при движении тел в плазменной оболочке наблюдается снижение аэродинамического сопротивления и рост подъёмной силы при сверхзвуковом обтекании тел до 40% при наличии плазменных образований перед ними.

Второе направление связано с созданием нового типа прямоточного воздушно-реактивного авиадвигателя, в котором для воспламенения сверхзвукового потока горючего и увеличения полноты сгорания топлива также предполагается применить газоразрядную низкотемпературную плазму. Такой двигатель предполагается применить не только в авиации, но и при создании крылатых ракет нового поколения.

Во всех этих случаях плазма является существенно неоднородной, что кардинально влияет на аэродинамические характеристики обтекания и режимы работы камер сгорания.

Существенно, что в области плазменной оболочки и в области низкотемпературной плазмы двигателя газ становится колебательно неравновесным за счет неупругих столкновений электронов плазмы с молекулами газа.

В настоящей работе численно исследована эволюция акустического шума в замкнутом объеме колебательно-возбужденного газа с экспоненциальной релаксацией и внешним объемным источником энергии, который поддерживает стационарную неравновесность колебательных степеней свободы газа.

Известно, что в такой среде возможно усиление низкочастотного звука [1]. При этом энергия, поступающая в низкочастотную область спектра газодинамического возмущения, перекачивается затем в высокочастотную область за счет действия нелинейности. Высокочастотные же возмущения гасятся вязкостью газа. Благодаря этому, в стационарно неравновесной среде возможно существование различных автоволновых структур.

В [2] и [3] показана возможность существования нескольких типов автоимпульсов в стационарно неравновесной среде, различающихся характером неравновесности газа за спадающим задним фронтом.

В данной работе показано, что в замкнутой прямоугольной области стационароно-неравновесного газа устанавливаются акустические структуры, спектр которых не зависит от начального возмущения и слабо зависит от размеров области, а определяется исключительно параметрами самого газа и степенью его неравновесности.

Работа была частично поддержана Федеральной целевой программой "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" 2009-2013 годов (контракты 14.740.11.1140, 14.740.11.0999) и контрактом 2.560.2011 министерства образования и науки Российской Федерации.

Библиографический список

1. Bauer H.J., Bass H.E. Sound amplification from controlled excitation reactions // Phys. Fluid. 1973. V. 16. № 7. P. 988-996.

2. Макарян В.Г., Молевич Н.Е. Слабые ударные волны в неравновесных средах с отрицательной дисперсией // ЖТФ. 2005. Т. 75. Вып. 6. С. 13-18.

3. Галимов Р.Н., Молевич Н.Е. Структура и бифуркации плоских ударных волн в колебательно-возбужденном газе с внешним источником накачки // Известия РАН. МЖГ. 2009. № 1. С. 188-202.

УДК 534.26

ДИФРАКЦИОННОЕ УСИЛЕНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОГО СИГНАЛА ВОЗБУЖДАЕМОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ

© 2012 А.В. Шацкий

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DIFFRACTION GAIN OF THE ULTRASONIC SIGNAL EXCITED BY CYLINDRICAL PIEZOELECTRIC TRANSDUCERS

Shatsky A.V. (Samara State Aerospace University). The papers presents a calculation of the diffraction field of the cylindrical ultrasonic radiator. On the basis of this calculation the geometrical sizes of radiators are defined at which the effect of diffraction gain of an ultrasonic signal occurs.

Волновые фронты в ультразвуковых лучах, возбуждаемых цилиндрическими источниками конечного размера, никогда не представляют собой идеальные плоские волны. Фронты волн всегда имеют сложную искривленную поверхность, форма которой непостоянна вдоль луча, и, как правило, составляют небольшой угол с направлением нормали к источнику. На приемнике результирующий сигнал усредняется и при перемещении его вдоль луча амплитуда полученного сигнала изменяется сложным образом, указывая на то, что существует дифракционное затухание сигнала в ультразвуковом луче, вызванное увеличением поверхности поперечного сечения луча и, следовательно, уменьшения доли звуковой энергии попадающей на приемник. Непостоянство формы фронта волны вдоль ультразвукового луча приводит к осцилляциям дифракционного затухания, а также к эффекту завышения скорости ультразвуковых волн. Однако, в некоторых случаях, на определенных расстояниях от излучателя, дифракционное затухание становится отрицательным, то есть доля звуковой энергии, попадаемой на приемник, возрастает при увеличении расстояния между излучателем и приемником. Подобное поведение дифракционного затухания возможно только в том случае, когда в излучателе начинают возникать эффекты, обусловленные пространственной дисперсией, которая, в свою очередь, сильно зависит от геометрических размеров излучателя.

В данной работе проведен расчет дифракционного поля ультразвукового излучателя цилиндрической формы. Решение волнового уравнения для ультразвукового смещения находилось в виде:

$$u(z,r)=\int_0^{\infty}\exp(-i\beta z)J_0(\alpha r)f(\alpha)\alpha d\alpha\,,$$

где $\beta^2=k^2-\alpha^2$, $J_0(\alpha r)$ – функция Бесселя, $f(\alpha)$ – функция распределения амплитуды радиальных волн, определяемая из граничных условий, k – волновое число среды. Величина дифракционного затухания определялась как $A(S)=20\lg(|U(0)|/|U(S)|)$, где $U(S)$ – амплитуда ультразвукового сигнала на приемнике, $S=z\lambda/a^2$ – обобщенное расстояние, z – расстояние между излучателем и приемником, λ – длина волны ультразвука, a – радиус цилиндрического излучателя.

Проведенный расчет дифракционного поля позволяет определить геометрические размеры излучателей при которых возникает эффект дифракционного усиления ультразвукового сигнала.

Библиографический список

1. Шацкий А.В., Кононенко В.С. Дифракционное поле линии задержки ультразвукового сигнала // Тезисы докладов конференции «Проблемы фундаментальной физики XXI века». Самара, 2005. С. 63.

2. Шацкий А.В., Кононенко В.С. Влияние дифракционных эффектов вызываемых линиями задержки ультразвукового сигнала на измерение коэффициента поглощения в жидкости импульсным методом // Вестник СамГТУ. Сер. «Физ.-мат.науки». Вып.42. 2006. С.114 – 117.

3. Шацкий А.В., Сафонов А.А. Влияние дифракционного поля при измерении поглощения ультразвука в жидкости импульсным методом // Перспективные материалы и технологии: Сб. тез. XVII Междун. симпозиума. Витебск, Беларусь. 25-29 мая 2009 г. Витебск: ГНУ Ин-т техн. акустики НАН Беларуси, 2009. С. 118.

УДК 534.6.08: 534.286.2

ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ЭФФЕКТОВ ПРИ ИЗМЕРЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ПОГЛОЩЕНИЯ УЛЬТРАЗВУКА В ЖИДКОСТИ С ПОМОЩЬЮ РЕЗОНАТОРА С ПЛОСКИМИ ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ

© 2012 А. В. Шацкий

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE INFLUENCE OF NON-LINEAR EFFECTS AT MEASURING ULTRASOUND ABSORPTION COEFFICIENT IN LIQUID BY MEANS OF THE RESONATOR WITH FLAT PIEZOELECTRIC TRANSDUCERS

Shatsky A.V. (Samara State Aerospace University). The paper reviews the problem of the influence of non-linear effects at measuring the ultrasound absorption coefficient in liquid by means of a resonator. The study contains the calculation of the amplitude-frequency characteristic of the non-linear ultrasonic resonator with flat piezoelectric transducers, defines the areas of frequencies where the influence of non-linear effects appears considerable, and estimates the relaxation time of the free non-linear oscillations of the resonator.

Исследование коэффициента поглощения и скорости распространения ультразвуковых волн в жидкости является важным средством изучения таких вопросов молекулярной физики, как природа межмолекулярных сил и кинетика молекулярных процессов, имеющих большое значение для дальнейшего развития молекулярной теории. Существуют различные методы для измерения акустических параметров жидких сред, к которым в первую очередь относятся методы прецизионной ультразвуковой спектроскопии, успешно применяемые в диапазоне 0,1 – 100 МГц. Одним из наиболее распространенных методов, относящемуся к прецизионным, является резонаторный метод. Однако исследования в широком диапазоне частот требуют учета разнообразных эффектов, оказывающих влияние на точность определения акустических параметров веществ. Так, в резонаторном методе, экспериментально обнаруживаются области частот, на которых, в спектре выходного сигнала резонатора, неизбежно появляются высшие гармоники даже при работе на достаточно малых амплитудах возбуждающего напряжения. Это ведет к значительному завышению измеренного коэффициента поглощения и проведение экспериментов в данных областях частот становится невозможным [1].

В данной работе исследовано явление возникновения нелинейных эффектов при измерении коэффициента поглощения ультразвука в жидкости с помощью резонатора с плоскими пьезопреобразователями, а также предложена методика устранения их влияния.

Для нахождения распределения амплитуд ультразвуковых волн в резонаторе с плоскими пьезопреобразователями использовалось уравнение Бюргерса вида

$$\frac{\partial \upsilon^{(\pm)}}{\partial z} - \frac{\varepsilon}{c^2}\upsilon^{(\pm)}\frac{\partial \upsilon^{(\pm)}}{\partial \theta_{1,2}} = \pm\frac{b}{2\rho c^3}\frac{\partial^2 \upsilon^{(\pm)}}{\partial \theta_{1,2}^2},$$

где $\upsilon = \partial u/\partial t$ – колебательная скорость частиц среды, u – смещение частиц вдоль оси z, ε – параметр нелинейности, ρ, c – плотность и скорость звука в жидкости, b – коэффициент диссипации, $\theta_{1,2} = t \mp z/c$ – время в сопровождающей системе координат. Нелинейными и диссипативными эффектами в пьезопластинах, по сравнению с аналогичными эффектами в жидкости можно пренебречь [2], однако считалось, что волны высших гармоник, распространяющихся в жидкости, возбуждают в каждой пьезопластине стоячую волну с частотой $n\omega$. На основе полученного решения была построена АЧХ резонатора и определены области частот, при работе на которых неизбежно возникают нелинейные эффекты.

Для определения времени релаксации свободных нелинейных колебаний резонатора было использовано уравнение, описывающее волны, бегущие в обе стороны – как вправо, так и влево, - и их взаимодействие между собой [3]:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{c^2}{(1+\partial\xi/\partial a)^{\gamma+1}}\frac{\partial^2 \xi}{\partial a^2} + \frac{b}{\rho}\frac{\partial^3 \xi}{\partial^2 a \cdot \partial t},$$

где ξ и a – смещение и координата в переменных Лагранжа соответственно, γ – показа-

тель адиабаты жидкости. Решение данного уравнения проводилось методом медленно меняющихся комплексных амплитуд, где в качестве начального условия была выбрана стоячая волна обычного синусоидального типа. На основе полученного решения были определены времена релаксации колебаний при условии нелинейного взаимодействия ультразвуковых волн. Анализ данного решения позволил разработать методику устранения влияния нелинейных эффектов при измерении поглощения ультразвука в жидкости резонаторным методом.

Библиографический список

1. Шацкий А.В. Влияние нелинейных и дифракционных эффектов при измерении коэффициента поглощения ультразвука в жидкости: дисс. ... канд. физ.-мат. наук. Самара, 2006. 148 с.

2. Шацкий А.В., Кононенко В.С. Нелинейные эффекты в ультразвуковом жидкостном резонаторе с плоскими пьезопреобразователями // Физика волновых процессов и радиотехнические системы. 2005. Т.8. №1. С.103 – 108.

3. Руденко О.В., С.И. Солуян. Теоретические основы нелинейной акустики. М.: Наука, 1975. С. 287.

УДК 534.2

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ВИХРЕВЫХ ПОТОКОВ С ЛОКАЛИЗОВАННЫМИ ИСТОЧНИКАМИ НАГРЕВА

© 2012 М.Р. Майлян, И.П. Завершинский, С.С. Сугак

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

NUMERICAL INVESTIGATION OF VORTEX GAS FLOWS WITH LOCALIZED HEAT SOURCES

Mailyan M.R., Zavershinskiy I.P., Sugak S.S. (Samara State Aerospace University). The conditions of gradient instabilities appearing in vortex flows with paraxial heat sources have been defined. The dependence of precessing and correspondent acoustical frequency has been found out.

В работе с использованием численных методов исследованы условия возникновения градиентных неустойчивостей для случая закрученных течений с локализованными источниками тепловыделения.

Одним из самых часто используемых методов численных расчетов задач гидродинамической устойчивости является псевдо-спектральный метод коллокаций. Многие исследователи показали, что этот метод позволяет решать линейные задачи устойчивости закрученных потоков с высокой степенью точности.

С использованием метода коллокаций показано, что исходная линеаризованная система уравнений Навье-Стокса для спиральных мод приводится к матричному виду

$$\left(kM_k + wM_w + mW_m + M_0\right)s = 0$$

Данная дискретизированная задача последовательно решается подпрограммой Eigensystem математического пакета Mathematica. QZ-алгоритм, реализованный в данной подпрограмме позволяет получить спектр собственных значений w или k для данной задачи и обобщенные собственные векторы s. Ввиду дискретизации большинство собственных значений вычисленного спектра являются ложными. Ложные собственные значения – это нефизические, численно полученные собственные значения с большими положительными действительными частями, которые часто появляются при решении гидродинамических задач устойчивости. Положение ложных мод на комплексной k-плоскости или w-плоскости сильно зависит от параметра дискретизации N, в отличие от нескольких физических собственных значений задачи. Одним из способов выявления физических мод является сравнение двух спектров. Главные достоинства предложенного метода состоят в том, что значительно снижается время вычислений за счет снижения порядка матриц до $(4N-4)^2$ и для спектрального параметра N и некоторого коэффициента с мы получаем экспоненциальную ошибку $O\left(e^{-cN}\right)$.

Представленный метод был применен для расчета характеристик двух моделей закрученного течения:

Модели невязкого несжимаемого потока с непрерывным распределением завихренности, соответствующему вихрю Бэтчелора. Про-

веден пространственный анализ неустойчивости течения.

Модели закрученного течения в присутствии локальной области тепловыделения с квазитвёрдым профилем тангенциальной скорости.

Численные эксперименты по исследованию устойчивости потока при фиксированном отношении радиуса трубки к радиусу рециркуляционной зоны и фиксированном параметре крутки S показывают что частота возмущения падает с ростом параметра Q на 13 – 20 %. Причём чем больше параметр K, тем быстрее падает частота при увеличении Q. Поскольку отношение плотностей внутреннего и внешнего потоков $Q = r_1/r_2$ падает с ростом мощности источника, то частота возмущения растет с ростом мощности источника, причем чем больше массовый расход газа, тем быстрее.

Полученные результаты позволяют утверждать, что частота акустических возмущений, генерируемых прецессирующим вихревым ядром, растет с ростом мощности источника нагрева.

Работа частично поддержана грантом Минобрнауки РФ № 2.560.2011, выделяемых высшим учебным заведениям в рамках государственных заданий на 2012 год и грантом ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.» № 14.740.11.0999.

УДК 534.2

АКУСТИЧЕСКИЕ ВОЗМУЩЕНИЯ В ВИХРЕВЫХ ПОТОКАХ В ПРИСУТСТВИИ ВЧЕ-РАЗРЯДА В АРГОНЕ

© 2012 А.И. Климов, И.А. Моралев

Объединенный институт высоких температур РАН, г. Москва

ACOUSTICAL DISTURBANCES IN VORTEX FLOWS IN PRESENCE OF RF-DISCHARGE IN ARGON

Klimov A.I., Moralev I.A. (Joint Institute of High Temperatures of RAS, Moscow). The paper present an experimental study into generation of the acoustic waves in vortex flows in presence of oscillatory RF-discharge. The strong resonant interaction of plasma formations with vortex perturbances has been found out.

Прецессия вихревого ядра представляет собой широко распространенное явление [1]. Практический интерес связан с широким использованием закрученных потоков в различных приложениях, поскольку прецессия вихревого ядра оказывает существенное влияние на процессы, происходящие в технических устройствах. В частности, она порождает акустическое излучение, которое может быть использовано, например, при создании безрезонаторных вихревых генераторов звука [2].

В работе экспериментально исследована генерация акустических возмущений закрученными потоками в присутствии пульсирующего ВЧЕ – разряда. Получены следующие экспериментальные результаты.

Показано, что при малых тангенциаль-ных скоростях $v_t < 10$ м/с вблизи оси течения возникает стабильный шнуровой ВЧЕ – плазмоид, рис. 1,а. При тангенциальных скоростях $v_t > 30$ м/с происходит формирование стабильного шнурового ВЧЕ – плазмоида филаментарной формы, рис. 1, б,в.

Показано, что существует сильное резонансное взаимодействие плазменных образований с вихревыми возмущениями потока.

В этом режиме зафиксировано существование крупномасштабных петель ВЧ – филаментов низкотемпературной плазмы, рис. 1,г.

Создание и эволюция этих возмущений контролировалось путем создания акустиче-ских стоячих волн в кварцевом круглом резонаторе

Отметим, что частота низкочастотной модуляции электромагнитного поля нахо-дится в диапазоне FM= 800...850 Гц. В этот же диапазон попадает и резонансная частота Faw акустических стоячих волн в рассматривае-мой разрядной трубке $Faw = 2L/C_s \sim 800$ Гц (где L – длина трубки, C_s – скорость звука в потоке аргона, нагреваемом ВЧЕ – разрядом).

Таким образом, экспериментально наблюдается взаимодействие акустических мод с вихревыми возмущениями потока.

Библиографический список

1. Закрученные потоки / А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред. М.: Мир, 1987. 590 с.

2. Chanaud R.C. // J. Fluid Mech. 1965. V. 21. Pt 1. P. 111–127.

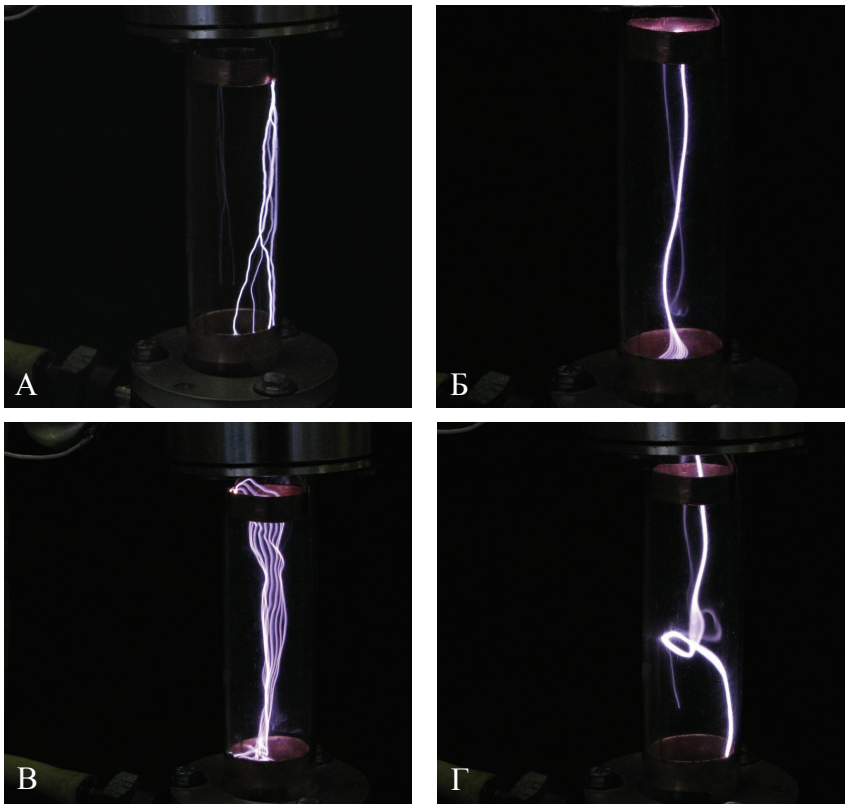


Рис. 1. ВЧЕ – плазмоид, созданный пульсирующим ВЧЕ – разрядом в аргоне. Тангенциальная скорость v_t = 10 м/с

УДК 534.6

ПРОБЛЕМА ИНФРАЗВУКА В АКУСТИКЕ

© 2012 Г.И. Сокол

Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара

THE PROBLEM OF INFRASOUND IN ACOUSTICS

Sokol G.I. (Dnepropetrovsk National University). The paper presents a review of the low-frequency infrasound influence on living organisms.

К настоящему времени в довольно большом объеме проведены научные исследования по специфическому влиянию низкочастотных и инфразвуковых колебаний на живые организмы [1-3]. Следует отметить работы по применению инфразвука (ИЗ) для интенсификации технологических процессов. Анализ указанных выше воздействий невозможен без специальных исследований, что требует наличия специальных установок в виде излучателей инфразвуковых волн (ИЗВ). В области средних и высоких звуковых частот существуют надежные методы генерирования и исследования акустических полей [1]. В области низких частот эти методы развиты слабо и только для отдельно взятых задач. Проблема создания генераторов сложна тем, что соотношение между радиусом излучателя R и длиной волны инфразвука λ (параметр kR, где k – волновое число, $k = 2\pi / \lambda$, π – число "π") очень мало, отсюда мала активная составляющая акустической мощности. Решение проблемы возможно созданием излучателей ИЗ новых типов. Фактор $kR < 1$ приводит к трудностям при генерировании полей с высоким уровнем звукового давления (УЗД) (100 дБ и более) и обуславливает проведение экспериментальных исследований не в закрытых помещениях, а в открытых пространствах. Условия, при которых генерирование ИЗ происходит стихийно в природе, промышленности и на транспорте рассмотрены в [1]. Такие

источники инфразвука привлекли к себе пристальное внимание, так как УЗД в таких случаях бывает довольно высок. Классификации источников ИЗ приведены у Э.Н. Малышева Л. Пимонова, А.В. Римского - Корсакова, В.Н. Бринзы и его соавторов.

Э.Н. Малышев [2] разделил источники ИЗ на два типа: механического и аэродинамического. К первому типу отнесены источники, имеющие колеблющиеся поверхности. Это виброплощадки, колеблющиеся мосты, кузов автомобиля и другие. Уровни ИЗ от таких источников зарегистрированы до 124 дБ. Исследования показывают, что в промышленности и на транспорте машины и механизмы, имеющие поверхности больших размеров, которые совершают колебания с частотой 1 - 20 Гц, являются источниками ИЗ механического типа. Ко второму типу отнесены всасывающие, нагнетающие устройства и трубопроводы, в которых движутся турбулентные потоки газов.

В.Н. Бринза с соавторами предложили внести в классификацию третий тип источников ИЗ: тепловые.

А.В. Римский - Корсаков и его соавторы все виды низкочастотных подводных излучателей звука делят на две большие группы: извсего сжатого газа или механической энергии вращения) в акустические колебания. В этой же работе излучатели делят по характеру сигнала на две большие группы: непрерывного сигнала (длительного, периодического) и излучатели импульсного сигнала. Проведенный анализ генерирования ИЗ в природе и в промышленности позволил определить характерные особенности, которые могут быть использованы при специальном генерировании ИЗ для научных исследований.

Адиабатический характер распространения ИЗ в воздушной среде доказан в диссертации Э.Н. Малышева. При малых амплитудах распространение ИЗ рассматривается в линейном приближении В [3] приведены графики с расчетными значениями скорости звука в различных средах, зависимость длины волны от частоты, соотношения между значениями величины звукового давления в микробарах и значениями УЗД в децибелах.

Затухание ИЗ в атмосфере мало, что объясняется пропорциональностью коэффициента затухания квадрату частоты. Иногда ИЗ называют «акустическим нейтрино». Поглощение энергии ИЗВ частотой 0,1 Гц в нижних слоях атмосферы составляет 2•10 - 9 дБ/км [1]. Рассматривается задача о применении ИЗ для передачи энергии на большие расстояния, для чего необходимо решить проблему направленного излучения ИЗ.

Библиографический список

1. Сокол Г.И. Особенности инфразвуковых процессов в инфразвуковом диапазоне частот. Днепропетровск: Промінь, 2000. 136 с.

2. Малышев Э.Н. Исследование инфразвука как вредного фактора и пути снижения его интенсивности на предприятиях железнодорожного транспорта. Дисс. ... канд. мед. наук. М., 1973. 176 с.

3. Pimonov L. Les infra - sons. Paris: CNRS, 1976. 277 p.

УДК 621.454.3

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВДУВА СРУЙ В СВЕРХЗВУКОВУЮ ЧАСТЬ СОПЛА

© 2012 М.С. Яковчук

Балтийский государственный технический университет
“Военмех” им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург

NUMERICAL MODELING OF DYNAMICAL PROCESSES OF JET INJECTION INTO THE SUPERSONIC PART OF THE NOZZLE

Yakovchuk M.S.(Baltic State Technical University “Voenmekh”, St.-Petersburg). The problem of the flow separation in the inlet vicinity has been numerically investigated using software package Numeca Fine 8.9.

Инжекционные органы управления вектором тяги, основанные на вдуве газа в сверхзвуковую часть сопла, широко применяются в отечественных односопловых РДТТ [1]. Создаваемые управляющее усилие складывается из двух составляющих: тяги сопла вдува и силы, приложенной к стенкам основного сопла, вследствие перераспределения давления в области взаимодействия потоков.

Для сопл с расчетным режимом течения

или с малым перерасширением основного потока условия на срезе сопла не оказывают влияния на общую картину взаимодействия потоков при вдуве вторичной струи в основной сверхзвуковой поток. Физическая картина взаимодействия становится более сложной при наличии определенной степени перерасширения потока в сопле [2].

На основе экспериментальных исследований определено, что эффективно располагать отверстия вдува от среза сопла на расстояниях примерно в 20–30 % длины сверхзвуковой части. В тоже время, на режимах перерасширения $n < 0,3$ (реализуемых, например, при подводном старте с работающим двигателем) перед срезом сопла происходит отрыв потока от стенок. Область отрыва потока может располагаться вблизи отверстий вдува. Определенный интерес представляет моделирование следующих случаев: отрыв потока происходит за отверстием вдува, вблизи отверстий вдува, и перед вдуваемой струей. В последних случаях возможно получения отрицательного управляющего усилия, или реверса управляющего усилия.

Исследование данных процессов проводится в рамках вычислительного моделирования, которое основано на решении системы трехмерных стационарных уравнений Навье – Стока, осредненных по Рейнольдсу. Выбор замыкающей модели турбулентности осуществляется по результатам их апробации для данного класса течений на основе сопоставлении результатов натурного [3, 4] и вычислительного экспериментов.

Моделируемая расчетная область включает сверхзвуковую часть сопла с боковым соплом вдува, малый дозвуковой участок основного сопла, и существенно больший (примерно 15 калибров) участок окружающего пространства за срезом сопла.

Среда моделирования – пакет вычислительной гидрогазодинамики на основе явного и явно - неявного решателя на структурированных вычислительных сетках с технологией многосеточного ускорения сходимости Numeca Fine версии 8.9. Вычисление проводится на сетке с 3 уровнями вложенности, общий размер составляет примерно 2 млн. ячеек. Начальное условие для расчета вязкого газа получено из предварительного последовательного расчета невязкого течения на грубых сетках второго и третьего уровней вложенности.

Библиографический список

1. Органы управления вектором тяги твердотопливных ракет: расчет, конструктивные особенности, эксперимент / Р.В. Антонов, В.И. Гребенкин и др. Москва-Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. 552 с.

2. Аэродинамика отрывных течений / Н.Ф. Краснов, В.Н. Кошевой, В.Т. Калугин. М.: Высш. шк., 1988. 351 с.

3. Spaid F.W. , Zucoski E.E. . A Study of the Interaction of Gaseous Jets from Transverse Slots with Supersonic External Flows // AIAA Journal. 1968. Vol. 6. No 2.

4. Inoyue T. Experiments on Rocket Thrust Vector Control by Hotgas Injection // Journal of Spacecraft and Rockets. 1966. Vol. 3. No. 4. Pp. 737-739.

УДК 537.87.61

КПД КОНЦЕНТРАТОРА СВЧ–ЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ МОДИФИЦИРОВАННЫХ МНОГОЗАХОДНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕЛЛЕДЖЕНА

© 2012 О.В. Осипов, А.М. Плотников, Н.Р. Салимова

Поволжский государственный университет телекоммуникаций и информатики, Самара

THE EFFICIENCY OF THE UHV ENERGY CONCENTRATOR BASED ON THE MODIFIED MULTIPLE-ELEMENT TELLEGEN

Osipov O.V., Plotnikov A.M., Salimova N.R. (Volga State University of Telecommunications and Informatics, Samara). The paper deals with the electromagnetic waves azimuthal back scattering effect by modified multiple Tellegen's elements. It is shown that Tellegen elements and elements with a special spiral form have the same electrodynamic properties. The study has shown the concentration of energy in the chiral metastructure and the perspectives of using these concentrators as secondary power supply sources. The paper presents a quantitative assessment of levels with different amounts of the scattering of Tellegen's elements.

Создание энергосберегающих устройств, способных накапливать энергию электромагнитных волн, поступающих из внешней среды, и последующее её преобразование в удобный вид и использование в различных полезных целях является одним важных прикладных задач электродинамики.

Актуальность данной задачи привела ав-

торов работы к созданию структуры, представляющую собой плоский слой метаматериала, состоящего из среды-контейнера, внутри которого периодически расположены и одинаково ориентированы проводящие киральные микроэлементы, образующие матрицу. Вид метаматериала на основе киральных микроэлементов представлен на рис.1. Каждый такой элемент состоит из электрически-малого рамочного излучателя, в зазор которого включен электрический вибратор. Рамка может быть, как сосредоточена в одной плоскости, так и распределена по длине вибратора, при этом образуя спираль.

В работах [1, 2] рассмотрены метаструктуры для концентрации энергии СВЧ диапазона на основе классических и модифицированных однозаходных элементов Телледжена. Рассчитанные в работах электродинамические характеристики указанных метаструктур позволяют сделать вывод о возможности сбора ими рассеянной электромагнитной энергии и её захвата внутри структур и вблизи их поверхности. Подобные концентраторы СВЧ энергии могут являться составной частью систем вторичного электропитания.

Несмотря на наличие новых теоретических предсказаний свойств киральных метаструктур, можно отметить важный недостаток – невысокий КПД вследствие малого уровня азимутального рассеяния поля. В работе [3] сделана попытка увеличения уровня азимутального рассеяния за счёт использования структур в резонансном режиме, однако полученные значения КПД все же являются недостаточными для эффективного сбора и преобразования энергии и построения на основе метаструктур системы вторичного электропитания с приемлемыми техническими характеристиками.

В настоящей работе показано, что введением одного дополнительного захода (развёрнутого на 180° по отношению к ориентации исходного) в элемент Телледжена, на основе которых строится метаструктура, можно получить практически двукратное увеличение относительного уровня азимутального рассеяния поля, и, КПД соответственно. Причем в данном случае увеличение КПД производится без существенного усложнения геометрии струк-

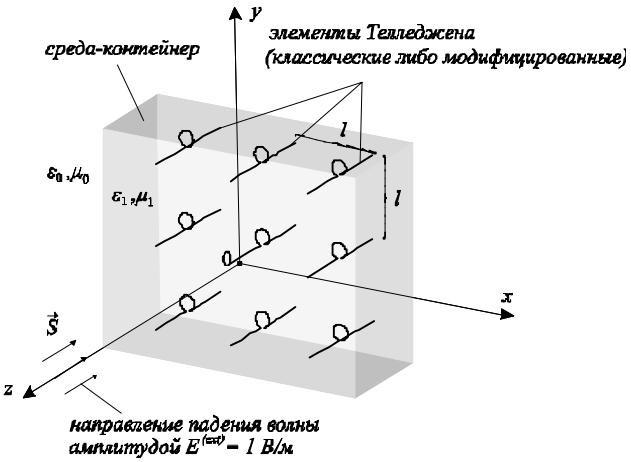


Рис. 1. Геометрия метаструктуры и модель возбуждения

туры и её изготовления. Стоит отметить, что введение ещё двух и более дополнительных заходов в структуру подобным же образом, не приводит к какому-либо существенному увеличению её интегрального КПД.

Таким образом, в работе проведена количественная оценка уровней рассеяния при различном количестве заходов элемента Телледжена, а также определено количество заходов, при котором наступает максимум уровней бокового рассеяния поля и следовательно дальнейшее увеличение числа заходов не имеет смысла.

Библиографический список

1. Киральная метаструктура для концентрации сверхвысокочастотной энергии / В.А. Неганов, О.В. Осипов, А.М. Плотников // IX МНТК Физика и технические приложения волновых процессов: тезисы докладов. Челябинск, 2010.

2. Автоматизированная оптимизация характеристик кирального концентратора электромагнитной энергии в пакете CST MICROWAVE STUDIO / В.А. Неганов, О.В. Осипов, А.М. Плотников, Салимова Н.Р. // X МНТК Физика и технические приложения волновых процессов: тезисы докладов. Самара, 2011.

3. Использование эффекта азимутального рассеяния электромагнитных волн метаструктурой на основе элементов Телледжена в прикладных задачах электродинамики / О.В. Осипов, А.М. Плотников, Н.Р. Салимова // Инфокоммуникационные технологии. 2012. Т.10. №1. С. 8-15.

УДК 621.452.3

АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УПЛОТНЕНИЙ ОПОР ДВИГАТЕЛЕЙ С УЧЕТОМ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ

© 2012 А.С. Виноградов, Р.Р. Бадыков, Д.Ф. Шакиров, И.Д. Шпаков

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

AANALYSIS OF ENGINE BEARER SEAL DESIGN PROBLEMS WITH CONSIDERATION FOR SYSTEM PARAMETERS

Vinogradov A.S., Badykov R.R., Shakirov D.F., Shpakov I.D. (Samara State Aerospace University). The paper deals with some problems of designing seals for engine bearers. Particular attention has been given to multi-discipline processes taking place in the seals as well as to their operation under transient-state conditions.

Главные проблемы, решаемые при разработке конструкции уплотнения, это – обеспечение герметичности и ресурса. В опорах авиационных двигателей уплотнения работают при температурах до 1000 К, давлениях до 1 МПа, окружной скорости до 250 м/с.

Комплекс вопросов, возникающих при проектировании торцовых уплотнений с газовой смазкой, представлен на рис. 1. [1] В рамках рассматриваемого подхода эти вопросы можно условно назвать «внутренними», т.к. для их решения используются только параметры внутри уплотнительного узла.

Особо следует выделить следующие проблемы:

1. Влияние структуры течения уплотняемой (охлаждающей) среды в полости перед уплотнением (формы полости перед уплотнением) на тепловое состояние уплотнения;

2. Влияние геометрии уплотнительных колец на величины тепловых и силовых деформаций, возникающих в них;

3. Влияние деформаций колец на форму и величину уплотнительной щели;

4. Влияние формы и величины уплотнительной щели на распределение давления в зазоре уплотнения;

5. Влияние поля давлений в зазоре уплотнения на величину деформации колец уплотнения;

6. Влияние структуры течения уплотняемой (охлаждающей) среды в полости перед уплотнением (формы полости перед уплотнением) на тепловое состояние уплотнения;

7. Влияние геометрии уплотнительных колец на величины тепловых и силовых деформаций, возникающих в них;

8. Влияние деформаций колец на форму и величину уплотнительной щели;

9. Влияние формы и величины уплотнительной щели на распределение давления в зазоре уплотнения;

10. Влияние поля давлений в зазоре уплотнения на величину деформации колец уплотнения.

К основным «внешним» задачам следует отнести:

1. Влияние герметичности уплотнения на параметры системы внутреннего воздухоснабжения (величину отборов воздуха на наддув и суфлирование, охлаждение горячих элементов, систему разгрузки и т.д.);

2. Влияние силовых и тепловых деформаций стенок опоры на величину уплотнительного зазора на всех режимах работы двигателя;

3. Влияние герметичности уплотнения на теплоотдачу в масло и непосредственно связанную с этим величину прокачки масла;

4. Связь характеристик уплотнения с деформациями уплотнительных колец на переходных режимах;

5. Влияние герметичности уплотнения на показатели эффективности двигателя;

6. Прогнозирование надежности уплотнительного узла и его влияние на параметры



Рис. 1. Основные проблемы, решаемые при проектировании пары трения уплотнительного узла

надежности двигателя.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие. М.: Изд-во МАИ, 1998. 276 с.

2. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие. Куйбышев: КуАИ, 1989. 104 с.

УДК 621.85-75

О ВОЗМОЖНОСТИ РАСЧЕТНОГО ПОДТВЕРЖДЕНИЯ ТРЕБУЕМОГО СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ

© 2012 Н.В. Волкова[1], В.И. Голованов[1], С.Ю. Никишов[2]

[1] ФГУП ГНЦ «ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова», С.-Петербург
[2] ОАО «СПМБМ «Малахит», С.-Петербург

ON THE POSSIBILITY OF COMPUTATIONAL CONFIRMATION OF THE REQUIRED OPERATING TIME FOR RUBBER-METAL DAMPERS BASED ON NUMERICAL DETERMINATION OF THE RESILIENT MEMBER STRAIN

Volkova N.V.[1], Golovanov V.I.[1], Nikishov S.U.[2] ([1] Federal State Unitary Enterprise "Academician A.N.Krylov Central Research Institute", St.Petersburg, [2] St-Petersburg Sea Bureau of Engineering "Malakhit" OJSC, St-Petersburg). *The paper presents the findings of the research into rubber-metal dampers. A new approach is proposed which makes it possible to assess their durability with considerable reduction of the number of test specimens and testing time.*

При создании типорядов перспективных высокоэффективных судовых резинометаллических амортизаторов (РМАК), отвечающих регламентированным требованиям, для подтверждения их характеристик проводят различные физико-механические испытания, в том числе и ресурсные. Последним, из-за их существенной продолжительности, невозможно подвергнуть все модификации и типоразмеры создаваемых РМАК. Вследствие этого необходим подход, который позволил бы оценивать их ресурсные показатели при существенном сокращении количества испытываемых образцов и времени испытаний.

Наиболее востребованными в амортизирующих креплениях судовых механизмов и охватывающими все конструктивные схемы и марки резин являются следующие РМАК: ЭСА, АДП, АДПН, А, КРМ-250М, КРМ, АКСС [1], которые и были исследованы. В УЭ данных РМАК используются типовые амортизационные резины с близкими физико-механическими показателями [2]. Получены экспериментальные данные по деформированию типовых резин в условиях одноосного растяжения и сжатия. Для описания поведения материала УЭ при больших деформациях и в условиях сложного напряженно-деформированного состояния (НДС) использован потенциал Муни [3]

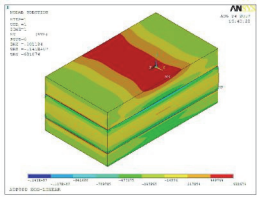
$$W = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3),$$

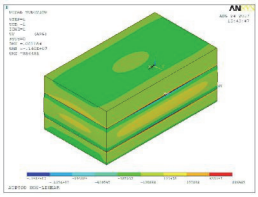
где I_1, I_2 – инварианты деформаций;

C_1, C_2 – коэффициенты, характеризующие свойства материала УЭ.

Для выполнения численных экспериментов с использованием программного комплекса *ANSYS* сформированы конечно-элементные модели, определены перемещения и статические жесткости при действии статических и квазистатических нагрузок и построены нагрузочные характеристики РМАК. Для определения характера деформаций и наиболее напряженных участков УЭ, а также сопоставления с максимально допустимыми значениями напряжений, было исследовано НДС РМАК при действии статических нагрузок. На рисунке представлены картины распределения нормальных напряжений σ_x, σ_y, σ_z, возникающих при действии сжимающей номинальной статической нагрузки в АДП-500.

Установлено, что в процессе деформирования РМАК статическими нагрузками в УЭ возникает объемное НДС. В таблице, в каче-


а)


б)

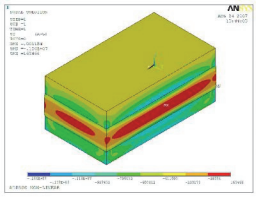

в)

Рис. 1. Распределение (а), (б) и (в) в АДП-500

Таблица - Напряжения , действующие в УЭ АДП-500 и АДП-750

	напряжение, МПа	АДП-500		АДП-750	
		растяжение	сжатие	растяжение	сжатие
Область сжатия УЭ	σ_z	0,13	1,56	0,11	1,22
Область растяжения УЭ	σ_z	1,4	0,16	1,09	0,13

стве примера, приведены значения нормальных напряжений, которые возникают в УЭ АДП-500 и АДП-750 при действии статических нагрузок. Из таблицы видно, что максимальные напряжения существенно ниже максимально допустимых значений.

Таким образом, определены максимальные напряжения при действии статических и квазистатических нагрузок в УЭ РМАК, которые выдерживают полный комплекс испытаний. В процессе эксплуатации значения напряжений, возникающих в УЭ, в 8 – 10 раз больше напряжений, возникающих при статическом воздействии. Принимая во внимание, что модели эксплуатации РМАК в судовых условиях практически идентичны, а также многолетний опыт эксплуатации РМАК на судах, можно предположить, что если типоразмер РМАК с максимальными напряжениями, значения которых ниже максимально допустимых, выдержит полный цикл ресурсных испытаний, то и весь типоряд создаваемой конструкции с меньшими напряжениями тоже. Предложенный подход позволяет значительно сократить время проведения испытаний, подтверждающих обеспечение требуемого срока эксплуатации, а также количество испытуемых образцов РМАК.

Библиографический список

1. Ионов, А.В. Средства снижение вибрации и шума на судах. СПб.: ФГУП “ЦНИИ им.акад. А.Н.Крылова”, 2000.

2. ТУ 38 105 1402-80. Смеси резиновые I-10940 – I-10948, 51-1624, 51-1625, 51-1773, 51-1770, 51-1769, I-10-47-3. Технические условия.

3. Mooney M. A Theory of Elastic Deformation // Journal of Applied Physics. 1940. Vol. 11. Pp.582 – 592.

УДК 62-752.002.3

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОЛИУРЕТАНОВЫХ КОМПОЗИЦИЙ ДЛЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ АМОРТИЗАТОРОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

© 2012 П.А. Кузьменко

ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт – Петербург

USING POLYURETHANE COMPOSITES FOR RESILIENT ELEMENTS OF THE ENGINEERING SYSTEM SHOCK-ABSORBERS

Kuzmenko P.A. (Federal State Unitary Enterprise “Academician A.N.Krylov Central Research Institute”, St.Petersburg). The paper presents the results of the polyurethane shock absorbers tests. Using polyurethanes allows to eliminate the power-consuming stage of vulcanization during the manufacturing process and to reduce the costs of expensive tooling.

Одним из новых материалов для упругих элементов (УЭ) амортизирующих конструкций (АК) является полиуретан [1, 2]. Эксплуатационные свойства полиуретанов удовлетворяют требованиям, предъявляемым к материалам, используемым в амортизаторах.

В отличие от традиционных резин, например, на основе бутадиен-нитрильных синтети-

Таблица 1. Характеристики ЭСА-35 с УЭ из различных материалов

Рецептура	Статическая жесткость, кН/м	Вибрационная жесткость, кН/м
Сурэл-17	76,6	113,9
Сурэл-14	127,6	146,2
Сурэл-7	135,7	217,4
Резина БНКС	86	129,4

ческих каучуков (БНКС), полиуретаны имеют высокое сопротивление истиранию, сохраняют высокую эластичность в широком диапазоне изменения твердости [3]. Некоторым из этих свойств полиуретаны обязаны присутствию вторичных химических связей или межмолекулярным взаимодействиям, которые являются результатом присутствия различных полярных групп в полиуретановых цепях [4].

В процессе исследования свойств различных типов полиуретанов удалось подобрать композицию, удовлетворяющую показателям, требуемым для применения эластомеров в качестве УЭ АК. Этим материалом оказался литьевой полиуретан «Сурэл-14».

Использование технологии изготовления амортизаторов с УЭ из полиуретанов позволяет производить холодное отверждение. Применяемые литьевые формы значительно проще вулканизационных.

Были изготовлены образцы амортизатора ЭСА-35 с УЭ из полиуретана нескольких рецептур. Данные образцы представлены на рис. 1.

Образцы были подвергнуты испытаниям по определению: статической жесткости в направлении оси Z; динамической (вибрационной) жесткости при действии нагрузки 350 Н.

В табл. 1 приведены основные характеристики амортизатора ЭСА-35, полученные в ходе испытаний. Характеристики данного амортизатора с УЭ из резины приведены руководствуясь [1].

Как видно из таблицы, статические и вибрационные жесткости амортизатора в зависимости от рецептуры материала УЭ существенно различаются. Из рассматриваемых материалов «Сурэл-14» является наиболее пригодным для УЭ АК на основании того, что величины статической и динамической жесткостей этого материала имеют наиболее близкие показатели.

Таким образом, проведенные исследования подтвердили возможность использования полиуретана в качестве материала УЭ АК, причем технология изготовления изделий из этого материала значительно проще и дешевле по сравнению с резинами. Применение полиуретанов исключает энергоемкую стадию вулканизации при производстве изделий и позволяет снизить затраты на изготовление дорогостоящей оснастки.

Библиографический список

1. Альбом разрешенных к применению амортизирующих конструкций (РН-80) № 035-76.059, ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.

2. Летуновский М.П. Марочный ассортимент ТДИ- предполимеров «Эласт» и литьевые полиуретановые эластомеры на их основе // Полиуретановые технологии – 2005.

3. Райт П., Камминг А. Полиуретановые эластомеры [пер. с англ. под ред. докт. хим. наук Н.П. Апухтиной]. Л.: Химия, 1973.

4. Синтез и свойства уретановых эластомеров. [под ред. докт. хим. наук Н.П. Апухтиной]. Л., Химия, 1976.



Рис. 1. Образцы амортизирующего элемента ЭСА-35 с упругими элементами из полиуретана нескольких рецептур (а – Сурэл-17; б – Сурэл-14; в – Сурэл-7)

УДК 534.833.532:629.5.023

ВИБРОПОГЛОЩАЮЩИЕ НАПОЛЬНЫЕ ПОКРЫТИЯ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

© 2012 Ю.В. Евстратова, М.В. Волкова

ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

VIBRATION ABSORBING FLOOR COVERINGS FOR VARIOUS INDUSTRIES

Yevstratova U.V., Volkova M.V. (Federal State Unitary Enterprise "Academician A.N.Krylov Central Research Institute", St.Petersburg). The paper presents the results of the works on making high-tenacity vibration absorbing floor (deck) covering. A new technology of making "Style" plates by means of press vulcanization has been developed and tested. The developed "Style" covering displays the best properties compared to the existing floor coverings.

Напольные покрытия применяются в различных отраслях промышленности, поскольку обладают хорошими прочностными свойствами, позволяющими сохранять и защищать внутреннюю поверхность (помещения, автотранспорта, судна и т.д.), внешне красивы и имеют широкую палитру цветовых оттенков. Однако в настоящее время в российском кораблестроении существует проблема обеспечения поставок напольных (палубных) покрытий для внутренних помещений. Причины связаны как с низкими эксплуатационными показателями российских покрытий, так и с отсутствием простой технологии их нанесения и дизайнерского оформления.

К напольным покрытиям предъявляется ряд требований (предохранение от износа, коррозии, разрушения, адгезионная прочность, простота демонтажа и ремонта, хорошие декоративные и теплоизоляционные свойства, стойкость к различным факторам и т.д.).

Для корабельных настилов вполне уместно потребовать также хороших вибропоглощающих свойств. Напольные (палубные) покрытия настилаются непосредственно на несущие поверхности. Толщина их (из общих практических соображений) не должна превышать 10 мм, поэтому их следует рассматривать как жесткие вибропоглощающие покрытия.

Сотрудниками ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова» была создана рецептура для изготовления напольных (палубных) покрытий на основе нитрильного каучука (СКН) и поливинилхлорида (ПВХ). Наличие каучука в рецептуре материала позволило использовать метод вулканизации для изготовления образцов напольного (палубного) покрытия, получившего название «Стиль».

Были проведены физико-механические и динамические испытания разработанного покрытия «Стиль» в сравнении с существующими в настоящее время напольными покрытиями. Результаты проведенных испытаний образцов покрытий «Стиль» в сравнении с покрытиями «Nora» (Германия) и покрытием из отечественного материала «Сэвилен» показали, что палубное покрытие «Стиль» имеет физико-механические показатели по значениям выше, чем те же показатели образцов традиционных покрытий (табл. 1).

Кроме того оказалось, что образец покрытия «Стиль» меньше подвержен действию внешних факторов (воды, масла и т.п.) и имеет более чем в 2 раза мйньшую истираемость по сравнению с покрытием «Nora». Это свидетельствует о большем сроке службы такого покрытия. Палубное покрытие «Стиль» превышает по модулю сдвига и коэффициенту потерь (см. таблицу) показатели лучшего в настоящее время

Таблица 1. Физико-механические и динамические показатели образцов напольных покрытий

Свойства	«Nora»	«Сэвилен»	«Стиль»
Прочность, МПа	5,5	5,4	12,2
Относительное удлинение, %	320	410	314
Остаточное удлинение, %	40	33	26
Твердость, ед. Шора	70	80	85
Набухание в воде, %	5,0	-	4,0
Набухание в масле, %	1,2	-	1,0
Истираемость, $м^3$/ТДж	45	-	17
Модуль сдвига, МПа	32-45	-	30-65
Коэффициент потерь	0,1-0,25	-	0,2-0,5

покрытия «Nora», т.е. обладает в качестве жесткого вибропоглощающего покрытия бульшим вибропоглощающим эффектом.

Выводы:

1. Создана рецептура материала (СКН+ПВХ) для изготовления высокопрочных вибропоглощающих напольных (палубных) покрытий «Стиль».

2. Отработана технология изготовления пластин покрытия «Стиль» методом вулканизации под давлением.

3. Проведены предварительные испытания материалов и образцов покрытия «Стиль».

4. Разработанное покрытие «Стиль» имеет лучшие характеристики по сравнению с существующими на сегодняшний день напольными покрытиями.

Библиографический список

1. Фаворов Б.П. Палубные покрытия. Л., Судпромгиз, 1960.

2. Ионов А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000.

3. Вольфсон С.И. Динамически вулканизованные термоэластопласты. М., Наука, 2004.

УДК 621.452.3.018

НАУЧНЫЙ ПОДХОД К СОЗДАНИЮ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A SCIENTIFIC APPROACH TOWARDS DEVELOPING AN ENGINE DYNAMIC MODEL

Melentyev V.S., Gvozdev A.S. (Samara State Aerospace University). The paper summarizes the experience of developing an engine dynamic model. The engine model is integrated into the aircraft system.

В работе дается обобщение наработок авторов по созданию динамической модели двигателя. Согласно классической схеме, разработка объёмной модели производится до начала динамических расчётов, после расчёта основных параметров рабочего тела в двигателе. Конструктивная компоновка должна производиться на основе результатов расчётов процессов, происходящих в двигателе, с подтверждением основных расчётных моделей экспериментом при тесной интеграции расчётных пакетов.

Расчёт динамики начинается со стержневых моделей, позволяющих определить кинематические параметры характерных точек механизма при предполагаемых законах движения, что позволяет сразу же откорректировать параметры рабочего тела в тракте.

Создание объёмной модели происходит в несколько этапов. Изначально, на основе параметрических шаблонов, создаются модели движущихся частей конструкции и оцениваются возникающие динамические нагрузки. При расчётах учитываются деформации деталей, потери на трение, колебания, сигналы системы управления, контактные силы между деталями и прочие граничные условия. Отдельно моделируются подшипниковые узлы, уплотнения, гидравлические элементы.

Корпусные детали в частично параметризованном виде (рис. 1) берутся из пополняемой базы деталей проектной организации с последующей доработкой. Используется древовидная структура подсборок и общий доступ к итоговой модели (“модульный” метод [1]) Важная роль отводится следующим типам расчётов: уравновешивание, смешение и горение рабочего тела в камере сгорания, течение компонентов в рубашке охлаждения, охлаждение (теплопередачей, конвекцией и излучением), колебательные процессы в двигателе (потока, подвески, трубопроводов) и средства виброзащиты [2]. Активно используются алгоритмы компьютерной оптимизации конструкций на основе параметрических моделей.

Далее создаются модели агрегатов для компоновки и математические модели их входных и выходных функций с целью учёта в динамике работы всей системы.

Если результаты удовлетворяют техническому заданию, то производятся уточнённые прочностные расчёты деталей (рис.2), а также специализированные расчёты: анализ вибрации основных (узлы подвески, валы, подшипники) и вспомогательных (системы конт-

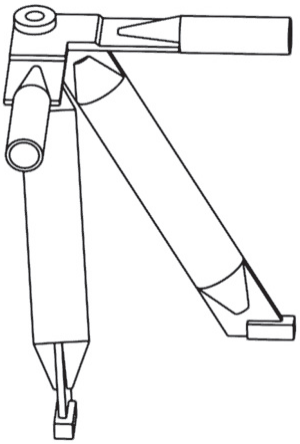


Рис. 1. Объёмная модель рамы двигателя

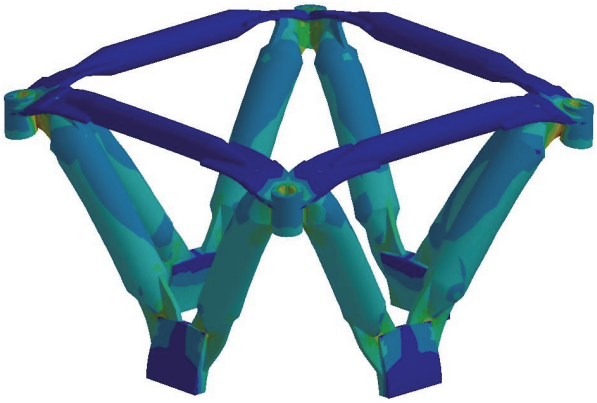


Рис. 2. Визуализация результата расчёты рамы на прочность

роля и запуска, топливо- и маслоподающие магистрали) агрегатов [3]. К моменту завершения работы над конструкцией двигателя имеется описание происходящих в двигателе процессов, выполненное в специализированных пакетах [4]. На основании этих данных модель двигателя интегрируется в систему летательного аппарата.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Изучение конструкции двигателей с использованием 3D-моделей их элементов / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Д.С. Лежин. Самара: СГАУ, 2006.

2. Исследование демпфирующих характеристик виброизоляторов с возможностью изменения формы упруго-демпфирующего элемента / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Ю.К. Пономарев // Известия СамНЦ РАН. 2011. Т.13. №4(3). С. 1112-1115.

3. Исследование крутильных колебаний роторов / В.П. Ржевский, Ф.В. Паровай, Д.С. Лежин [и др.]. Самара: СГАУ, 2006.

4. Проектирование конструкции “виртуального двигателя” [Элек.] / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев, Ф.В. Паровай. ЦНИТ СГАУ, 2011.

УДК 62-762.001.5

ПРОБЛЕМЫ ДИНАМИКИ ТОРЦОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ

© 2012 С.В. Фалалеев, И.С. Виноградов, В.В. Мидюкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DYNAMICS PROBLEMS OF THE FACE GAS-DYNAMIC SEALS

Falaleyev S.V., Vinogradov I.S., Midyukin V.V. (Samara State Aerospace University). In this article we describe a mathematic model of face gas-dynamic seals and make an analysis of its dynamics.

Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации. В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. Колебания невращающегося кольца описываются системой уравнений движения:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0;$$
$$I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0;$$
$$I_P\ddot{\theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0,$$

где m, I, I_P – масса и моменты инерции кольца; z_2, α_2, θ_2 – осевое, угловое, изгибное перемещение кольца уплотнения; P_z, M_α, M_Θ – осевая сила и гидродинамические моменты, дей-

ствующие на кольцо со стороны газового слоя; W_z, L_z, L_q – сила и моменты, действующие на кольцо извне. Воздействие ротора на систему рассматриваем в виде трех составляющих: осевого $z_1 = z_{1.0}\sin\omega t$; углового $\alpha_1 = \alpha_{1.0}\sin\omega t$; изгибного $\theta_1 = \theta_{1.0}\sin\omega t$. Здесь $z_{1.0}$, $\alpha_{1.0}$, $\theta_{1.0}$ – амплитуды воздействий.

В общем случае при исследовании динамики ТГДУ необходимо рассматривать одновременно все три уравнения системы. Осевые, угловые и изгибные перемещения подвижного кольца оказывают взаимное влияние за счет перекрестных связей. В связи с этим угловые биения могут возбуждать осевую вибрацию в уплотнении и т.д. Проведенный анализ показал, что в рассматриваемой двухмассовой модели на практике могут быть реализованы следующие виды колебаний: осевые колебания $z_1 \to z_2 \to z_3$; угловые колебания $\alpha_1 \to \alpha_2 \to \alpha_3$; совместные осевые и угловые колебания $z_1 \to z_2, \theta_2 \to z_3$.

Вначале рассмотрим первый вид колебаний. В этом случае все элементы системы имеют только осевые перемещения. Рассматриваем уплотнение как систему с сосредоточенными параметрами. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$M_k\ddot{z}_2 + c_{дин}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0;$$

$$M_{пр}\ddot{z}_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_{у.э}z_3 = 0.$$

Рассмотрим гармоническое воздействие $z_1 = z_{1.0}sinwt$. Осевые перемещения кольца $z_2 = z_{2.0}sin(wt+j)$. Система линеаризованных уравнений для осевых колебаний масс в ТГДУ в операторном виде записывается следующим образом:

$$M_k s^2 z_2 + c_{дин}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3) + b_1 s(z_2 - z_3) = 0;$$

$$M_{пр}s^2 z_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1 s(z_3 - z_2) + c_{у.э}z_3 = 0.$$

Здесь $s = i\omega$, $i = \sqrt{-1}$. Сухое трение R_1 представлено эквивалентным демпфированием /4/ и приплюсовано к демпфированию b_1.

Динамическую реакцию газового слоя представим в виде

$$c_{дин} = c_{упр} + i\omega b_{сл},$$

где $c_{упр}$ и $b_{сл}$ – упругая и демпфирующая составляющие динамической реакции слоя.

Вводим безразмерные параметры

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0};\ \bar{D} = \frac{b_{сл}}{M_k\omega_0};$$

$$k_1 = \frac{M_{пр}\omega_0^2}{c_1 + c_{уэ}};\ k_2 = \frac{b_1\omega_0}{c_1 + c_{уэ}}.$$

Находим передаточную функцию $K(s)=\frac{z_2}{z_1}$.

Передаточную функцию получаем в виде

$$K(s) = \frac{(1-k_1\bar{\omega}^2) - k_2\bar{D}\bar{\omega}^2 + i\bar{\omega}(k_2 + \bar{D}(1-k_1\bar{\omega}^2))}{(1-k_1\bar{\omega}^2) - \bar{\omega}^2(1-k_1\bar{\omega} - k_2\bar{D}) + i\bar{\omega}(k_2 - k_2\bar{\omega}^2 + \bar{D}(1-k_1\bar{\omega}^2))}.$$

Выделяя действительную и мнимую составляющие $K(s)=U(\omega)+iV(\omega)$, определяем амплитудочастотную (АЧХ) $\mu_h(\varpi)=(U^2+V^2)^{0,5}=z_{2.0}/z_{1.0}$ и фазочастотную (ФЧХ) $\psi_h(\varpi)=-arctg(V/U)=j$ характеристики. Изменение величины зазора

$$\Delta h = z_{2.0}\sin(\omega t + \varphi) - z_{1.0}\sin(\omega t),$$

где $z_{2.0}$, $z_{1.0}$ – амплитуды перемещений кольца и торца ротора; φ – фазовый сдвиг.

Рассмотрим второй вид колебаний. В этом случае все элементы системы имеют только угловые перемещения. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид:

$$I_k\ddot{\alpha}_2 + c_{динα}(\alpha_2 - \alpha_1) + c_{1α}(\alpha_2 - \alpha_3) + b_{1α}(\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_3) = 0;$$

$$I_{пр}\ddot{\alpha}_3 + c_{1α}(\alpha_3 - \alpha_2) + b_{1α}(\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_2) + c_{у.э.α}\alpha_3 = 0.$$

Динамические коэффициенты для угловых колебаний с достаточной точностью можно рассчитать по формулам $c_a=cR^2/2$, $b_a=bR^2/2$. Здесь c и b – жесткость и демпфирование при осевых колебаниях.

Передаточная функция $K(s)=\alpha_2/\alpha_1$ находится аналогично предыдущему примеру. Решение удобно находить в комплексном виде.

Рассмотрим третий вид колебаний. В этом случае ротор и прижим будут иметь только осевые перемещения, а кольцо уплотнения – осевые и изгибные перемещения. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$I_k\ddot{\theta}_2 + c_{дин.θθ}\theta_2 + c_{дин.zθ}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3)r_0 + EJ\theta_2 = 0;$$

$$M_k\ddot{z}_2 + c_{дин.zz}(z_2 - z_1) + c_{дин.θz}\theta_2 + c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0;$$

$$M_{пр}\ddot{z}_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_{у.э}z_3 = 0.$$

Здесь: r_0 – радиус расположения упругого элемента; E – модуль упругости кольца; J – момент инерции кольца при изгибе; $c_{дин.zz}$, $c_{дин.θθ}$, $c_{дин.θz}$ и $c_{дин.zθ}$ – коэффициенты динамической реакции (первая буква индекса относится к виду возмущающегося воздействия торца ротора, вторая – к виду перемещения кольца).

Линеаризовав данные уравнения аналогичным способом, как и в первом примере, получим

систему трех уравнений с тремя неизвестными:

$$A_1q_2+B_1z_2+C_1z_3=D_1z_1;$$
$$A_2q_2+B_2z_2+ C_2z_3=D_2z_1;$$
$$B_3z_2+ C_3z_3=0.$$

Здесь A_i, B_i, C_i,D_i – коэффициенты (комплексные числа).

При решении этой системы уравнений находим передаточные функции в виде z_2/z_1 и $\theta_2 r_o/z_1$, где r_o – радиус центра давления щели уплотнения. В разработанной расчетной программе решение находится численным способом с помощью комплексных чисел, то актуальность получения аналитических выражений существенно снижается.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления правительства РФ №218 от 09.04.2010.

УДК 629.036

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ КОРПУСА ВЕНТИЛЯТОРА АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ОБРЫВЕ ЛОПАТКИ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА В ПК LS-DYNA

© 2012 Д.В. Габов, А.Н. Крундаева

ОАО «НПО Сатурн», Рыбинск

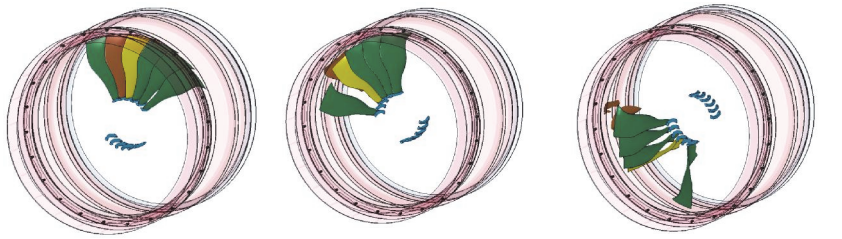
THE LS-DYNA PC ANALYSIS OF THE AERO ENGINE FAN BODY DYNAMICS AS THE FAN ROTOR BLADE BREAKS OFF

Gabov D.V., Krundayeva A.N. (Research and Production Association "Saturn" OJSC, Rybinsk). The paper presents the findings of an investigation into the aero engine body dynamic deformation as the fan blade breaks off. The comparative analysis of the experimental data and the three-dimensional numerical simulation has shown that the developed method can be used for estimating the body dynamic behavior and the substantiation of its reliability.

Современный уровень развития вычислительной техники, численных методов и программных средств решения задач механики позволяет с приемлемой точностью проводить компьютерное моделирование динамических явлений в сложных конструкциях при интенсивных статических и динамических воздействиях.

В представленной работе исследуется численное моделирование динамического деформирования корпуса авиационного двигателя при обрыве лопатки вентилятора, вращающегося на наиболее опасном режиме, в ПК LS-DYNA (рис. 1)

В обеспечении решения задачи по анализу динамики корпуса авиационного двигателя выполнено экспериментальное исследование чувствительности деформационных кривых от скорости деформации, а так же по-



а) расчетная модель t = 0 мс

б) касание лопатки о корпус t = 0.6 мс

в)момент максимального удара лопатки о корпус t = 3.6 мс

Рис. 1. Взаимодействие лопатки вентилятора с корпусом

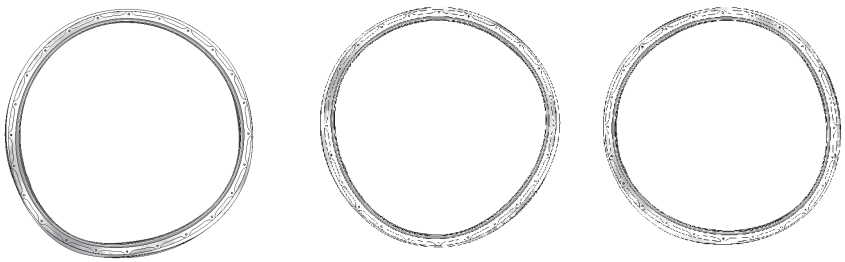


Рис. 2. Овализация корпуса вентилятора

лучены предельные деформации, при которых начинается разрушение материала.

Разработанная численная технология расчета динамического деформирования элементов конструкции (рис. 2), на примере обрыва лопатки вентилятора SaM146, успешно верифицирована по результатам стендовых испытаний.

Сравнительный анализ экспериментальных данных и трехмерного численного моделирования показал, что разработанная методика может использоваться для расчетного прогноза динамической поведения корпуса и обоснования его надежности в условиях обрыва лопатки вентилятора.

Библиографический список

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей [под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра]. М., 1981.

2. Численное моделирование обрыва лопатки вентилятора / Ю.Н. Шмотин, А.А. Рябов, Д.В. Габов, С.С. Куканов // Авиац.-косм. Техника и технология. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т ХАИ, 2005. № 9 (25). С. 63 –67.

3. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.

УДК 620.179.111

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРОСОВОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА С НАПРАВЛЕННЫМ ВОСПРИЯТИЕМ НАГРУЗОК

© 2012 О.Б. Симаков, Ю.К. Пономарев, А.Е. Евсигнеев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF A ROPE VIBRATION ISOLATOR WITH THE DIRECTED PERCEPTION OF LOADS

Simakov O.B., Ponomaryov U.K., Yevsigneyev A.E. (Samara State Aerospace University). The paper deals with the problem of increasing a working course of a vibration isolator with an elastic element on the basis of a metal rope with the directed perception of loads to improve its performance on impacts. This problem is solved by means of a calculation using a mathematical package on the basis of the ANSYS method of the final elements.

В практике виброударозащиты широко известны виброизоляторы с упругим элементом на основе металлического каната с направленным восприятием нагрузок [1 - 2]. Они могут применяться для успокоения колебаний промышленных трубопроводов большого диаметра, дверей, промышленных заслонок большой массы и т.д. В основе работы всех этих конструкций заложен рекурсивно расположенный слоями навитый канат, осевая линия которого совпадает с некоторой цилиндрической поверхностью, соосной с осями тяг виброизолятора. Недостатком данной конструкции, по мнению авторов настоящей работы, является малый осевой ход виброизолятора, что ограничивает его применение при больших ударных нагрузках. Для решения задачи увеличения хода предложено использование зигованного в одной плоскости каната, или винтообразной многожильной пряди, снятой (развитой) со стандартного многожильного многопрядного троса (рис. 1).

Модель виброизолятора была построена в конечноэлементном математическом пакете ANSYS. Для моделирования тросов использовались балочные элементы Beam 4 с соответствующими жесткостными характеристиками. Моменты инерции сечения троса относительно осей z и y определены по формуле $Jz = Jy = m\pi d^4/64$, а площадь поперечного сечения троса по формуле $F = m\pi d^2/4$.

В этих формулах d – диаметр одной проволочки в пряди или в всем тросе, в зависимо-

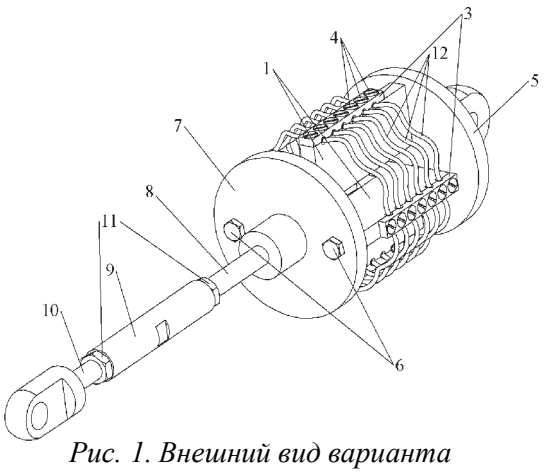


Рис. 1. Внешний вид варианта модернизированного виброизолятора

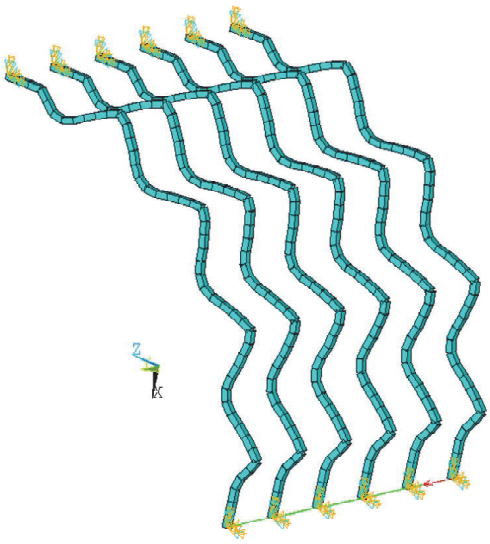


Рис. 2. КЭ модель для ансамбля зигованных тросов

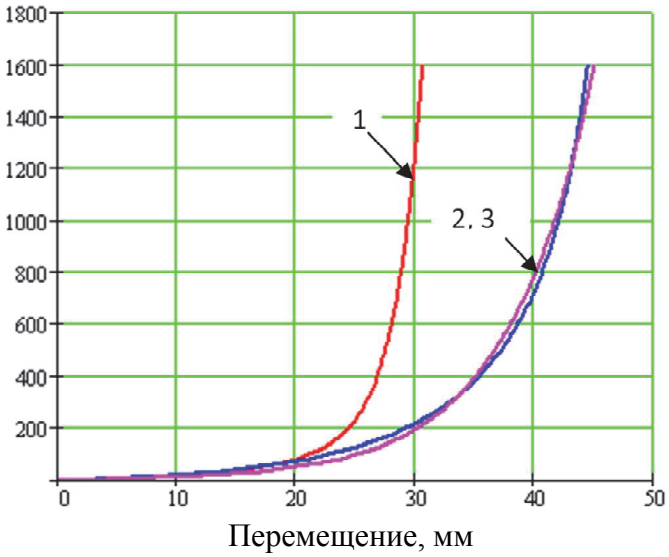


Рис. 3. Зависимость перемещений вибратора от приложенной нагрузки

сти от варианта расчета, m – количество проволочек в тросе.

Так как конструкция виброизолятора симметрична, оказалось возможным рассматривать только четверть модели, при этом полученный результат был умножен на 4. Было исследовано три варианта конструктивного исполнения виброизолятора: с отдельными зигованными тросовыми кольцами (рис.2), с пространственно спиральной прядью, намотанной на планки (рис. 5), а также в виде спирально намотанного по цилиндрической поверхности троса, как это сделано в конструкциях [1, 2] (рис. 4). Планки моделировались жесткими закреплениями и жесткими связями между узлами балочных элементов. На рис. 2 показана одна из трех конечноэлементных моделей виброизоляторов – с зигованной осевой упругой линией каната, которую можно получить либо пластическим деформированием на специальной оправке, либо термофиксацией специально созданной осевой линии троса, на рис. 3 – результаты расчета.

На рис. 3 кривая 1 рассчитана для исходного варианта (винтового троса, намотанного на П-образные скобы по цилиндрической поверхности); кривые 2 и 3 рассчитаны, соответственно, для зигованного троса и винтообразной пряди (рис. 3, 4). Последние два варианта практически дают идентичные нагрузочные характеристики, дающие на 30-40 % большие возможности деформации виброизолятора, чем известные конструкции [1, 2], что, в свою очередь, позволит значительно повысить допустимые максимальные нагрузки на виброизолятор, в том числе и ударного характера. Модернизация виброизолятора защищена заявкой на изобретение.

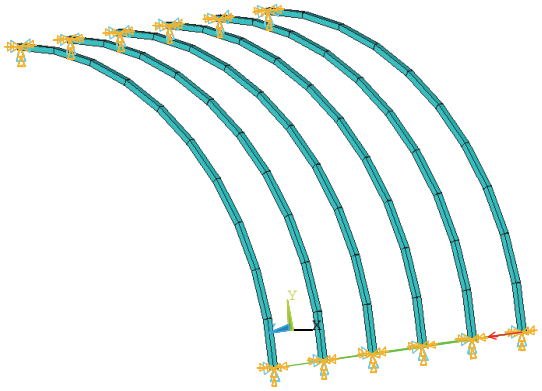


Рис. 4. Конечноэлементная модель ансамбля тросов исходного варианта виброизолятора [1]

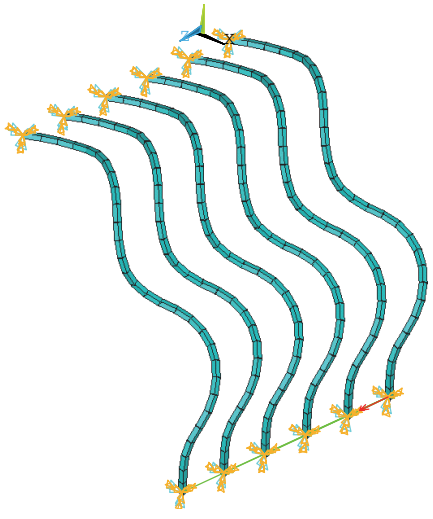


Рис. 5. Конечноэлементная модель ансамбля тросов в виде винтообразных прядей

В расчетных работах принимал участие студент СГАУ Лесной В.А., выполнивший курсовую работу по курсу «Динамика машин».

Библиографический список

1. Патент США № 5.482.259. МКИ F16F 3/00.Трубчатый тросовый виброизолятор. Автор: Лоуренс Лозюк. 1996 г.

2. Патент США № 5.609.328. МКИ F16F 3/00.Трубчатый тросовый виброизолятор. Авторы: Лоуренс Лозюк, Брайан Бучольц, Ральф Клинард. 1997 г.

УДК 629.78.064

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ

© 2012 Д.К. Новиков, Д.С. Дилигенский

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

HYDRODYNAMIC DAMPER DESIGN ANALYSIS

Novikov D.K., Dilighensky D.S. (Samara State Aerospace University). The paper reviews some patent information on hydrodynamic dampers for the purpose of analyzing the state of the art in their design.

Проведенный за последние 15 лет анализ патентной информации по гидродинамическим демпферам (ГДД) показал, что за рубежом, особенно в США, эта тема пользуется пристальным вниманием, поскольку было обнаружено около 30 патентов. Из фирм, занимающихся разработкой этой тематики, можно выделить General Electric Company (7 патентов), Honeywell International Inc.(4 патента), Rolls-Royce (2 патента), Florida Turbine Technologies (3 патента). Как видно из перечисленного, больше всего патентов у фирмы General Electric Company – 7.

Направления разработки ГДД в основном соответствуют направлениям, описанным в работах [1] и представлены на рис. 1. Например, демпферы с пружинными и щеточными уплотнениями расширяют подраздел «наличие уплотнений в зазоре», со ступенчатым зазором и с ограничителем колебаний - направление «вид

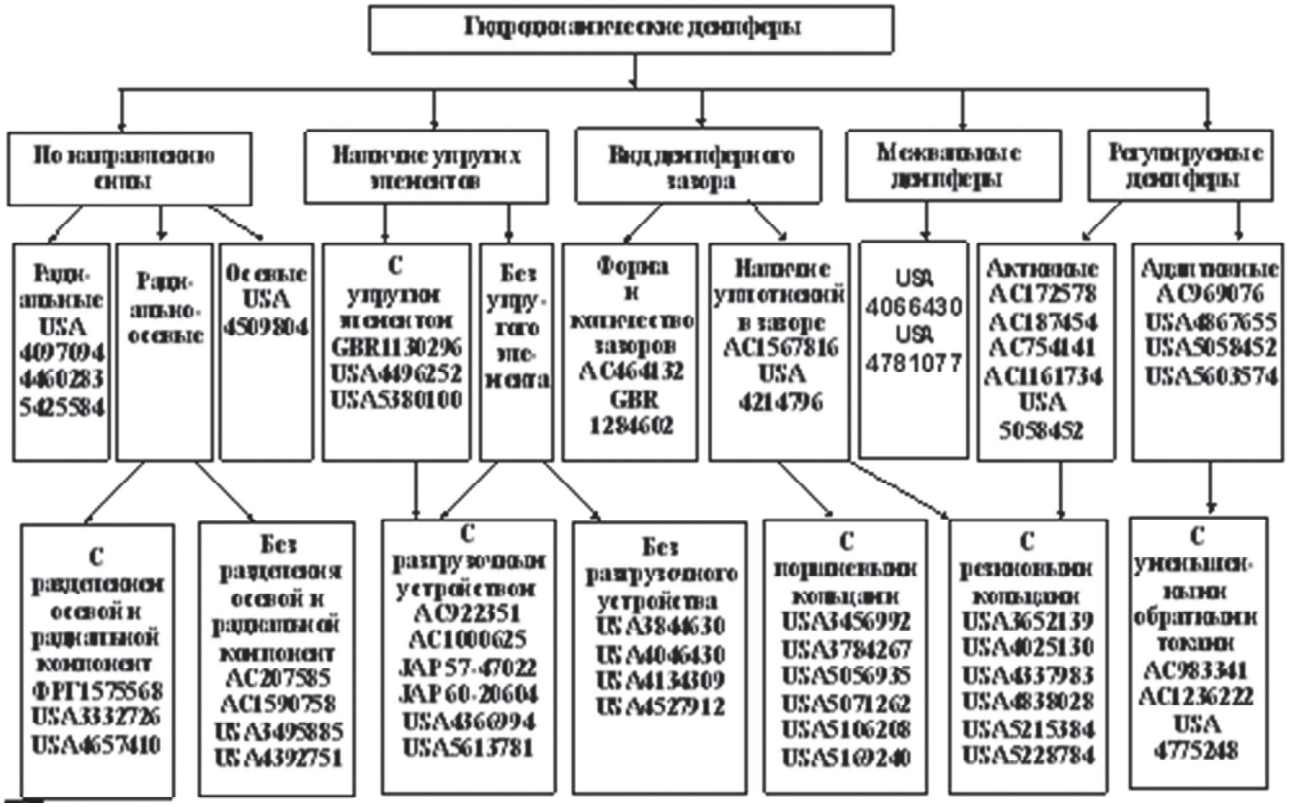


Рис. 1. Классификация гидродинамических демпферов

демпферного зазора», демпфер с тарельчатой пружиной – направление с разгрузочным устройством, демпфер с изменяемой жесткостью – направление «регулируемые демпферы».

Подраздел «с упругими элементами» может быть дополнен патентами, описывающим опоры с упругими кольцами, имеющими выступы различных видов, причем в патенте в качестве упругого кольца предлагается использовать проволочную спираль, что может существенно поднять уровень демпфирования. По всей видимости, это наибольшее количество патентов из всех проанализированных направлений. Следует отметить, что ранее демпферы с упругими кольцами, или кольцами Аллисона, в патентной литературе по опорам авиационных ГТД обнаружены не были. Возможно, это связано с тем, что в открытой зарубежной печати такие данные не публиковались. Поэтому можно сделать вывод, что в последнее время интерес к таким конструкциям значительно возрос. Одной из причин этого называется простота конструкции и низкая стоимость, правда конкретная цена при этом не указывается. Вместе с тем, в отечественных ГТД такие опоры нашли довольно широкое применение. Они использовались в опорах ГТД АИ-25, ТВаД ТВ2-117, АЛ-31Ф, а также в двигателях семейства НК.

Библиографический список

1. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков. Самара, Самарский научный центр РАН, 2002. 335 с.

УДК 621.11

СОВМЕСТНОЕ ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ ВИБРАЦИОННОГО И ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК И ИХ КОМПЛЕКТУЮЩИХ

© 2012 А.А. Кирюхин, С.М. Кольцов, А.В. Абрамов

ОАО «Калужский турбинный завод»

COMBINED APPLICATION OF THE VIBRATION AND PARAMETRIC CONTROL SYSTEMS DURING TESTING OF STEAM TURBINE PLANTS AND THEIR COMPONENTS

Kiryukhin A.A., Koltsov S.M., Abramov A.V. (Kaluga Turbine Plant). The paper presents the results of trying out the systems of multi-channel parametric and vibration control of steam turbine plants. The diagnostic systems make it possible to identify automatically the defects and failures of such elements as rolling and sliding bearings, impeller pump blade wheels, turbo-machine and electric machine rotors, and reduction box gear wheels.

При испытаниях паротурбинных установок (ПТУ) и их комплектующих применяются системы параметрического и вибрационного контроля, работающие отдельно друг от друга. Для обеспечения надежной работы ПТУ при испытаниях стендах и в процессе эксплуатации, необходимо одновременно измерять, обрабатывать и анализировать как вибрационные, так и медленно изменяющиеся параметры (до 400 и более). Такой контроль с возможностью последующей обработки и анализа обеспечивают объединенные многоканальные системы параметрической и вибрационной диагностики. Отработка таких систем включает лабораторные исследования типовых отказов оборудования и его элементов на моделях и натурных стендах, а также доводку комплексной системы диагностики в составе всей паротурбинной установки на отдельном стенде и в условиях эксплуатации [1, 2, 3, 5].

На ОАО «Калужский турбинный завод» (ОАО «КТЗ») используется объединенная система на базе параметрического (ACTest) и вибрационного контроля (ПУЛЬС). Схема ее применения дана на рис. 1.

Такая система при испытаниях транспортной ПТУ позволила точно определить момент разрушения втулки подшипника ее герметичного масляного электронасоса, установить причину разрушения и в конечном итоге ее устранить [1].

Следующим этапом отработки систем многоканального параметрического (ACTest) и вибрационного (Вибробит-300 и ИТ-14) контроля на ОАО «КТЗ» стало их совместное применение при наладочных и приемочных испытаниях головных энергетических турбин большой мощности (до 70 МВт) с длинными

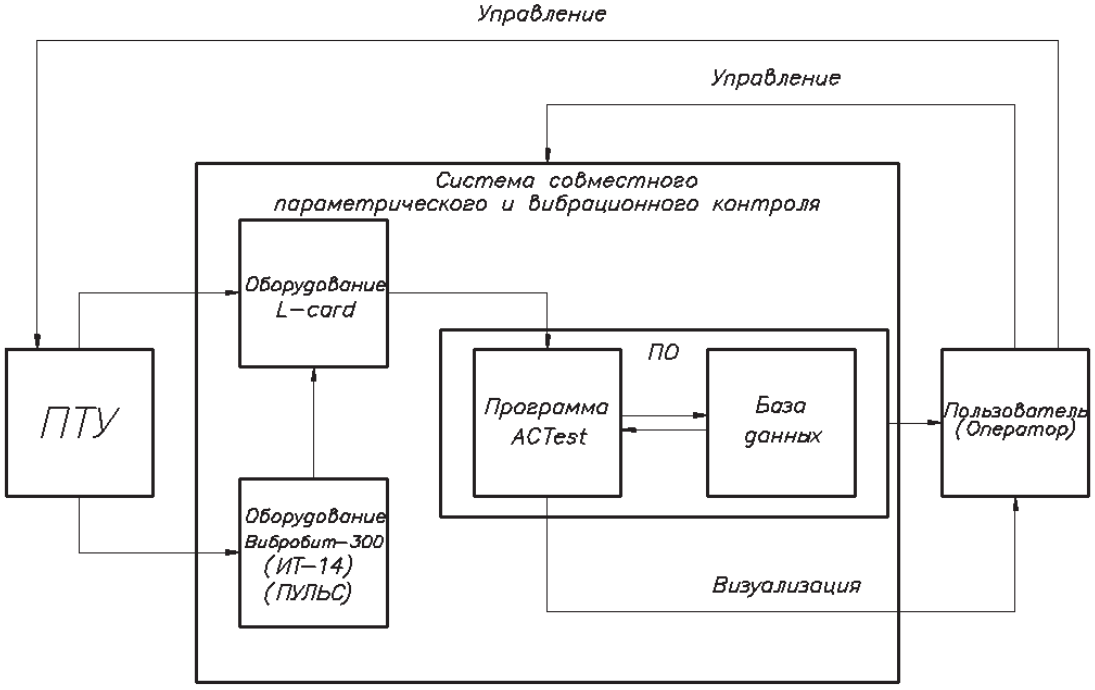


Рис. 1. Схема применения объединенной системы параметрического и вибрационного контроля

роторами и многосоставными корпусами [2].

На основе собранных объединенной системой данных при наладочных испытаниях турбины, после их анализа была разработана и внедрена методика пуска турбины из холодного состояния.

Сегодня на стенде ОАО «КТЗ» отрабатывается циркуляционный насос с асинхронным электроприводом и частотным регулятором оборотов. С 2010 года этот стенд оборудован системой многоканального параметрического (ACTest) и вибрационного контроля (ПУЛЬС). Такая система параметрического и вибрационного контроля сократила время проведения доработки циркуляционных насосов в части виброшумовых характеристик (ВШХ) с 7 лет до 4…6 месяцев [3].

Во всех перечисленных выше случаях контроль параметров в режиме реального времени, их анализ и выводы по состоянию объекта проводились оператором. В эксплуатации для анализа и принятия оперативного обоснованного решения, помимо текущего состояния параметров объекта, системы контроля и их программное обеспечение должны выдавать оператору тип и причины возможных неисправностей.

Существуют системы диагностики [4], позволяющие в автоматическом режиме определять дефекты и отказы таких элементов, как подшипники качения и скольжения, рабочие колеса лопастных насосов, ротора турбомашин и электромашин, зубчатые колеса редукторов. Определение ими неисправности происходит путём математического анализа вибрационной информации, с последующей выдачей сигналов о неисправности на основе вероятностной оценки большого объёма накопленных экспериментальных данных. Однако диагностику сложных уникальных машин, для которых отказы оборудования являются единичными, а не повторяющимися, сегодня невозможно осуществлять без непосредственного участия квалифицированных специалистов [5].

Возможность определять дефект по косвенным признакам требует наличие узкоспециализированной системы параметрической и вибрационной диагностики, основанной на базе данных по всем возможным дефектам и отказам рассматриваемых ПТУ и их комплектующих. Эта задача должна решаться на основе создания базы данных о дефектах и отказах в процессе испытаний и при эксплуатации за всю историю их работы. Она должна пополняться за счет информации, полученной как при испытаниях новых опытных образцов комплектующего оборудования ПТУ, так и в процессе моделирования отказов тех или иных узлов паротурбинной установки на отдельных стендах, что требует постановки необходимых исследований при создании соответствующих систем диагностики и обязательного включения этих исследований в программы доводки и сдачи опытных и серийных изделий.

Библиографический список

1. Кирюхин А.А., Кольцов С.М. Особенности и перспективы совместного применения систем вибрационной и параметрической диагностики при проведении испытаний паротурбинных установок и их комплектующих // Материалы VIII молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее 2010», 2010.

2. Кирюхин А.А., Кольцов С.М., Абрамов А.В. Применение систем вибрационного и параметрического контроля при испытаниях турбин большой мощности, как этап создания совместной системы диагностики // Материалы IX молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее 2011», 2011.

3. Кирюхин А.А., Кольцов С.М., Абрамов А.В. Сравнительный анализ характеристик циркуляционных насосов с электроприводом и турбоприводом // Материалы X молодежной научно-технической конференции «Взгляд в будущее 2012», 2011.

4. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: Учебное пособие. СПб.: Изд. Центр СПбГМТУ, 2004, 152 с.

5. Кирюхин А.А. Особенности экспериментальной отработки и диагностики малошумных блочных электронасосов // Сборник трудов конференции молодых ученых и специалистов «Судовая и промышленная акустика»,. ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», 2010.

УДК 621.822.6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДНАТЯГА ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ГИРОСКОПОВ

© 2012 Е.П. Жильников[1], В.В. Макарчук[2], Ф.Я. Камалов [2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

[2] ОАО «Завод авиационных подшипников», г. Самара

DETERMINATION OF GYROSCOPE BALL BEARING PRELOAD

Zhilnikov E.P., Makarchuk V.V., Kamalov F.Ya. ([1] Samara State Aerospace University, [2] PLC "Aviation Bearings Plant", Samara). The paper presents a technique and results of ball bearing life span calculation when angular-contact ball bearings are assembled with a light preload. Optimal values of preload were determined.

В опорах гироскопов широко используются радиально-упорные шариковые подшипники с преднатягом. Для обеспечения точности показаний гироскопа необходимо исключить возможность разгрузки любого из подшипников. Это обеспечивается созданием осевого преднатяга подшипников. Предварительный натяг может создаваться затяжкой колец гайками при жестких крышках или установкой пружин. Пример затяжки подшипников главных опор гиромотора постоянного тока приведен на рис. 1.

Излагается методика расчета однорядных радиально-упорных шариковых подшипников двухопорного вала, установленных с преднатягом. При этом рассматриваются варианты создания преднатяга затяжкой колец при наличии или отсутствии упругих элементов у крышек подшипников. При расчете учитываются изменение преднатяга вследствие, центробежного, теплового и температурного расширения деталей подшипников и деформации от посадочных натягов колец.

Показано изменение величины преднатяга подшипников в рабочих условиях с изменением температуры и скорости вращения.

При расчетах осевых нагрузок на подшипники в рабочих условиях учитывается совместность деформаций и перемещений колец подшипников и упругих элементов. Показано влияние осевых и радиальных нагрузок, величин преднатяга и скоростей вращения на величины нагрузок в опорах на долговечность подшипников. Показана возможность разгрузки одного из подшипников при недостаточной величине преднатяга.

Расчеты долговечности подшипника выполняются по базовым контактным напряжениям с учетом предела контактной выносливости. При этом эквивалентные напряжения для внутреннего и наружного колец определяются с учетом распределения нагрузки и углов контакта шариков с желобами колец. Долговечность подшипника в целом определяется

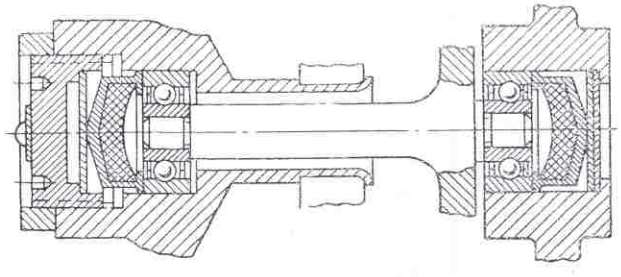


Рис. 1. Схема затяжки подшипников главных опор гиромотора постоянного тока

с учетом вероятности разрушения колец.

Расчёты показывают, что наличие упругих элементов у крышек подшипников уменьшает влияние тепловых и центробежных деформаций, а также осевых составляющих от радиальных нагрузок на осевые усилия на подшипники. В результате долговечность подшипников при упругих крышках в большинстве случаев выше, чем при жестких (см.рис.2).

Приводятся примеры расчёта подшипников.

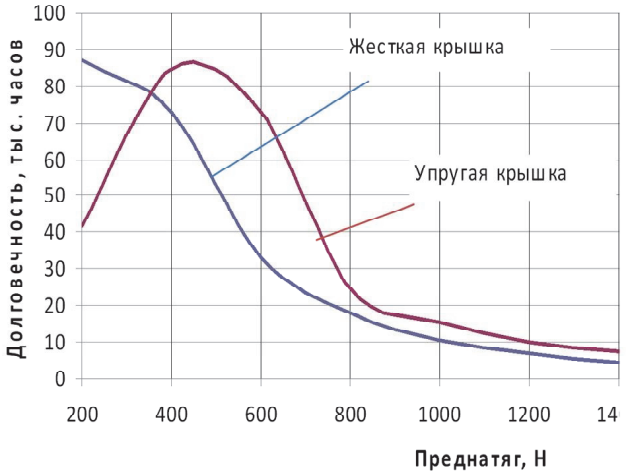


Рис. 2. Зависимость долговечности подшипников от величины преднатяга

Полученные результаты позволят решить задачу о требуемом усилии предварительной затяжки подшипников с учетом жесткости крышек крепления подшипников.

УДК 681.518.3

РАСПРЕДЕЛЕННЫЕ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА БАЗЕ ОПЕРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ QNX 6.5

© 2012 В.А. Бородавкин, А.О. Славянский

Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург

DISTRIBUTED INFORMATION AND MEASUREMENT SYSTEMS FOR AUTOMATED AIRCRAFT ENGINE TESTS BASED ON QNX 6.5 REAL-TIME OPERATING SYSTEM

Borodavkin V.A., Slavyanskiy A.O. (Baltic State Technical University "VOENMEH", Saint-Petersburg). This article gives an analysis of information and measurement systems for automated aircraft engine tests and identifies the requirements for AIMS. It also contains the analysis of existing software and hardware solutions for such systems and the proposed architecture of the system based on OS QNX 6.5 meeting the above-mentioned requirements.

Информационно-измерительные системы для автоматизации испытаний авиационных двигателей (далее АИИС) начали создаваться в начале 80-х годов. Целью их внедрения являлось повышение точности и достоверности оценки параметров двигателей, а так же уменьшение времени, требуемого для их испытаний.

При создании АИИС испытаний авиадвигателей предъявляются такие требования, как:

• измерение параметров двигателя и стендовых систем в реальном масштабе времени. Традиционно измерению подлежат аналоговые сигналы разного типа (напряжения, токи), частотные сигналы от датчиков вращения роторов двигателя и измерителей расхода топлива и других жидкостей, дискретные сигналы ввода/вывода. Отдельную группу представляют частотные сигналы от вибродатчиков. В современных двигателях необходимо отрабатывать цифровые каналы передачи информации из встроенных электронных систем управления двигателем по различным протоколам;

• оценка расчетных (приведенных, отнесенных, газодинамических) и динамических параметров авиадвигателя в темпе испытаний на установившихся режимах работы;

• аварийное слежение за особо ответственными параметрами двигателя, оперативное предупреждение о приближении аварийной ситуации.

Разумным вариантом аппаратных средств для стенда испытаний выглядит применение промышленных одноплатных компьютеров и плат ввода/вывода фирмы Advantech, микроконтроллеров и интерфейсов фирмы Octagon Systems, модулей нормализации и защиты Analog Devices, модулей дискретного ввода/вывода Grayhill. Такая конфигурация аппаратных средств оптимальна по функциональности, надежности и цене.

В качестве базового программного обеспечения АИИС предложена операционная среда ОС QNX. Она обеспечивает многозадачный режим работы прикладных программ с поддержкой приоритетной диспетчеризации задач и жесткое реальное время. ОС QNX поддерживает механизм обмена сообщениями между задачами, в том числе между задачами, работающими на разных узлах сети. Межзадачные сообщения в ОС QNX позволяют строить взаимодействие задач по известной технологии клиент-сервер. Таким образом, объединенные в сеть компьютеры и контроллеры образуют единую многопроцессорную информационно-измерительную систему.

Прикладное программное обеспечение АИИС можно условно разделить на несколько уровней.

В центре прикладной системы работают задачи-серверы данных. Сервер данных параметров АИИС отвечает на запросы всех других задач о текущей конфигурации АИИС.

Второй сервер АИИС — сервер текущих значений параметров АИИС. Его назначение – принимать сообщения от задач-измерителей о текущих цифровых кодах значений параметров, пересчитывать их в физические значения, а также отвечать на запросы всех других задач системы о текущих значениях параметров АИИС.

На нижнем уровне ПО АИИС функционируют задачи-измерители. Их назначение - обслуживать соответствующие типы интерфейсов, обеспечивая измерения и отправку в сервер текущих значений параметров АИИС значений параметров в реальном времени.

На верхнем уровне ПО АИИС работают задачи, выполняющие отдельные технологические функции испытаний авиадвигателя. Каждая из таких задач работает по сигналам от присоединенных к ним программных таймеров ОС QNX, либо от сообщений, поступающих от оператора АИИС (с клавиатуры или от манипулятора мышь).

Такая структура организации программно-аппаратных средств АИИС обеспечивает гибкость системы при переходе с одних испытаний на другие.

Использование стандартных программных и аппаратных средств минимизирует время создания АИИС и не требует высокого уровня обслуживающего персонала.

Библиографический список

1. Зыль С. QNX Momentics: основы применения. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 199 с.

2. Испытания авиационных двигателей: учебник для вузов/ В. А. Григорьев [и др.]; [ред. В.А. Григорьев, А.С. Гишваров]. М.: Машиностроение, 2009. 502 с.

УДК 621.391

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНОГО СПЕКТРА ШУМА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 А.Б. Бейлин, А.Н. Баландин

Самарский государственный технический университет

NOISE SPECTRUM ANALYSIS OF AN AUTOMOBILE ENGINE

Beylin A.B., Balandin A.N. (Samara State Technical University). In this talk we present the results of noise spectrum investigations obtained in real time by means of Spectrum Lab software.

При конструировании машин всё большее внимание уделяется не только снижению общего уровня шума, но и его частотному спектру. Это связано с тем, что чувствительность слухового ощущения человека имеет нелинейный характер. Установлено, что самая высокая чувствительность уха к звукам лежит в диапазоне частот 1000-4000 Гц. Она быстро снижается при отдалении в обе стороны от зоны наибольшей чувствительности. В диапа-

зоне частот 200-1000 Гц пороговая сила звука в 1000 раз больше, чем в диапазоне частот 1000-4000 Гц.

В докладе представлены материалы по исследованию частотного спектра шума, производимого автомобильным двигателем автомобиля ВАЗ. В качестве инструмента исследования был применён звуковой анализатор спектра Spectrum Lab, работающий в режиме реального времени. Программа непосредственно работает со входными сигналами, например, через микрофон, подключённый к ноутбуку. Частотный диапазон может быть настроен в процессе работы, и протокол измерения автоматически перестраивается без остановки звукового анализа. Проверка достоверности проводилась путём измерения частоты звучания ноты «Ля» первой октавы, имеющей известное эталонное значение 440 Гц. Погрешность измерения не превысила 1,5%.

УДК 621-839

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИЙ

© 2012 М.С. Островский, М.В. Алексеев

Московский государственный горный университет

MECHANISM RELIABILITY INCREASE UNDER VIBRATION

Ostrovskiy M.S., Alexeev M.V. (Moscow State Mining University). The cause analysis of the damage to the machine parts was carried out. Proposed is a fast method for estimating fretting durability with extensive modeling capability of test conditions. The paper describes laboratory experiments with the use of wear resistant coatings and a positive effect of a modern vacuum coating.

Повышение долговечности деталей машин и механизмов является одной из первоочередных задач машиностроения. Зачастую условия эксплуатации машин характеризуются высокими динамическими нагрузками и агрессивностью среды. При этом мы исходим из того, что более глубокое изучение триботехнических процессов, происходящих в лимитирующих элементах машин, и управление этими процессами являются большим резервом повышения ресурса и эффективности использования техники. [1]. Как правило, наиболее уязвимыми элементами в функционировании любых машин являются места сопряжений ее деталей. Именно в этих местах и предлагается в первую очередь искать причины тех деградационных процессов, которые нередко и приводят к полному выходу из строя всей сложной техники. Наиболее пагубное воздействие на пары трения оказывает фреттинг. Повышенная интенсивность износа деталей, как показывает опыт, обусловлена воздействием вибрации на трибосопряжения. Возникающие при этом знакопеременные малые микроперемещения (с амплитудой от нескольких до десятков мкм) вызывают снижение прочностных свойств поверхностных слоев. Такой процесс носит название фреттинг, который и является одной из главных первопричин отказа узлов и механизмов оборудования.

Результатом процесса фреттинга, как показывают наши исследования, и исследования других авторов обусловлено следующими процессами:

1. Пластическое течение, сопровождаемое наклепом отдельных зон области контакта.

2. Микросхватывания, сопровождаемые вырывами, возникающими в отдельных местах где нарушена сплошность защитных оксидных слоев.

3. Усталостные процессы, возникающие вследствие передеформирования отдельных участков микро выступов в условиях циклических нагрузок.

4. Абразивное действие запертых в зоне контакта продуктов разрушения.

Все названные физико-химические процессы активируют взаимодействие с окислительной средой. В результате всего этого фреттинг имеет особый характер проявления, отличный от того, что наблюдается при обычных видах износа так и при атмосферной коррозии.

Снизить вредоносный эффект от фреттинга и тем самым продлить ресурс механизма – те задачи, которые предлагается решать путем нанесения современных триботехнических покрытий.

Многие трибосопряжения машин (особенно горных и авиационных) имеют большие га-

бариты, что затрудняет проведение испытаний непосредственно в рабочих условиях. В связи с этим возникает необходимость разработки экспресс метода оценки технических характеристик покрытий, как общего назначения так и триботехнических. Нами создана установка, которая позволяет проводить испытания покрытий при вибрациях (рис. 1). Даная установка, которая названа нами «Вибротрибометр» позволяет моделировать эффект фреттинга, который и является наиболее пагубным при работе механизмов.

В ходе испытаний на плоский образец с покрытием воздействуют сферическим индентором, к которому приложена нормальная и тангенциальная нагрузка. Таким образом индентору задаются знакопеременные микроперемещения (вибрации) с нужной амплитудой. В результате взаимодействия соприкасающихся поверхностей на образце возникают разрушения поверхностного слоя. Изменяя амплитуду и частоту мы моделируем различные трибосопряжения машин, в том числе и горных.

УДК: [681.518.54+620.19](035)

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЗАЩИТЫ ПРИ ПРЕВЫШЕНИИ ВИБРАЦИИ РОТОРНЫХ МАШИН

© 2012 А.А. Кирпичев, А.А. Редюшев, А.Н. Цыплёнков, О.В. Шуков

ООО «ГлобалТест», г. Саров Нижегородской обл.

A TECHNICAL MEANS OF ROTARY MECHANISMS PROTECTION UNDER HIGH VIBRATION

Kirpichev A.A., Redushev A.A., Tsiplyokov A.N., Shukov O.V. (GlobalTest Ltd., Sarov, N. Novgorod region).
The paper presents a vibration monitoring equipment of GlobalTest Ltd. with the function of protecting cut-outs designed to protect rotating machines when the defined vibration level is exceeded.

В течение 1960 -70-х гг. были проведены обширные вибрационные исследования с целью определения наиболее удобного вибрационного параметра, позволяющего создать более совершенные вибрационные нормативы[1]. Таким эффективным параметром для статорных частей вращающихся машин в диапазоне частот 10-1000 Гц было признано среднеквадратическое значение виброскорости. На основании этого был создан Международный стандарт ИСО 2372 «Механические вибрации машин с рабочей частотой вращения от 10 до 200 $с^{-1}$», который установил, что в качестве критерия оценки вибрации при создании норм вибрации роторных машин с указанными выше частотами вращения следует использовать среднеквадратическое значение виброскорости. На основе этого положения был разработан и выпущен Международный стандарт ИСО 3945, устанавливающий предельно допустимые количественные значения виброскорости для крупных роторных машин.

Согласно действующим директивным документам [2, 3, 4] защита по вибрации выполняется для всех турбоагрегатов мощностью 50 МВт и выше по следующим техническим условиям. Защита срабатывает при повышении среднеквадратического значения виброскорости двух соседних опор по горизонтальной или вертикальной компоненте вибрации или их сочетанию.

В настоящее время на энергоустановках монтируется стационарная аппаратура для контроля среднеквадратического значения виброскорости опор подшипников. Поскольку шкала измерения аппаратуры от 0,1 до 30 мм/с, а суммарная относительная погрешность измерения виброскорости составляет не более ±4%, минимально возможное для надежной регистрации скачка виброскорости значение соответствует 1 мм/с, что и указано в ГОСТ 25364-97. Аппаратура должна включать систему защиты и сигнализации.

Согласно требованиям международного стандарта ИСО 2954-97 “Вибрация машин с возвратно-поступательным и вращательным движением. Требования к средствам измерений”, аппаратура для контроля виброскорости опор подшипников роторных агрегатов с рабочей частотой вращения от 10 до 200 $с^{-1}$ должна иметь частотный диапазон 10-1000 Гц. Это требование зафиксировано в ГОСТ 25364-97. В наибольшей степени данному требованию удовлетворяют приборы с датчиками, не име-

ющими резонансов в указанном частотном диапазоне.

Данным требованиям удовлетворяют вибровыключатели. За рубежом производятся такие приборы, например, двухпроводный вибровыключатель 5477 фирмы «Metrix», электоронный вибровыключатель 686 фирмы PCB. вибровыключатель VS102 фирмы «ProvibTech».

Новыми разработками виброконтрольной аппаратуры ООО «ГлобалТест» [5,6,7] с функцией защитного отключения являются:

- вибровыключатели SV01, SV01-01, SV01-02;
- виброконтроллеры AP5300-1, AP5300-1I, AP5300

Вибровыключатели SV01, SV01-01 и SV01-02 (рис.1) предназначены для измерения виброскорости объекта и выдачи сигнала превышения заданного уровня вибрации в виде замкнутых или разомкнутых контактов реле.

а)



б)



в)



Рис.1 Вибровыключатели:
а – SV01, б – SV01-01, в – SV01-02

а)



б)



в)



Рис. 2. Виброконтроллеры:
а – AP5300, б – AP5300-1, в - AP5300-1I

Особенности вибровыключателей:

1. Не требуется дополнительного питания.

2. Передача сигнала на расстояние до 100 м.

3. Низкий уровень собственного шума.

4. Программирование основных параметров под требования заказчика.

5. Двухпроводная линия соединения для SV01.

6. Трёхпроводная линия соединения для SV01-01.

7. Четырёхпроводная линия соединения и передача СКЗ виброскорости по стандартному токовому выходу (4-20 мА) для SV01-02.

Уставки определяются при заказе или программируются заказчиком самостоятельно через пульт SVProg.

Виброконтроллеры (рис.2) предназначены для контроля виброскорости объекта и выдачи сигнала в виде замкнутого или разомкнутого «сухого» контакта реле «АВАРИЯ» при превышении допустимого уровня виброскорости.

Особенности виброконтроллеров:

1. Отображение встроенным индикатором:

- величины измеряемой виброскорости;
- величины задаваемого порога срабатывания;
- кодов ошибок при обрыве кабеля и выхода из строя вибропреобразователя;
- коэффициента преобразования используемого вибропреобразователя;
- заданного времени превышения информационным сигналом порогового значения;
- состояния контактов реле «АВАРИЯ».

2. Работа с вибропреобразователями, размещенными во взрывоопасной зоне.

3. Выдача сигнала в виде замкнутого «сухого» контакта реле «ГОТОВНОСТЬ» при исправной работе вибропреобразователя и виброконтроллера.

4. Работа с вибропреобразователями со встроенной электроникой с длинойкабеля до 400 метров.

5. Ввод коэффициента преобразования используемого вибропреобразователя.

6. Ввод состояния, замкнутое или разомкнутое, контактов реле «АВАРИЯ».

7. Одноканальное исполнение для АР5300-1, АР5300-1I.

8. Четырехканальное исполнение для АР5300.

9. Управление виброконтроллером с ПЭВМ через интерфейсы USB или (и) RS485 для АР5300-1I.

Основные технические характеристики вибровыключателей и виброконтроллеров и схемы их подключения представлены в каталоге [5] и на сайте [7].

Библиографический список

1. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982.

2. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплотехнического оборудования блочных установок с прямоточными котлами: РД 153-34.1-35.114-00. М: СПО ОРГРЭС, 2001.

3. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплотехнического оборудования блочных установок с барабанными котлами: РД 153-34.1-35.115-2001. М.: СПО ОРГРЭС, 2001.

4. Объем и технические условия на выполнение технологических защит теплоэнергетического оборудования электростанций с поперечными связями и водогрейных котлов: РД 153-34.1-35.116-2001. М.: СПО ОРГРЭС, 2001.

5. Каталог «Виброизмерительная аппаратура», ООО «ГлобалТест», г. Саров, 2012.

6. Кирпичев А.А., Смирнов В.В., Редюшев А.А., Цыплёнков А.Н., Шуков О.В. «Виброконтрольная аппаратура ООО «ГлобалТест». Состояние и перспективы развития» // Электронный журнал «Наука и безопасность»URL: www.pamag.ru (дата обращения 14.07.2012).

7. GlobalTest LLC. Measurement Instrumentation. URL: www.globaltest.info (дата обращения 14.07.2012)/

УДК 621.313

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВЫСОСКОРОСТНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛАХ НА ГИБРИДНЫХ МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

© 2012 А.А. Герасин[1], Ф.Р. Исмагилов[2], И.Х. Хайруллин[2], В.Е. Вавилов[2]

[1] ФГУП "ГосНИАС", Москва,

[2] Уфимский государственный авиационный технический университет

A MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMIC PROCESSES OF ELECTROMECHANICAL ENERGY CONVERTERS IN HYBRID MAGNETIC BEARINGS

Gerasin A.A.[1], Ismagilov F.R.[2], Khairullin I.H.[2], Vavilov V.E.[2] ([1] "GosNIAS" Moscow, [2] Ufa State Aviation Technical University). *We present mathematical models for determining the forces in the hybrid magnetic bearings and magnetic bearings with permanent magnets.*

При эксплуатации высокоскоростных шпиндельных узлов (ВШУ) на гибридных магнитных подшипниках (ГМП) центробежные силы стремятся сместить ось ротора относительно статора, тем самым возникает эксцентриситет. Эксцентриситет является причиной дисбаланса электромагнитных сил ГМП, который приводит к нестабильности и колебаниям колец ГМП. Ввиду этого необходимо контролировать и управлять смещением колец ГМП.

Управление смещением колец ГМП и контроль эксцентриситета осуществляется посредством, системы автоматического управления ГМП. В литературе [1, 2, 3] достаточно полно исследованы математические модели динамических процессов роторов в активных магнитных подшипниках (АМП). Конструктивное отличие ГМП от АМП, такое как постоянные магниты, ограничивает применение моделей роторов на АМП для исследования и проектирования ГМП. Ввиду этого важно произвести математическое моделлирование динамических процессов системы автоматического управления ГМП позволяющую исследовать динамические процессы системы автоматического управления ГМП в реальных условиях эксплуатации.

При исследованиях динамических процессов роторов на ГМП основной задачей является адекватное многодисциплинарное математическое моделирование системы ротор–управляемые ГМП и взаимосвязанных магнитомеханических процессов.

В основу расчетной модели принимается общий вариант конструктивного исполнения системы управления ГМП состоящей из 4 электромагнитов (рис. 1).

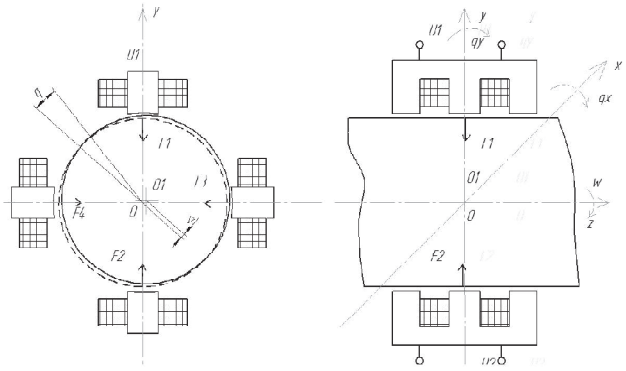


Рис. 1. Расчетная модель системы управления ГМП

В работе, ввиду сложности расчетов, используются обычные при решении такого класса задач допущения: в направлении оси *z* перемещения отсутствуют; магнитная цепь не насыщенна; конструкционное допущение: электромагнит 1 срабатывает только при положительном смещении в направлении оси y, электромагнит 2 только при отрицательном смещении в направлении оси y, электромагнит 3 только при положительном смещении в направлении оси x, электромагнит 4 только при отрицательном смещении в направлении оси x;угловые перемещения системы отсутствуют; радиусы кривизны колец значительно больше зазора; магнитная проницаемость немагнитного зазора равна проницаемости вакуума μ_0, магнитная проницаемость стали сердечника равна бесконечности $\mu_r = \infty$, магнитная проницаемость постоянных магнитов постоянна.

Условия работоспособности ГМП принимаются в виде:

$$\delta_0 \geq x,\ \delta_0 \geq y,\ \delta_0 \geq \Delta, \qquad (1)$$

$$0<\frac{x}{\delta_0}>1,\ 0<\frac{y}{\delta_0}>1,\ 0<\frac{\Delta}{\delta_0}>1. \qquad (2)$$

где δ_0 – воздушный зазор; Δ – смещение колец ГМП, м; x – смещение колец ГМП по оси

x, м; y - смещение колец ГМП по оси y, м.

Выражения (1), (2) показывают, что ГМП работоспособен тогда, когда отсутствует механический контакт между внутренним и внешним кольцом.

С учетом допущений можно утверждать, что зазор в каждом небольшом секторе образован двумя элементарными плоскостями, и принимается в виде:

$$\delta=\delta_0-\Delta\cos q\,. \qquad (3)$$

Тогда с учетом (3) электромагнитная сила системы управления определяется в виде:

$$F=\int_{-\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{4}}\frac{C_L}{2}\frac{i^2}{(\delta_0-\Delta\cos q)^2}\,\mathrm{d}q\,. \qquad (4)$$

С учетом уравнения напряжения [1] электромагнита и математической модели сил отталкивания ГМП [3] система дифференциальных уравнений ротора ВШУ на ГМП определяется в виде:

$$mp^2y=F_{my}+Q_y+F_{pmy}\,, \qquad (5)$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L1y}pi_1=U-\frac{C_Li_1}{2\delta_0^2}\left(k_{p1y}-k_{p2y}\right)py-ri_1\,, \qquad (6)$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L2y}pi_2=U-\frac{C_Li_2}{2\delta_0^2}\left(k_{p3y}-k_{p1y}\right)py-ri_2\,, \qquad (7)$$

$$F_{pmy}=\frac{2B_r^2}{\mu_0}\frac{L^3}{\pi c_1}\left(\pi-\left(\frac{2}{\sqrt{1-\frac{c_1^2}{b^2}}}\operatorname{arctg}\frac{\left(1+\frac{c_1}{b}\right)}{\sqrt{1-\frac{c_1^2}{b^2}}}\right)-\left(\frac{2}{\sqrt{1-\frac{c_1^2}{b^2}}}\operatorname{arctg}\frac{\left(\frac{c_1}{b}-1\right)}{\sqrt{1-\frac{c_1^2}{b^2}}}\right)\right), \qquad (8)$$

$$4\frac{C_L}{\delta_0}k_{L2y}pi_2=U-\frac{C_Li_2}{2\delta_0^2}\left(k_{p3y}-k_{p1y}\right)py-ri_2\,. \qquad (9)$$

Разработанная математическая модель динамических процессов ВШУ на ГМП позволяет исследовать зависимость электромагнитных характеристик ГМП от механических характеристик системы.

К достоинствам разработанной компьютерной модели относиться возможность ее компьютерной и технической реализации посредством пакета *Matlab Simulink*, упрощая тем самым экспериментальные исследования ГМП и внедрение ГМП в технологический процесс.

Библиографический список

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003.206 с.

2. Дискретная математическая модель цифровой системы управления электромагнитным подвесом ротора / И.С. Ткаченко, Ю.А. Макаричев, А.В. Стариков // Вестник СамГТУ. Серия «Физико- математические науки» . 2007. №2(15). С. 186-188.

3. Определение сил гибридного магнитного подшипника для высокоскоростных шпинделей / И.Х. Хайруллин, Ф.Р. Исмагилов, В.Е. Вавилов // Вестник УГАТУ. 2012. Т.16.

УДК 629.7 – 621.452.322

ВИБРОАКУСТИКА И ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

© 2012 В.С. Бакланов, И.С. Коновалов, С.Н. Моисеева

ОАО «Туполев», Москва

VIBRO-ACOUSTICS AND VIBRO-ISOLATION OF THE NEW GENERATION OF ENGINES

Baklanov V.S., Konovalov I.S., Moiseyeva S.N. ("Tupolev" OJSC, Moscow). The paper reviews the problems of vibro-isolation of the new generation engines. The developed engine elastic support unit has demonstrated high efficiency.

Стратегическое развитие самолетов нового поколения идет в направлении дальнейшего снижения шума и повышения топливной эффективности, где определяющая роль принадлежит двигателям. Наибольшее повышение топливной эффективности обеспечивают двигатели сверхбольшой степени двухконтурности, особенно с применением редукторной схемы, что существенно снижает частоту вращения вентилятора, наиболее виброактивного элемента этого двигателя.

Таким образом, вибрационный спектр двигателей нового поколения сближается с собственными формами колебаний планера.

Уровень низкочастотных составляющих спектра будет определять спектр динамичес-

кого воздействия СУ, передаваемый через опорные связи (узлы крепления двигателя) на конструкцию планера и переизлучаемого в кабину в виде структурного шума.

Это подтверждено исследованиями на самолёте-демонстраторе QTD2 (B-777 с двигателями GE90-115B, степень двухконтурности которых равна 9), где низкочастотные составляющие возвышаются в общем спектре на 30-40 дБ.

Новейшие исследования показывают, что низкочастотный шум, включая октавную полосу 31 Гц и особенно инфразвуковой диапазон с октавными полосами 8 и 16 Гц, являются вредным фактором, влияющим на здоровье и работоспособность человека.

Для обеспечения комфортных условий работы экипажа и безопасности полета при выборе силовой установки для самолётов нового поколения необходимо включать разработку высокоэффективной системы виброзащиты экипажа и пассажиров.

При выборе виброзащиты гермокабины самолета на первое место выходят средства снижения виброактивности двигателей и передачи вибраций по конструкции, где наиболее эффективным представляется встраивание блоков виброизоляции в узлы крепления двигателей.

Для обоснованного выбора параметров блоков виброизоляции, необходима расчетная модель, учитывающая реальные динамические характеристики конструкций, как двигателя, так и планера в местах опорных связей.

Многолетние исследования, проведённые в ОАО «Туполев» по определению динамических характеристик корпусов двигателей и конструкции планера магистральных самолетов, позволили:

- существенно уточнить расчетные модели современных авиационных конструкций;
- рассчитать ожидаемый шум в кабине экипажа и салонах самолетов нового поколения;
- предложить концепцию нового виброизолирующего крепления для двигателей сверхбольшой степени двухконтурности (редукторных и безредукторных, а также типа «открытый ротор»).

Разработанный блок упругой подвески представляет собой виброизолятор, встроенный в подкос подвески. Для конструкции выбрана схема параллельной работы набора упругих элементов, где упорные втулки и упругие элементы имеют коническую форму, в результате чего каждое кольцо работает на сжатие и сдвиг.

Такая работа резины обеспечивает достаточно высокую нагрузку, т.к. работает на сжатие, и в то же время необходимую податливость, за счет работы на сдвиг. Кроме того, конусная форма кольца увеличивает рабочую поверхность резины, что снижает уровень напряжений в резине кольца и тем самым увеличивает срок службы.

Прототип виброизолирующего крепления испытан на стенде с натурным двигателем, создающим низкочастотное вибрационное воздействие, характерное для двигателей нового поколения. Получено снижение вибрационного воздействия в диапазоне частот 10 – 50 Гц в 2 раза.

Такой виброизолятор может быть применен в стержневых подвесках двигателей без изменения схемы крепления, заменой жестких подкосов на подкосы разработанной конструкции.

Библиографический список

1. Бакланов В.С. Виброакустика самолетов нового поколения с двигателями большой и сверхбольшой двухконтурности / В.С. Бакланов // Математическое моделирование. 2007. Т. 19. № 7. С.27-38.

2. Исследование динамических и виброакустических характеристик самолета и двигателя методом тарированного тестирования / В.К. Агафонов , В.С. Бакланов, В.М. Вуль, В.И. Попков, А.В. Попов // Доклады VIII конференции по аэроакустике. ЦАГИ. М., 1990. С.141-144.

3. Nesbitt E., Jia Yu and all, “Quiet Technology Demonstrator 2 Intake Liner Design and Validation” // 12th AIAA/CEAS Aeroacoustic Conference, 8-10 May, 2006, Cambridge, Massachusetts.

4. Выбор виброизолирующего крепления для авиационных двигателей нового поколения / В.С. Бакланов, И.С. Коновалов, С.Н. Моисеева // Сборник трудов XVII Симпозиума «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем», ИМАШ РАН, Москва–Клин, 2012.

УДК: 621.452.32:534

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ К ФЛАТТЕРУ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ АВИАЦИОННОГО ГТД В НЕСТАЦИОНАРНОМ ПОТОКЕ

© 2012 В.В. Посадов (мл.)[1], В.В. Посадов[1], А.Е. Ремизов[2]

[1] ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

[2] Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева

ANALYSIS OF THE RESISTANCE OF AVIATION GAS TURBINE ENGINE BLADE CASCADE FLUTTER IN A NON-STATIONARY FLOW

Posadov V.V. (jr.)[1], Posadov V.V. [1], Remizov A.E.[2] ([1] "Research and Production Association "Saturn"" OJSC, Rybinsk, [2]Rybinsk State Aviation Technical University). The analysis of the influence of essential parameters on the compressor blades flutter initiation was performed. Some characteristics of blades oscillations on the boundary line of the flutter as aeroelastic systems were investigated.

Прогнозирование флаттера имеет важное прикладное значение, особенно для перспективного рабочего колеса (РК) – широкохордного блиска, для которого механическое демпфирование в замках невозможно.

Изучение существенных особенностей компрессорных венцов ГТД на основе анализа нестационарных аэродинамических характеристик решеток остается перспективным направлением исследований. Известно, что для реальных колес параметры «среднего» сечения не определяют однозначно величины и характер распределения параметров течения в колесе на различных режимах работы турбомашины. Причем распределение суммарной работы аэродинамических сил по радиусу колеса может иметь немонотонный характер, что делает проблематичным расчет устойчивости по некоторому «эквивалентному» сечению.

Существенными для устойчивости к флаттеру являются следующие особенности компрессорных колес: различия в геометрии профильных сечений и кинематике потока по высоте лопатки; сложность собственных форм колебаний лопатки, изменяющихся в зависимости от частоты вращения РК. Установлены приоритеты по перечисленным существенным параметрам. Кроме того, граница устойчивости зависит от скоростного напора, отнесенного к жесткости лопатки.

В связи с тем, что частоты флаттера близки к собственным частотам колебаний, при анализе устойчивости традиционно используют энергетический метод, полагая при этом частоту флаттера равной частоте одной из форм колебаний. Достоинство этого метода состоит в возможности определения вклада в суммарную работу отдельных составляющих колебаний.

При определении границы флаттера лопаток в компрессорном венце производят интегральный расчет вклада энергии от потока к лопатке и условие баланса работ для каждого из режимов.

Математическая модель реализует условие баланса работ на границе устойчивости однородной решетки профилей. Лопаточный венец представлен в виде решетки эквивалентных профилей, совершающих колебания по изгибно-крутильным формам. При обтекании потоком профиля на него действуют как стационарные, так и нестационарные аэродинамические силы и моменты инерции, которые учитываются в виде коэффициентов в направлении осей.

Для выяснения характера влияния отдельных параметров решетки на ее возбуждаемость к флаттеру требуются более детальное изучение и оценка количественных значений существенных параметров компрессорной решетки на границе автоколебаний.

Перспективным направлением исследований являются оценка устойчивости к флаттеру лопаток с большей изогнутостью, определение характера распределения суммарной работы аэродинамических сил по радиусу колеса, оценка дестабилизирующего влияния соседних лопаток.

Библиографический список

1. Самойлович Г.С. Нестационарное обтекание и аэроупругие колебания решеток турбомашин. М.: Наука, 1969. 444 с.

2. Михайлов В.М. Методика и программный комплекс для расчетных оценок устойчивости к флаттеру компрессорных колес как единых деформируемых систем // Научно-техн. отчет ЦИАМ. Инв. № 10564, 1986. 58 с.

3. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / Августинович В.Г., Шмотин Ю.Н. и др. М.: Машиностроение, 2005. 536 с.

УДК 621.45.037

ЧИСЛЕННЫЙ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТОК ГТД

© 2012 А.А. Говоров, Д.С. Старшинов, М.В Кузьмин

НТЦ им. А. Люльки, Москва

NUMERICALAND EXPERIMENTALANALYSIS OF VIBRATION CHARACTERISTICS OF GTE BLADES AND VANES

Govorov A.A., Starshinov D.S., Kuzmin M.V. (A.Lyulka Scientific and Technical Center, Moscow). The study describes the solution and verification of different types of models with experimental data, compares several mathematical models, and proposes some guidelines for draft proposals for natural experiments.

Для обеспечения безотказной работы газотурбинного двигателя необходимо знать динамические характеристики, напряженно-деформированное состояние (НДС), а также резонансные режимы всех его элементов. И поскольку без испытаний не обходится ни один из этапов создания двигателя, использование современных вычислительных методов позволяет наиболее точно и эффективно спланировать и провести натурный эксперимент.

В представленной работе приводятся результаты расчетов вибрационных характеристик рабочих лопаток и направляющих аппаратов ГТД различной конструкции и верификация полученных результатов с имеющимися экспериментальными данными, а также описываются методические рекомендации для разработки схемы препарации тензодатчиками лопаток для натурного тензометрирования в составе двигателя.

Проведенный ранее объем работ позволил разделить конструкции рабочих колес и направляющих аппаратов компрессоров по типам с целью формирования различных комплексов граничных условий для создания численных моделей (лопатки рабочих колес с замковыми соединениями различной конструкции, моноколеса; регулируемые, консольные и двухопорные направляющие аппараты). Расчет собственных форм и частот колебаний исследуемого элемента конструкции ГТД проводится в системе

КЭ-анализа ANSYS с учетом действующих нагрузок, включая тепловые. Используя полученные данные по формам и частотам собственных колебаний, строится диаграмма Кэмпбелла (рис. 1) с нанесением возможных резонансных режимов работы. В качестве верхней границы исследуемых частот при численном моделировании для лопаток принимается 20 кГц.

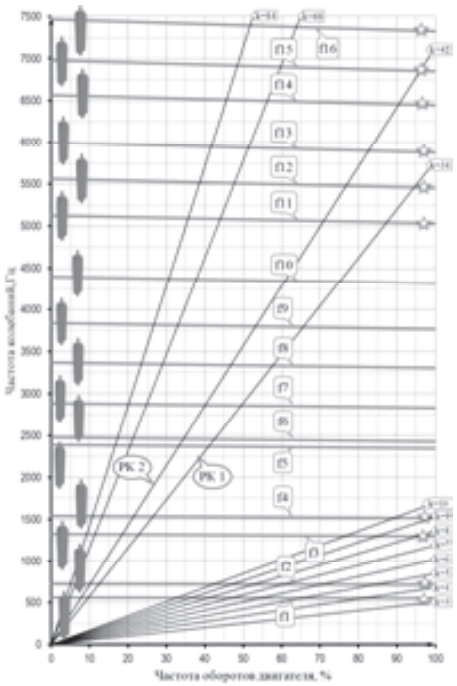


Рис. 1. Диаграмма Кэмпбелла

Далее анализируется расчетное НДС при колебаниях по всем формам, в том числе высокочастотным. Анализ позволяет выявить наиболее критические с точки зрения усталостной прочности места лопатки. Преимущественно данные зоны располагаются на входной и выходной кромках профиля. С помощью разработанных алгоритмов, выбираются оптимальные места установки тензодатчиков. Главным принципом при разработке схемы препарации является регистрация максимального количества форм колебаний минимальным числом датчиков с удовлетворением требований по необходимой чувствительности (согласно требованиям действующей НТД). Для каждого выбранного датчика коэффициент чувствительности определяется по формуле:

$K_n = \frac{\sigma_i}{\sigma_i^s}$, где σ_i – возникающие напряжения в

месте установки тензодатчика (вдоль базы); σ_i^s – максимальные напряжения в лопатке. В качестве примера на рис. 2 представлено распределение относительных вибрационных напряжений вдоль кромки лопатки и выбранное месторасположение датчика.

При разработке схемы препарации тензодатчиками рабочих лопаток ГТД также следует учитывать факт изменения форм колебаний (преимущественно изгибных) при при увеличении частоты вращения ротора. Разработанная схема должна регистрировать формы колебаний во всём рабочем диапазоне частот вращения с учетом перестроения форм и трансформации полей вибрационных напряжений.

Также следует учитывать, что размещение датчиков и трассировки от них на стороне разряжения лопаток (спинке) способствует возникновению срывных зон и может приводить к изменению аэродинамических характеристик колес, поэтому предпочтительным является размещение датчиков и трассировки на стороне давления (корытце).

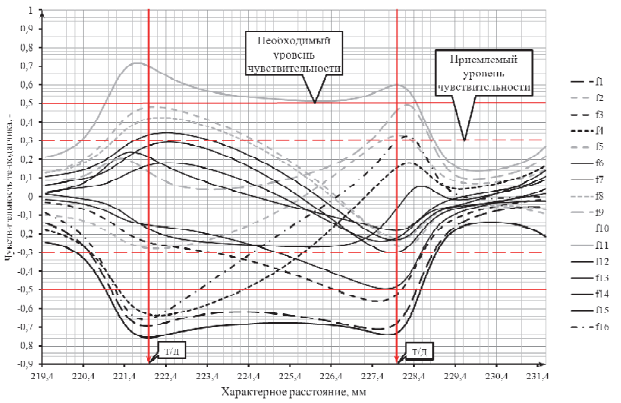


Рис. 2. Распределение напряжений вдоль кромки лопатки и места установки тензодатчиков (т/д)

Полученные в процессе численного моделирования результаты используются также для диагностики автоколебаний при отсутствии данных тензометрирования.

УДК 539.376

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕЛАКСАЦИИ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЕННОМ СЛОЕ КРУГОВОГО КОНЦЕНТРАТОРА ПЛИТЫ И ДИСКА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ВИБРОПОЛЗУЧЕСТИ

© 2012 Е.В. Дубовова

Самарский государственный технический университет

AN INVESTIGATION OF THE RESIDUAL STRESS RELAXATION PROCESSES IN SURFACE HARDENED CIRCLE BORE OF THICKWALLED PLATE AND GAS TURBINE ENGINE DISK UNDER VIBROCREEP CONDITION

Dubovova E.V. Samara State Technical University. The paper presents the development and implementation of residual stress relaxation definition method in the surface hardened layer of plate bore and gas turbine engine disk under vibrocreep conditions with combine static and cyclic (vibro) loading. A numerical analysis of the vibroloads influence on the process of residual stress relaxation in the surface hardened layer of thickwalled plate and gas turbine engine disk produced of EI 698 alloy (at T=700 °C) has been performed. It has been established that the peak value of the cyclic component significantly accelerates the process of residual stress relaxation. It means that vibroloading has a negative influence on the residual stresses stability in thermal-stress strain under creep conditions.

Многие эксплуатационные свойства промышленных изделий, таких как износостойкость, прочность и сопротивление усталости, в значительной степени зависят от качества поверхностного слоя, формируемого в процессе механической и/или технологической обработки при их изготовлении. При этом исчерпание ресурса детали и её разрушение в большинстве случаев начинается с поверхностного слоя, например, возникновение и развитие усталостной трещины. Одним из способов повышения долговечности многих изделий, не приводящих к изменению их геометрии и металлоемкости, является наведение сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое при помощи процедуры поверхностного пластического деформирования.

При нормальной температуре остаточные напряжения сохраняют свой уровень в течение длительного времени. При повышенных температурах в условиях ползучести положительное влияние наведённых сжимающих остаточных напряжений снижается. Следует также учитывать тот факт, что реальные условия

работы деталей машин сопровождаются вибрационным фоном. Существующие методики оценки предельного ресурса зачастую не учитывают этот факт, несмотря на то, что по известным литературным данным вибронагрузка существенно влияет на скорость накопления деформаций ползучести и на долговечность конструкции.

Целью настоящего исследования явилос: 1) разработка метода оценки кинетики остаточных напряжений в условиях ползучести и виброползучести с учётом разрушения материала и накопления поврежденности в концентраторах напряжений плиты (пластины) и диска газотурбинного двигателя (ГТД); 2) исследование влияния вибрационных нагрузок на процесс релаксации остаточных напряжений в концентраторах напряжений плиты (пластины) и диска ГТД при совместном действии статических и циклических нагрузок.

Разработана методика восстановления начального напряженно-деформированного состояния в поверхностно упрочненном слое концентратора напряжений плиты (пластины) и диска ГТД по одной из замеренных компонент остаточного напряжения.

Введена гипотеза, согласно которой предполагается, что поверхностный слой достаточно тонкий и не влияет на жесткость всей конструкции. В связи с этим произведена декомпозиция задачи на две краевые задачи. В процессе решения первой краевой задачи определяется напряжено-деформированное состояние всей конструкции при ползучести без учета поверхностного упрочненного слоя. Во второй краевой задаче исследуется релаксация остаточных напряжений в режиме “жесткого” нагружения при заданных значениях компонент тензоров деформаций, которые определяются из решения первой краевой задачи.

В качестве основной реологической модели используется энергетический вариант кинетических уравнений: полная деформация представляется в виде суммы упругой, пластической деформации и деформации ползучести (виброползучести). Для описания процесса разупрочнения материала введен параметр поврежденности, который пропорционален линейной комбинации работ истинных напряжений на деформации ползучести (виброползучести) и пластичности.

Решены задачи релаксации напряжений в поверхностно упрочненном слое концентратора напряжений плиты (пластины) и диска ГТД условиях ползучести и виброползучести. Выполнен численный анализ влияния циклической компоненты на процесс реологического деформирования концентраторов напряжений для плит и диска ГТД. На рис. 1 приведены типичные кривые релаксации компоненты остаточных напряжений $\sigma_\theta(h)$ по глубине упрочнённого слоя в различные временные сре-

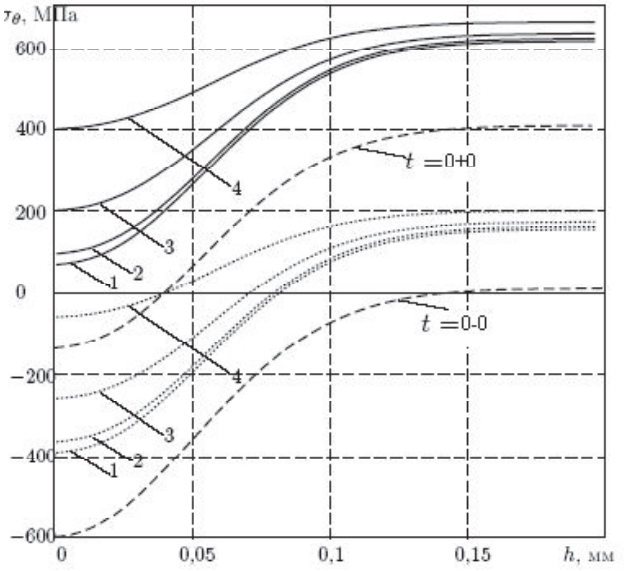


Рис. 1. Кинетика компоненты $\sigma_\theta(h)$ по глубине упрочненного слоя в момент времени t = 80 ч (сплошные линии) и после разгрузки t = 80–0 ч (точки) для концентратора напряжений плиты при σ_0 = 140 МПа и 1 – σ_{a0} = 0 МПа; 2 – σ_{a0} = 15 МПа; 3 – σ_{a0} = 20 МПа; 4 – σ_{a0} = 25 МПа

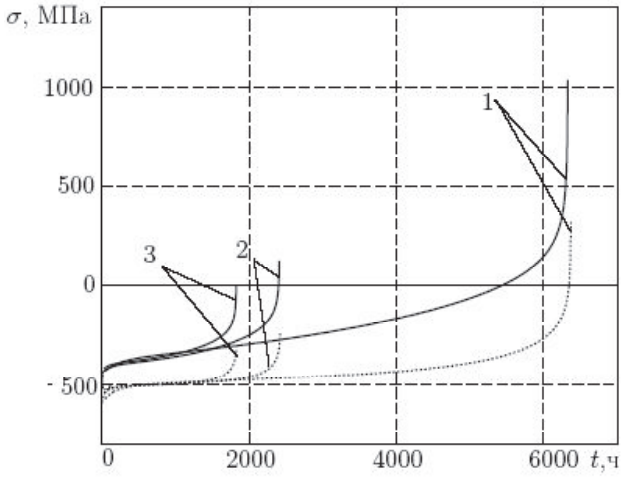


Рис. 2. Кинетика компонент $\sigma_z(t)$ (штриховая линия) и $\sigma_\theta(t)$ (сплошная линия) на поверхности упрочнённого слоя кругового концентратора напряжений диска ГТД, вращающегося с угловой скоростью ω = 3630 об/мин с равномерно распределенной по ободу диска нагрузкой (σ_0 = 108 МПа; 1 – σ_{a0} =0 МПа; 2 – σ_{a0} = 10 МПа; 3 – σ_{a0} = 20 МПа)

зы. Кинетика компонент осевой $\sigma_z(t)$ и окружной $\sigma_\Theta(t)$ компонент остаточных напряжений на поверхности кругового концентратора напряжений диска ГТД приведена на рис. 2.

Можно сделать однозначный вывод, что скорость релаксации остаточных напряжений увеличивается при увеличении амплитудного значения циклической компоненты. Это свидетельствует об отрицательном влиянии вибронагрузок на устойчивость остаточных напряжений к температурно-силовым нагрузкам в условиях ползучести материала конструкции.

УДК 539.376

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ВАРИАНТ ВИБРОПОЛЗУЧЕСТИ МАТЕРИАЛОВ

© 2012 В.О. Катугина

Самарский государственный технический университет

AN ENERGY VERSION OF VIBROCREEP MATERIALS

Katughina V.O. (Samara State Technical University). The paper proposes an energy version of uniaxial vibrocreep materials taking into account the third stage and the softening of the material. The stress is represented as a superposition of quasistatic and cyclic components. We consider several configuration cycles. The model was validated by the experimental data for the alloy EI698 at three levels of temperatures – 700, 750 and 775. The calculated and experimental data have proved to agree.

Предлагается энергетический вариант математической модели ползучести материалов при совместном действии статических и циклических нагрузок, когда напряжения изменяются по следующему закону:

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a F(f,t) = \sigma_m \left[1 + AF(f,t)\right],$$

где y – циклические напряжения; y_m – статическая компонента; y_a – амплитудное значение циклической компоненты; $A = \sigma_a / \sigma_m$ – коэффициент амплитуд; f – частота изменения y_a; F – функция, характеризующая законы изменения y_a во времени.

Наиболее принципиальными параметрами напряжения являются частота f и коэффициент амплитуд A и характер наложения циклической компоненты. Если коэффициент амплитуд не превышает 10%, а частота f >10 Гц, то такой вид напряженного состояния называют виброползучестью и именно он рассматривается в настоящей работе.

Целью работы является попытка построить модель виброползучести на основе модели квазистатической ползучести и критерия разрушения, используя непосредственное интегрирование этих уравнений при переменном нагружении

$$\sigma_0(t) = \sigma_{m_0}(t) + \sigma_{a_0} F(t), \qquad (1)$$

где $F(t)$ – функция времени, задающая форму цикла для циклической компоненты.

Рассматривался частный случай уравнений состояния, когда отсутствует пластическая деформация и первой стадией ползучести можно было пренебречь. Тогда реологическая модель представляется в виде:

$$\varepsilon = e + p, \qquad (2)$$

$$\dot{p} = c(\sigma / \sigma_*)^n, \qquad (3)$$

$$\sigma = \sigma_0(1 + \omega), \qquad (4)$$

$$\dot{\omega} = \alpha\sigma\dot{p}, \qquad (5)$$

а критерий разрушения записывается следующим образом:

$$\int_0^{t_*} \frac{\sigma dp}{A_*^c(\sigma_0)} = 1, \qquad (6)$$

где ε – полная деформация; e – упругая деформации; σ_0 и σ – номинальное и истинное напряжения (соответственно), причем σ_0 задается (1); E – модуль Юнга; A_*^c – величина работы неупругой деформации разрушения в момент времени $t = t^*$ при заданном значении σ_0; ω – параметр поврежденности, который пропорционален работе истинных напряжений на неупругой деформации.

Дальнейшее исследования состояли в анализе модели виброползучести (2) – (6) при четырех формах цикла нагружения в (1): треугольном, трапециевидном, прямоугольном и синусоидальном.

В частности, в случае синусоидального цикла нагружения, т.е. когда зависимость (1) имеет вид

$$\sigma_0(t) = \sigma_{m_0} + \sigma_{a_0} \sin 2\pi ft, \qquad (7)$$

где f – частота нагружения в Гц, используя (7), выполнялось непосредственное интегрирование (2) – (5). В конечном результате была получена формула для деформации ползучести:

$$p = A(\sigma_{m_0})^n \int_0^t \frac{(1 + \frac{n\sigma_{a_0}}{\sigma_{m_0}} \sin 2\pi ft + \frac{n(n-1)\sigma_{a_0}^2}{2\sigma_{m_0}^2} (\sin 2\pi ft)^2)}{1 - \alpha n A \sigma_{m_0}^{n+1} k} dt,$$

где

$$k = t - \frac{(n+1)\sigma_{a_0}}{2\pi f \sigma_{m_0}} \cos 2\pi ft + \frac{n(n+1)\sigma_{a_0}^2}{2\sigma_{m_0}^2} (\frac{t}{2} - \frac{\sin 4\pi ft}{8\pi f}) + \frac{(n+1)\sigma_{a_0}}{2\pi f \sigma_{m_0}}.$$

Выполнено детальное исследование модели (1) – (7) при всех вышеперечисленных формах цикла нагружения для сплава ЭИ698 при T=700, 750 и 775 °С, f=50 Гц и различных отношениях $\sigma_{a_0} / \sigma_{m_0}$. Результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными, наблюдается их хорошая коррелированность.

Выводы.

1. Сравнительный результат теоретических и экспериментальных кривых показал, что наилучшее совпадение происходит по синусоидальному и трапециевидному законах. Наиболее пессимистичным является прогноз по прямоугольному циклу, а прогноз по треугольному циклу является более оптимистичным, чем реальное поведения материалов.

2. Показано, что зависимость скорости ползучести и времени разрушения материала не линейна по отношения к амплитуде циклических напряжений.

3. Наложение циклических напряжений на квазистатическую нагрузку приводит к интенсификации процесса ползучести, что необходимо учитывать при оценке работоспособности конструкций и решении соответствующих краевых задач.

4. Предложенная модель виброползучести не требует дополнительной экспериментальной информации по кривым виброползучести. Здесь достаточно иметь только кривые стационарной ползучести, а расчет деформации виброползучести осуществляется поцикловым интегрированием уравнения состояния.

УДК: 621.452.3:629.7.05

ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ В СОВРЕМЕННОЙ ЦИФРОВОЙ САУ ГТД

© 2012 Ф.Д. Гольберг, О.С. Гуревич, А.А. Петухов

ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, г. Москва

USING A MATHEMATICAL MODEL OF THE ENGINE IN A MODERN DIGITAL GTE ACS

*Golberg F.D., Gurevich O.S., Petukhov A.A. (Federal State Unitary Enterprise "P.I.Baranov Central Institute of Aviation Motors", Moscow). The computing capabilities of modern digital electronic ACS GTE allow to increase the quality of control of aviation engines. One of such capabilities relates to the application of the high level integrated on-board mathematical model of engine (OMME) in ACS - the full thermogas dynamic mathematical models of engine working in real time. Using such models makes it possible to control the engine parameters, which directly characterize the efficiency of using of the engine, such as thrust, specific oil consumption, coefficient combustion efficiency, gas dynamics stability margin, etc. Besides, it is possible to implement the compensation of sensor failures of controlled and external parameters, P*1 u T*1. Using full thermogas dynamic models of engine as a part of ACS is considered to be one of the promising directions in the development of aviation GTE with the advanced foreign engineering of digital ACS.*

Возросшие вычислительные возможности современных цифровых САУ авиационных двигателей позволяют включить в их программное обеспечение математическую модель двигателя достаточно высокого уровня, такую как поузловая термогазодинамическая модель, и обеспечить ее работу в реальном масштабе времени.

Применение математической модели двигателя в цифровой САУ позволяет повысить

надежность САУ и качество управления двигателем путем компенсации отказов датчиков параметров двигателя, используемых в системе, управления двигателем по параметрам, недоступным для измерения, но непосредственно определяющим характеристики двигателя (тягу, запасы газодинамической устойчивости, температуру газа перед турбиной высокого давления и др.)

Исследования систем управления с математической моделью двигателя показывают, что при отказах датчиков параметров $n_К$, $p_К^*$ и $T_Т^*$ замена их сигналов данными расчета с помощью встроенной математической модели позволяет на установившихся режимах работы двигателя осуществлять регулирование с погрешностью не более 2…3 % и не более 3…5 % на переходных режимах.

Для уменьшения этих погрешностей разработан алгоритм идентификации модели по регулируемым параметрам. В соответствии с ним при штатной работе САУ формируются массивы ошибок расчета на установившихся режимах работы двигателя, которые используются для коррекции модели при возникновении отказов. Реализация алгоритма не требует значительных затрат вычислительной мощности в системе.

Для компенсации отказов датчиков внешних параметров ($T^*_{ВХ}$, $P^*_{ВХ}$) разработан метод вычисления с обратной связью, в котором математическая модель двигателя становится объектом управления, управляющими факторами являются восстанавливаемые сигналы отказавшего датчика, параметрами регулирования – параметры режима работы двигателя, рассчитанные в модели, уставками регулятора – текущие значения этих параметров. Расчеты показывают, что время восстановления сигнала не превышает 3…5 с., а погрешность восстановления – 1 град. по величине $T^*_{ВХ}$ и 0.01 ата по $P^*_{ВХ}$ в условиях M = 0, H = 0.

При управлении двигателем по неизмеряемым параметрам в схему САУ вводятся новые контуры управления, регулируемыми параметрами которых являются не показания физических датчиков, а величины параметров, рассчитанные с помощью модели двигателя. Выполнен цикл экспериментальных исследований работы САУ с моделью двигателя на двигателе-демонстраторе, подтвердившие возможность качественного управления двигателем по неизмеряемым параметрам $\Delta К_У$ и $T^*_Г$. В проведенных экспериментах погрешность поддержания запасов ГДУ в процессе приемистости не превышала 3 %, а управление по $T^*_Г$ позволило существенно уменьшить забросы температуры газа.

УДК 629.78.064

АКУСТИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ ПРИ СТАРТЕ

© 2012 А.А. Синдюков, А.Б. Прокофьев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королёва (национальный исследовательский университет)

THE ACOUSTIC LOADS OF THE LAUNCH VEHICLE ON LAUNCHING

Sindyukov A.A., Prokofyev A.B. (Samara State Aerospace University). The paper presents an analysis of the acoustic load level of the surface of the launch-vehicles (LV) of "Soyuz" type on launching, when the acoustic noise is the highest. To investigate the influence of the acoustic noise on the vehicle surfaces and to identify their vibro-acoustic characteristics it has been proposed to use the semi-empirical methods based on the general theoretical approaches and the compilation of the experimental data.

При старте ракеты-носителя (РН) окружающее ее пространство является акустическим полем, колебания газа в котором воздействуют на конструкцию РН и стартовые сооружения (СС), вызывая интенсивные вибрации их элементов и тем самым, подвергая опасности их работоспособность. Этому способствует как широкий спектр пульсаций давления, так и широкий спектр собственных частот элементов и агрегатов конструкции, вследствие чего возможны резонансы. В условиях старта акустические нагрузки на боковую поверхность и кормовую часть РН, как правило, превосходят акустические и пульсационные нагрузки в полете.

Источником акустического излучения является сверхзвуковая струя двигательной установки (ДУ) и образовавшийся турбулентный слой смешения высокоскоростных частиц струи с воздухом, в котором возникают поперечные и продольные пульсации скорости. Кроме турбулентного слоя при старте РН возникает акустическое излучение, образованное взаимодействием сверхзвуковой струи с преградой (элементы СС). Создаваемый звук имеет максимум направленности по нормали к поверхности взаимодействия и с отдалением РН от стартового стола резко падает. Акустическое поле, действующее на РН и космическую головную часть (КГЧ), складывается суммированием влияния каждого источника шумообразования. При этом уровень и направленность акустического излучения сильно зависят от размеров стартового стола, его геометрии и применяемых мероприятий, направленных на снижение уровня акустического нагружения и в меньшей мере эти характеристики зависят от аэрометеорологических условий (ветра, влажности, температуры и др.).

Анализ создания и эксплуатации отечественных и зарубежных ракетно-стартовых комплексов показывает, что СС этих и вновь разрабатываемых комплексов являются сугубо индивидуальными как по геометрическим характеристикам, так и по климатическим условиям, составу реализующихся процессов и уровням нагрузок, а также по используемым конструктивным средствам снижения акустического нагружения на РН при старте. Результаты измерений на РН и КГЧ, полученные при старте, показали существенные различия в уровнях внешнего акустического нагружения КГЧ и кормовой части РН. В частности, для РН типа «Союз» различия по суммарному акустическому уровню между замерами на внешней поверхности головного обтекателя и замерами на внешней поверхности хвостового отсека I ступени РН составили до ~ 15 дБ. При этом максимальный уровень акустического нагружения РН типа «Союз» и КГЧ при старте наблюдается на поверхности, направленной непосредственно к газоходному лотку СС, где реализуется наибольший акустический шум, возникающий при взаимодействии сверхзвуковой струи РН с элементами СС.

Требования по виброакустическому нагружению, предъявляемые к конструкции РН, аппаратуре и агрегатам обусловлены условиями, в которых они эксплуатируются. Поскольку основным источником возбуждения конструкции РН является акустическое поле, действующее на нее, то для нормирования уровня вибрационного нагружения необходимо знать уровень акустического воздействия. Это, а также характеристики податливости конструкции РН являются исходными данными для расчета вибрации конструкции, а также путей ее передачи на аппаратуру, агрегаты и т.п.

Во многих случаях в связи со сложностью газодинамических и акустических процес-

сов при пространственном взаимодействии блочных сверхзвуковых высокоэнергетических неизобарических струй с газоотражателем при старте и многообразием геометрических параметров СС и характеристик ДУ, прогнозирование акустических нагрузок и их воздействия на элементы РН может быть осуществлено только в ходе экспериментальной отработки.

Наиболее надежный путь получения виброакустических характеристик РН на старте – проведение экспериментальных исследований с использованием моделей элементов РН и СС при детальном моделировании их геометрических параметров, газодинамических и термодинамических параметров струй двигателей. Это достаточно трудная научная и техническая задача. Возникает необходимость использования полуэмпирических методов, основанных на общетеоретических подходах и обобщении экспериментальных данных.

Библиографический список

1. Скучик Е. Основы акустики [под редакцией Ю.М. Сухаревского]. Москва, 1959. Том 2.

2. Иофе В.К. и др. Справочник по акустике. М.: Связь, 1979.

УДК 629.78.064

НАХОЖДЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ И ОКРУЖНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ МОД МЕЖДУ ПАНЕЛЯМИ ГОЛОВНОГО ОБТЕКАТЕЛЯ И ОБЪЕКТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОНФИГУРАЦИИ

© 2012 П.А. Попов, А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

COMPUTING RADIAL AND CIRCUMFERENTIAL ACOUSTIC MODES BETWEEN THE NOSE COWLING PANELS AND THE CYLINDRICAL OBJECT

Popov P.A., Kryuchkov A.N. (Samara State Aerospace University). The acoustical effect, amplified by resonance under the nose cowling, has an adverse affect on spacecraft operation. The paper presents a technique of computing circumferential and radial acoustic modes, evolving between the nose cowling and the spacecraft cylindrical surface.

Акустическое нагружение негативно влияет на работу аппаратуры космических аппаратов (КА). Его прогнозирование необходимо для отработки изделий в наземных условиях. Характеристики акустического поля внутри головного обтекателя (ГО) связаны с определением его звукоизоляции. Как показано в работах [1, 2] снижение звукоизоляционной способности обусловлено появлением структурных и акустических резонансов, а также их взаимодействием. В данной статье описан метод определения окружных и радиальных акустических мод, при их распространении между ГО и цилиндрической поверхностью КА, а так же разобран пример их нахождения для конкретного изделия.

Пусть имеется цилиндрический ГО радиуса R, внутри которого располагается космический аппарат (КА) радиуса r. Пульсации давления $\tilde{P}$ газовой среды между ГО и КА описывается волновым уравнением в цилиндрической системе координат (ρ, φ, z). В данной статье будут рассмотрены лишь радиальные и окружные моды, поэтому $\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial\rho^2}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial\tilde{P}}{\partial\rho}+\frac{1}{\rho^2}\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial\varphi^2}-\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2\tilde{P}}{\partial t^2}=0$. В волновом уравнении от функции $\tilde{P}$ используем подстановку $\tilde{P}(\rho,\varphi,z,t)=P(\rho,\varphi,z)e^{i\omega t}$, получим уравнение Гельмгольца.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial\rho^2}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial\rho}+\frac{1}{\rho^2}\frac{\partial^2 P}{\partial\varphi^2}+\mu^2 P=0, \qquad (1)$$

$\mu=\frac{\omega}{c}$ – волновое число

При граничных условиях

$$\frac{\partial P}{\partial\rho}(r,\varphi)=\frac{\partial P}{\partial\rho}(R,\varphi)=0;$$

$$P(\rho,\varphi)=P(\rho,\varphi+2\pi). \qquad (2)$$

Метод разделения переменных, $P(\rho,\varphi)=J(\rho)\Phi(\varphi)$, даёт

$$\frac{\rho^2\frac{d^2J(\rho)}{d\rho^2}+\rho\frac{dJ(\rho)}{d\rho}}{J(\rho)}+\mu^2\rho^2=0$$

$$\frac{d^2\Phi(\varphi)}{d\varphi^2}+\alpha^2\Phi(\varphi)=0. \qquad (3)$$

Радиальные акустические моды описываются суммой двух линейно независимых функции Бесселя и Неймана

$$J_i(r) = C_i I_i(\mu_i \rho) + D_i Y_i(\mu_i \rho). \quad (4)$$

$I_i(\mu r)$ - функция Бесселя i - ого порядка, $Y_i(\mu r)$-функция Неймана i - ого порядка.

Характеристическое уравнение имеет вид

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial}{\partial \rho} I_i({\mu_i}^k r) & \frac{\partial}{\partial \rho} Y_i({\mu_i}^k r) \\ \frac{\partial}{\partial \rho} I_i({\mu_i}^k R) & \frac{\partial}{\partial \rho} Y_i({\mu_i}^k R) \end{vmatrix} = 0, \quad (5)$$

k – номер корня.

Из (5) определяются собственные числа ${\mu_i}^k$ (например, ${\mu_0}^1 = 3{,}2$, ${\mu_0}^2 = 6{,}3$, соответствующие им моды для ГО диаметра D и КА диаметра d, представлены на рис. 1, 2).

Научная ценность данной работы состоит в предложенном подходе анализа распространения акустических мод внутри замкнутого пространства ГО. В дальнейшем полученная математическая модель будет полезна при прогнозировании акустического и вибрационного нагружения подобных объектов под ГО.

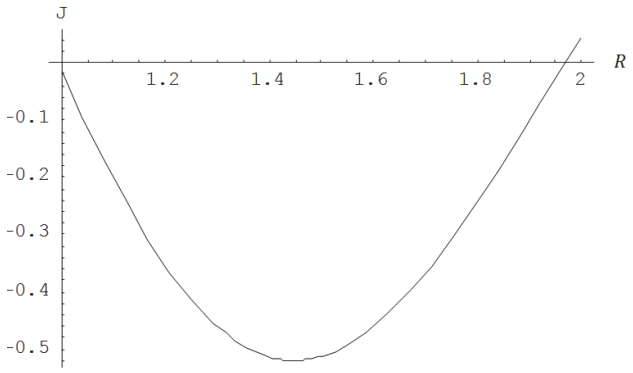


Рис. 1. Радиальная акустическая мода для ${\mu_0}^1 = 3{,}2$

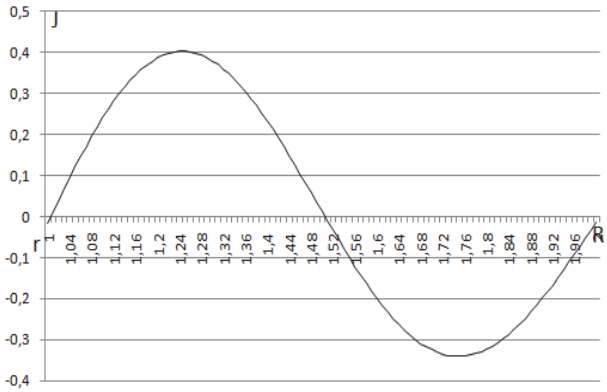


Рис. 2. Радиальная акустическая мода для ${\mu_0}^2 = 6{,}3$

Библиографический список

1. Исследования по повышению звукоизоляции самолетных конструкций" (по материалам открытой зарубежной печати). М.: ЦАГИ, 1990.

2. НТО "Экспериментальное определение звукоизоляции МбО III ступени РН "Союз", №5535. М.: ЦАГИ, 1999.

УДК 621.891:51.001.57

НЕЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫМ КОМБИНИРОВАННЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

© 2012 А.А. Мерзляков

Омский государственный технический университет

THE NONLINEAR MODEL OF THE OF CYLINDER AND PISTON TRIBOSYSTEM WITH THE COMBINED GASKET UNDER HYDRAULIC LOAD

Merzlyakov A.A. (Omsk State Technical University). The dynamics of hydraulic, pneumatic, and cryogenic systems to a large extend depends on the thermoelastic effects in the cylinder and piston tribosystem. The paper presents a nonlinear mathematical model of the cylinder and piston tribosystem. The model allows to measure the pressure and temperature at the sliding surface, the friction force, the friction loss power, as well as to make accurate models of the dynamic processes in the hydraulic and pneumatic systems.

В условиях реальной эксплуатации трибосистем цилиндропоршневого типа различных механизмов, аппаратов и машин возвратно-прямолинейного движения в результате преобразования внешней механической энергии в другие виды и формы энергии при контактном взаимодействии трущихся поверхностей проявляется совокупность сложных механических, физических и химических эффектов. Существенное влияние среди всех эффектов имеет тепловой и упругий эффекты, которые совместно составляют термоупругий эффект. Термоупругий эффект в зависимости от области применения цилиндропоршневых трибосистем может значительно влиять на эффективность и динами-

ку работы гидравлических, пневматических, криогенных и других систем.

В данной работе рассматривается цилиндропоршневая трибосистема с гидравлически нагруженным комбинированным уплотнением из двух колец. Трущееся уплотнительное кольцо выполнено из полимерного композиционного материала с высокими триботехническими свойствами. Второе кольцо, выполненное из композиционного материала с необходимыми свойствами, играет роль силового элемента. Комбинированное гидравлически ненагруженное уплотнение типа кольцо-кольцо довольно широко известно в области уплотнительной техники [1, 2] и имеет ряд несомненных достоинств, например, таких как универсальность, компактность, простота монтажа и замены и т.д. Гидравлически нагруженное комбинированное уплотнение по сравнению с гидравлически ненагруженным становится еще более компактным и простым с точки зрения монтажа и замены и в определенных случаях может быть более рациональной и эффективной конструкцией. Так, например, при широком диапазоне изменения рабочего давления при динамических процессах нецелесообразно использовать значительные предварительные натяги и напротив – целесообразно автоматически использовать рабочее давление для поддержания необходимого контактного давления.

Для описания распространения тепла в радиальном направлении трибосистемы используется уравнение теплопроводности. Напряженно-деформированное состояние в комбинированном уплотнении описывается уравнением равновесия, соотношениями между деформациями и перемещениями в форме Коши, а также определяющими уравнениями состояния Дюамеля-Неймана. В зоне трения составлено уравнение теплового баланса. Сформулированы все необходимые граничные и сопряженные условия. Для замыкания модели трибосистемы (системы уравнений) необходимо еще одно уравнение для описания закона внешнего трения. Обычно для этой цели используют классический линейный закон трения Леонардо да Винчи-Амонтона-Кулона, который до сих пор остается по существу единственным универсальным законом. Однако точность этого закона ограничена, соответственно ограничена точность математических моделей трибосистем. В данной работе используется нелинейный закон внешнего трения, сформулированный в работах [3,4].

Построенная математическая нелинейная модель цилиндро-поршневой трибосистемы с гидравлически нагруженным комбинированным уплотнением содержит в своей основе возможность для выявления новых закономерностей с учетом нелинейных эффектов трения. Разработка расчетных методов на основе модели позволит определять давление и температуру на поверхности трения, силы трения, потери мощности на трение, а также более точно моделировать динамические процессы в гидравлических и пневматических системах.

Библиографический список

1. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973. 232 с.

2. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник [под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова]. М.: Машиностроение, 1994, 448 с.

3. Мерзляков А.А. О внешнем трении и законе трения // Омский научный вестник. Омск: ОмГТУ, 2006. Вып. 38. №4. С. 77-81

4. Мерзляков А. А. О внешнем трении твердых тел // Актуальные проблемы развития техники и экономики в условиях Крайнего Севера: Сб. научн. тр. Омск: ОмГТУ, 2007. С. 42-52.

УДК 621.891:51.001.57

НЕЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ШТОКОВОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ С КОЛЬЦЕВЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

© 2012 А.А. Мерзляков

Омский государственный технический университет

NONLINEAR MODEL OF THE ROD TRIBOSYSTEM WITH A RING SEAL

Merzlyakov A.A. (Omsk State Technical University, Omsk). The rod tribosystem has proved to be beneficial when used in the aggregates under the dynamic processes within the reasonable operating pressure changes, which automatically supports the required contact pressure. The paper presents a mathematical description of the phenomena taking place during the rod tribosystem operation. Particular attention has been given to the thermoelastic effect resulting from the interaction between the moving rod and the ring seal.

При эксплуатации трибосистем штокового типа различных механизмов, аппаратов и машин возвратно-прямолинейного движения при контактном взаимодействии трущихся поверхностей в зоне трения проявляется совокупность сложных механических, физических и химических эффектов. Превалирующую роль среди всех эффектов играет тепловой эффект, поскольку в зоне трения интенсивно генерируется теплота за счет потерянной внешней механической энергии. Существенное влияние в уплотнительных элементах имеет и упругий эффект, который совместно с тепловым составляют термоупругий эффект. Термоупругий эффект в зависимости от области применения штоковых трибосистем может значительно влиять на эффективность и динамику работы гидравлических, пневматических и других систем.

В данной работе рассматривается штоковая трибосистема, которая представляет совокупность движущегося штока и кольцевого уплотнения. Трущееся уплотнительное кольцо выполнено из полимерного композиционного материала с высокими триботехническими свойствами, способными обеспечивать минимальное трение и износостойкость сопряженных поверхностей. С целью создания предварительного сжатия для обеспечения герметичности и компенсации напряжений в процессе износа трущихся сопряженных поверхностей само уплотнительное кольцо за счет начального натяга выполняет функцию силового элемента. Штоковое кольцевое уплотнение известно в области уплотнительной техники [1, 2] и выглядит весьма перспективно с точки зрения применения новых современных полимерных композиционных материалов. Особенно эффективно применение данной трибосистемы при динамических процессах в диапазоне умеренных изменений рабочего давления, которое автоматически поддерживает необходимое контактное давление. Однако до сих пор отсутствует математическое описание штоковых трибосистем с кольцевым уплотнением.

Для описания распространения теплоты в трибосистеме через шток в осевом направлении и через уплотнение в радиальном направлении используются соответствующие уравнения теплопроводности. Шток разбит на ряд участков, в пределах которых учитывается теплообмен между поверхностями штока и граничащими средами. Напряженно-деформированное состояние в кольцевом уплотнении описывается осесимметричным уравнением равновесия в напряжениях, связь между деформациями и перемещениями устанавливается в форме Коши, а между напряжениями и деформациями – определяющими уравнениями Дюамеля - Неймана. В зоне трения трущихся поверхностей составлено уравнение теплового баланса. Сформулированы все необходимые граничные и сопряженные условия. Для замыкания математической модели трибосистемы используется нелинейный закон внешнего трения, обоснованный и сформулированный в работах [3, 4]. Таким образом, получается замкнутая связанная нелинейная термоупругая математическая модель.

Построенная нелинейная модель штоковой трибосистемы с кольцевым уплотнением позволяет выявить новые закономерности с учетом нелинейных эффектов трения, более точно проектировать конкретные рациональные конструкции штоковой трибосистемы различных механизмов, машин и аппаратов возвратно-прямолинейного движения, определять необходимые величины, такие как температу-

ра трения, контактное давление, силы трения, потери мощности на трение, а также более точно моделировать динамические процессы в гидравлических и пневматических системах.

Библиографический список

1. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973. 232 с.

2. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник [под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова]. М.: Машиностроение, 1994. 448 с.

3. Мерзляков, А.А. О внешнем трении и законе трения // Омский научный вестник. Омск: ОмГТУ, 2006. Вып. 38. №4. С. 77-81.

4. Мерзляков А.А. О внешнем трении твердых тел // Актуальные проблемы развития техники и экономики в условиях Крайнего Севера: сб. научн. тр. Омск: ОмГТУ, 2007. С. 42-52.

УДК 621.891:51.001.57

НЕЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ШТОКОВОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫМ КОМБИНИРОВАННЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

© 2012 А. А. Мерзляков

Омский государственный технический университет

THE NONLINEAR MODEL OF THE ROD TRIBOSYSTEM WITH A RING SEAL UNDER HYDRAULIC LOAD

Merzlyakov A.A. (Omsk State Technical University). The paper is focused on the problem of the dynamics of the interaction between the moving rod and the two-ring combined seal under hydraulic load. A nonlinear model of the rod tribosystem with the combined seal under hydraulic load has been developed. The model allows to increase the accuracy when making particular rational designs of the rod tribosystem for various devices, machines, and instruments of straight reciprocating motion; to measure certain units, such as friction temperature, contact pressure, friction force, friction loss power, as well as to make more accurate models of dynamic processes in the hydraulic and pneumatic systems.

При эксплуатации трибосистем штокового типа различных механизмов, аппаратов и машин возвратно-прямолинейного движения при контактном взаимодействии трущихся поверхностей в зоне трения проявляется совокупность сложных механических, физических и химических эффектов. Главную роль среди всех эффектов играет тепловой эффект, т.к. в зоне трения интенсивно генерируется теплота. В уплотнительных устройствах играет роль и упругий эффект, который совместно с тепловым состаляют термоупругий эффект. Термоупругий эффект в зависимости от области применения штоковых трибосистем может значительно влиять на эффективность и динамику работы гидравлических, пневматических и других систем.

В данной работе рассматривается штоковая трибосистема, которая представляет совокупность движущегося штока и гидравлически нагруженного комбинированного уплотнения из двух колец. Трущееся уплотнительное кольцо выполнено из полимерного композиционного материала с высокими триботехническими свойствами, способными обеспечивать минимальное трение и износ сопряженных поверхностей. Для обеспечения герметичности и компенсации напряжений в процессе износа трущихся сопряженных поверхностей само уплотнительное кольцо за счет начального натяга может выполнять функцию силового элемента. Однако эта функция ограничена, т.к. на начальном этапе могут возникать значительные силы трения и износ. Поэтому второе кольцо, выполненное из эластичного или полимерного композиционного материала с необходимыми свойствами, играет роль основного силового элемента. Штоковое комбинированное уплотнение из двух колец известно в области уплотнительной техники [1, 2]. Оно устанавливается в корпус машины гидравлически разгруженным, поэтому применение его эффективно в области стационарных режимов. Применение данной трибосистемы с гидравлически нагруженным комбинированным уплотнением особенно эффективно при динамических процессах в области широкого изменения рабочего давления, которое автоматически поддерживает необходимое контактное давление.

Для описания распространения теплоты в трибосистеме через шток в осевом направлении и через уплотнение из двух колец в радиальном направлении используются соответствующие уравнения теплопроводности. Шток разбит на ряд участков, в пределах которых учитывается теплообмен между поверхностями штока и граничащими средами. Напряженно-деформированное состояние в комбинированном уплотнении описывается осесимметричным уравнением равновесия в напряжениях, связь между деформациями и перемещениями устанавливается в форме Коши, а между напряжениями и деформациями – определяющими уравнениями Дюамеля - Неймана. В зоне трения трущихся поверхностей составлено уравнение теплового баланса. Сформулированы все необходимые граничные и сопряженные условия. Для замыкания математической модели трибосистемы используется нелинейный закон внешнего трения, обоснованный и сформулированный в работах [3, 4]. Таким образом, получается замкнутая связанная нелинейная термоупругая математическая модель.

Построенная нелинейная модель штоковой трибосистемы с гидравлически нагруженным комбинированным уплотнением позволяет выявить новые закономерности с учетом нелинейных эффектов трения, более точно проектировать конкретные рациональные конструкции штоковой трибосистемы различных механизмов, машин и аппаратов возвратно-прямолинейного движения, определять необходимые величины, такие как температура трения, контактное давление, силы трения, потери мощности на трение, а также более точно моделировать динамические процессы в гидравлических и пневматических системах.

Библиографический список

1. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973. 232 с.

2. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник [под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова]. М.: Машиностроение, 1994, 448 с.

3. Мерзляков, А.А. О внешнем трении и законе трения // Омский научный вестник. Омск: ОмГТУ, 2006. Вып. 38. №4. С. 77-81.

4. Мерзляков, А.А. О внешнем трении твердых тел // Актуальные проблемы развития техники и экономики в условиях Крайнего Севера: сб. научн. тр. Омск: ОмГТУ, 2007. С. 42-52.

УДК 629.78.064

ВЕРИФИКАЦИИ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА В ПАКЕТЕ FLUENT

© 2012 Д.К. Новиков[1], Г.М. Ермолаев[2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ЗАО «Смартек», Самара

VERIFICATION OF THE HYDRODYNAMIC DAMPER MODEL USING THE *FLUENT* SOFTWARE

Novikov D.K.[1], Yermolayev G.M.[2] ([1] Samara State Aerospace University, [2] "Smartek" CJSC, Samara). Employment of the existing computational models for designing hydrodynamic dampers for the rotor mounts does not always comply with the accuracy requirements. This is due to the distribution of hydrodynamic parameters in the hydrodynamic damper design. The paper presents the results of numeric computation of the flow in the hydrodynamic damper that make it possible to increase the accuracy of estimating the tangential and the radial force.

Основной тенденцией современной авиационной техники является неуклонное улучшение всех показателей надежности, в частности, повышение ресурса двигателя . Одной из наиболее сложных проблем на этом пути является виброзащита отдельных элементов и всего изделия в целом. Для этих целей часто применяют демпфирующие устройства в опорах роторов. Такие демпферы могут быть сухого трения или гидродинамическими (ГДД). В современных двигателях, например GE90, применяют именно ГДД. На данный момент разработано большое количество различных конструкций ГДД и их расчетных моделей (подробный обзор приведен в [1]). Данные модели обладают высокой точностью в рам-

ках принятых допущений для решений дифференциальных уравнений. Для учета всех особенностей геометрии была создана модель в пакете Fluent и проведена её проверка для классического случая короткого демпфера.

В модели используется масло с плотностью 900 кг/м3 и вязкостью 0,0022 Па·с. Считается, что вибратор совершает прямую синхронную прецессию по круговой орбите с частотой 1000 об/мин. Демпфер имеет диаметр D=132 мм (рис. 1) и питающую канавку шириной и высотой dgroove=2мм, куда подводится масло через 8 питающих отверстий диаметром 0,7 мм под давлением 30 кПа. Длина демпфера L=11 мм (L/R=6). Радиальный зазор c=0,135 мм. В модели учитывается симметрия относительно середины питающей канавки (рис. 2) и течение масла для данной частоты считается ламинарным [1]. Расчеты велись на кластере «Сергей Королев» в версии пакета Fluent v14 с пакетом обновлений SP1.

В результате расчета по модели получили распределение давления в зазоре, а также радиальное FR и тангенциальное Fф усилия. Полученные результаты хорошо согласуются с классическими моделями [1].

Таким образом, модель считается верифицированной и её можно рекомендовать к использованию для дальнейших расчетов для исследования влияния геометрии демпфера на его характеристики.

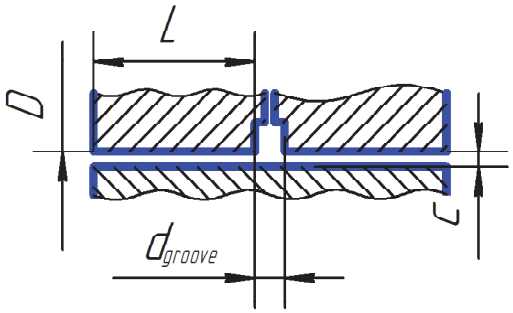


Рис. 1. Геометрические параметры ГДД

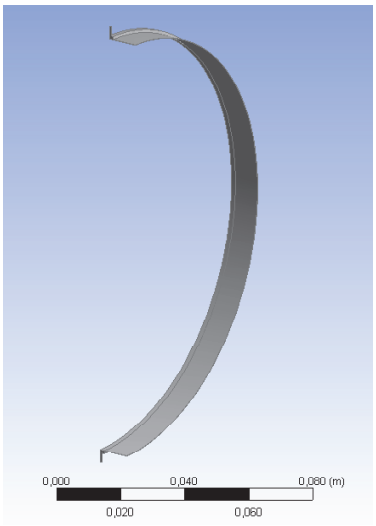


Рис. 2. Геометрические параметры ГДД

Библиографический список

1. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков В.В. Самара: Самарский научного центр РАН, 2002. 335 с.

УДК 621.431.75

ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 А.В. Швецов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF THE AERO ENGINE PIPELINE FORCED OSCILLATIONS

Shvetsov A.V. (Samara State Aerospace University). The paper deals with the issues of CAE modeling of the dynamics of the gas turbine engine fuel system. Particular attention is given to specifying elastic and damping properties of the pipeline mounts made of metalrubber material.

Каждый трубопровод имеет свою, порой достаточно сложную конфигурацию и, следовательно, требует индивидуальной доводки. Основная доля дефектов трубопроводов ДЛА обусловлена циклическим воздействием вибрационного характера и температуры. Проявляется в виде усталостных поломок, разгерметизации, наклепа, повышенного уровня вибронапряжений. Поэтому, несмотря на богатый практический опыт в вопросах обеспечения

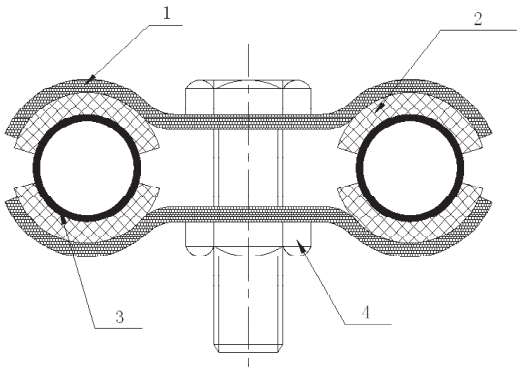


Рис. 1. Опора трубопровода из материала МР: 1- поддерживающий элемент; 2 – пластина из МР; 3 – трубопровод; 4 – болт крепления

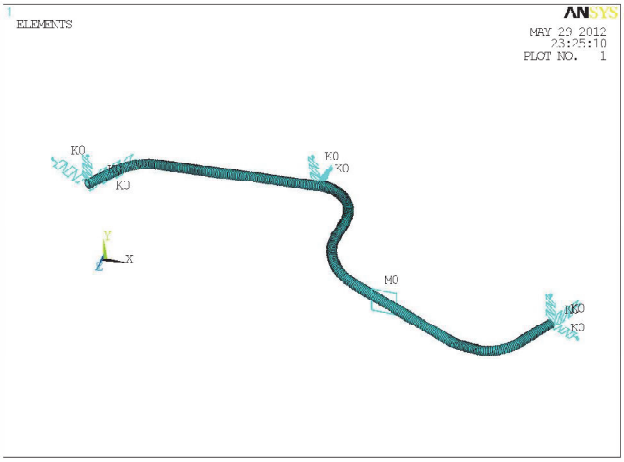


Рис. 2. КЭ модель трубопровода в Ansys

надежности трубопроводов, накопленный в ряде ОКБ, проведение доводочных работ в рамках традиционной схемы требует значительных материальных и временных затрат. Для решения этой проблемы необходим пересмотр сложившейся методики проектирования на основе 3-х-мерного моделирования и создания эффективных методов расчета.

Для защиты трубопроводов от колебаний широко используются упругодемпфирующие опоры из материала МР (рис. 1).

Материал МР применяется в опорах трубопроводов в виде тонких пластин и втулок. Он обладает большим рассеиванием энергии, стойкостью к воздействию высоких температур, топлива, масла. Характеристиками материала (жесткостью С и коэффициентом рассеивания энергии ψ) можно управлять в широких пределах, изменяя относительную плотность материала $\bar{\rho}$ ($\bar{\rho} = \rho_{MR} / \rho_S$, где ρ_{MR} – плотность проволочного материала, ρ_S – плотность стали), диаметр проволоки d_w, предварительную статическую деформацию Q.

В работе проводились эксперименты по определению этих зависимостей и по исследованию динамики трубопроводных систем с применением материала МР, определялось влияние характеристики УДО на характеристики трубопроводной системы.

В качестве объекта исследования выбран трубопровод топливной системы ГТД НК-321.

Проведен ряд экспериментов на вибростенде для определения амплитуды и частоты колебаний трубопровода:

- колебания трубопровода на двух опорах (в заделках);
- колебания трубопровода с дополнительной средней опорой (жесткое закрепление в опоре, как выполнено на двигателе);
- колебания трубопровода с дополнительной средней опорой (в опоре установлена прокладка из МР толщиной 2,1 мм).

Приспособление с закрепленной на нем трубкой крепится на вибростенд и выводится на резонанс. Во время работы стенда производилась съемка системой ARAMIS в районе установки вибродатчика.

В ходе эксперимента получены значения собственных частот колебания трубопровода, амплитуд колебаний по трем осям, исследовано изменение характеристик системы при вводе в нее опоры из МР, получены данные для расчета трубопровода в системе Ansys. Выявлена необходимость моделировать колебания трубопровода (рис. 2) с учетом жесткости всех опор.

В настоящее время ведутся работы по оптимизации расчета динамического состояния трубопровода в системе Ansys и подтверждения корректности расчетной модели на основе проведенных экспериментов.

УДК 534.83.629.7

МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ НА ПОВЕРХНОСТИ И В ОТСЕКАХ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ НА СТЕНДЕ АК-11

© 2012 А.Я. Зверев, В.В. Черных

Центральный аэрогидродинамический институт
им. проф. Н.Е. Жуковского (ФГУП ЦАГИ), г. Москва

ACOUSTIC FIELDS MODELING ON THE SURFACE AND INSIDE SPACE-ROCKET HARDWARE COMPARTEMENTS BY MEANS OF THE AC-11 FACILITY

Zverev A.Ya., Chernyh V.V. (Central Aerohydrodynamic Institute named after Prof. N.E. Zhukovsky (TsAGI), Moscow). Problems of modeling of acoustic fields on the surface and inside space-rocket hardware compartments are discussed. Possibilities of the TsAGI acoustic AC-11 facility for fields modeling are described. The facility consists of three interconnected chambers: one anechoic and two reverberation ones and is intended for the research of full-scale compartments and models of rockets in the conditions of diffusion and for the study of specially modeled fields similar to natural.

В отсеках штатного оборудования и полезного груза ракетно-космической техники при старте, а также на этапах выведения и спуска реализуются акустические поля большой интенсивности. Вследствие того, что полезный груз обычно представляет собой высокотехнологичный объект с чувствительными к акустическому воздействию системами, воздействие таких полей может привести к нарушениям его функционирования, вплоть до полного отказа.

Достоверные оценки интенсивности акустических полей в отсеках и рациональные способы ее снижения могут быть осуществлены только на основе результатов испытания отсеков или их представительных элементов на стендах, специально создаваемых для решения этой проблемы. На стендах моделируются акустические поля пульсаций давления от струй ракетных двигателей при старте и аэродинамические поля пульсаций давления звукового диапазона частот, которые становятся доминирующими на этапах выведения и спуска. Осуществляется физическое моделирование процесса передачи звука в отсек от акустических полей ракетных двигателей, а также процесса преобразования ограждающими конструкциями энергии аэродинамических полей пульсаций давления в звуковую энергию и формирования акустического поля в отсеке.

Возбуждающие внешние ограждающие конструкции отсеков штатного оборудования и полезного груза поля пульсаций давления при старте, порождаемые истекающими струями ракетных двигателей, можно трактовать как чисто акустические. Отсеки с чувствительными к акустическим воздействиям системами штатного оборудования и полезного груза, как правило, размещаются на относительно большом расстоянии от среза сопел ракетных двигателей. Поэтому реализуемые на внешней поверхности этих отсеков акустические поля формируются системой акустических волн, распространяющихся от разных участков струй под разными углами падения относительно нормали к ней.

Процесс моделирования акустических полей на внешней поверхности отсеков существенно упрощается, если в качестве искомой рассматривать не интенсивность звукового поля в отсеках, а звукоизолирующую способность их ограждающих от внешней среды конструкций. Для определения этой величины нет необходимости воспроизводить возбуждающие акустические поля большой интенсивности. Достаточно, чтобы при измерениях полезный сигнал существенно превышал сигнал от помех. Этому требованию, как правило, удовлетворяют условия, реализуемые в реверберационных и заглушенных камерах

Максимальный диапазон изменения угла падения звуковых волн наблюдается на первом этапе старта, когда ракета еще находится на столе стартового сооружения. Такой вид акустического возбуждения наилучшим образом может быть смоделирован в реверберационной камере, в которой формируется диффузное звуковое поле.

По мере удаления ракеты от стартового сооружения диапазон изменения угла падения звуковых волн на внешнюю поверхность отсеков сокращается, а затем стабилизируется. Моделирование такого акустического поля на внешней поверхности отсеков штатного оборудования и полезного груза с помощью системы акустических излучателей не представляет принципиальных затруднений в большой

Размеры акустических камер, м:	
Заглушенная камера (ЗК)	14,0x11,5x8,0 (1288 м^3)
Свободное пространство	12,2x9,7x6,3 (750 м^3)
Реверберационная камера 1 (РК1)	6,4x6,4x5,15 (210 м^3)
Реверберационная камера 2 (РК2)	6,6x6,4x5,15 (220 м^3)
Рабочий частотный диапазон, Гц	80... 16000
Динамический диапазон (РК1-РК2), дБ	45... 83
Уровень акустических помех, дБ	<0

Система сбора и обработки данных:

Многоканальный анализатор сигналов B&K PULSE 3560C	
Число каналов	10
Частотный диапазон, Гц	0... 25600
Погрешность измерений, дБ	±0,1

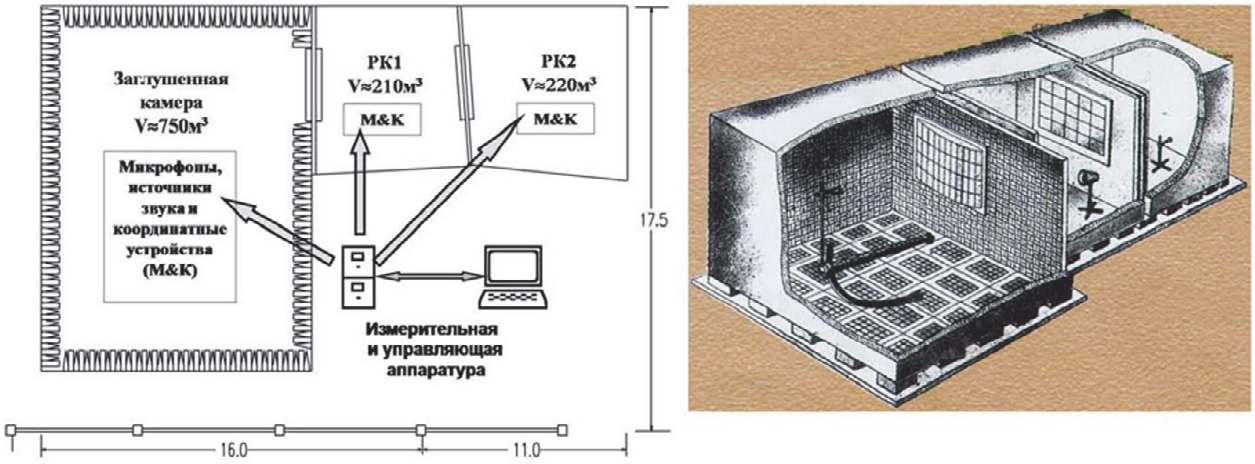


Рис.1. Схема и основные технические параметры стенда АК-11

заглушенной камере.

Всем необходимым условиям для моделирования полей на поверхности и в отсеках ракетно-космической техники при старте удовлетворяет акустический стенд АК-11 (ЦАГИ, г. Дубна). Он предназначен для исследования виброакустических характеристик материалов, натурных панелей, натурных объектов, отсеков и моделей летательных аппаратов в условиях диффузного поля, а также в условиях специально моделируемых полей, приближенных к натурным. Стенд АК-11 состоит из трех смежных звукомерных камер - одной заглушенной и двух реверберационных, оборудован средствами измерения фирмы B&K и платформой PULSE. Схематическое изображение стенда и его основные технические параметры приведены на рис.1. По результатам периодической аттестации в 2011 году были получены аттестаты на проведение соответствующих акустических испытаний на стенде.

Некоторые примеры моделирования акустических полей на стенде АК-11 для прогноза шума в отсеке летательного аппарата приведены в работе [1].

Библиографический список

1. Метод тестового поля для прогноза шума в салоне винтового самолета / Б.М. Ефимцов, А.Я. Зверев, В,В. Черных // Ученые записки ЦАГИ. 2008. Т.39. №4. С. 82-90.

УДК 534

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДОВОДКИ ВНУТРЕННЕГО ШУМА АВТОБУСА

© 2012 Ю.В. Галевко, Т.В. Иванова, В.П. Тюрин, Ю.Н. Попов, А.Н. Елесин

НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», п. Автополигон, Московская обл.

AN EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS FOR RESEARCH AND DIMINISHING OF INTERNAL BUS NOISE

Galevko Yu.V., Ivanova T.V., Tyurin V.P., Popov Yu.N., Elesin A.N. (NICIAMT FGUP «NAMI», Moscow region).

The report presents the results of research into construction of a bus body with application of a modal analysis. Probable origins of high noise level inside the bus salon are specified, noise eliminating actions are described stage by stage and results of noise lowering research are introduced.

Один из источников внутреннего шума автобуса – структурный шум, причиной которого являются вибрации отдельных элементов конструкции кузова. Для того чтобы опреде-

лить, насколько существенный вклад в общий уровень может давать структурный шум конструкции и предложения путей улучшения акустического комфорта в салоне в работе определялись модальные характеристики кузова автобуса. Для этих целей использовался метод экспериментального модального анализа. Для анализа взаимодействия вибрации кузова со звуковым полем внутри салона были рассчитаны собственные акустические формы колебаний внутреннего объема автобуса с использованием конечно-элементной модели. Данный подход отрабатывался на городском автобусе категории М3/1.

Неподвижный автомобиль возбуждается импульсным силовым воздействием в одной точке конструкции. Удар наносится под равным углом ко всем трем осям координат. Датчик вибрации последовательно устанавливается в различных точках, выбранных из условия наиболее полного описания поведения всей конструкции

Частотный диапазон модального анализа выбирался по результатам измерений спектров внутреннего шума в процессе разгона, рис. 1, рис. 2. В нашем конкретном случае по исследованию динамики поведения конструкции автобуса шаг сетки расположения вибродатчиков был принят равным шагу позиционирования силовых элементов каркаса кузова автобуса.

При анализе спектральных характеристик рассматривались следующие частотные диапазоны с соответствующей локализацией максимальных уровней звукового давления:

- диапазоны 30 Гц и 90 Гц на месте водителя;
- диапазон 75 – 95 Гц у последнего ряда сидений;
- диапазон 260 – 280 Гц у последнего ряда сидений;
- диапазон 290 – 320 Гц на месте водителя и у последнего ряда сидений с максимумом в районе 315 Гц;

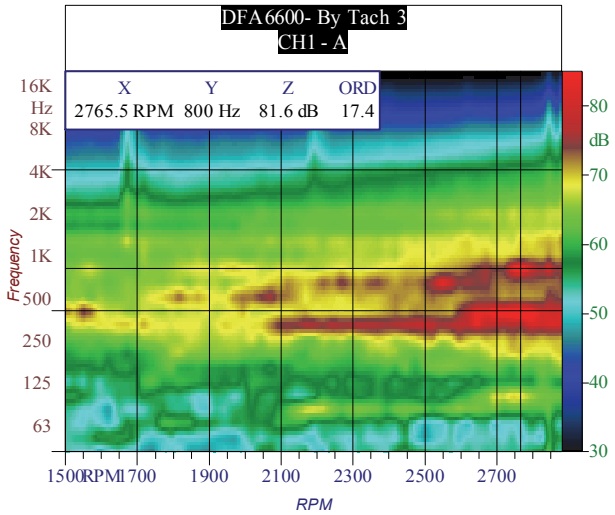


Рис. 1. Спектральные характеристики шума на рабочем месте водителя

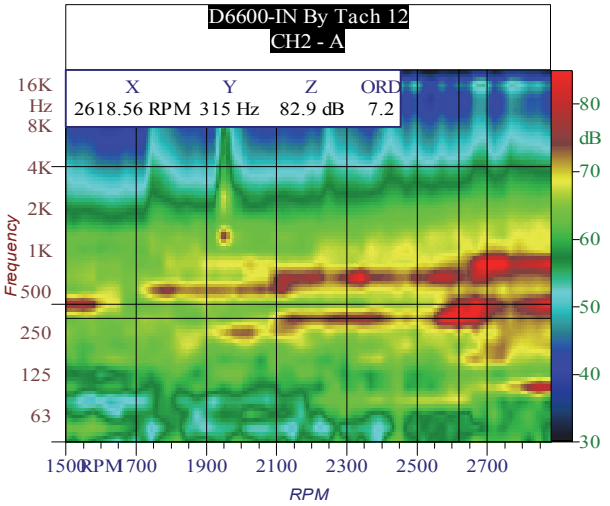


Рис. 2. Спектральные характеристики шума в салоне автобуса

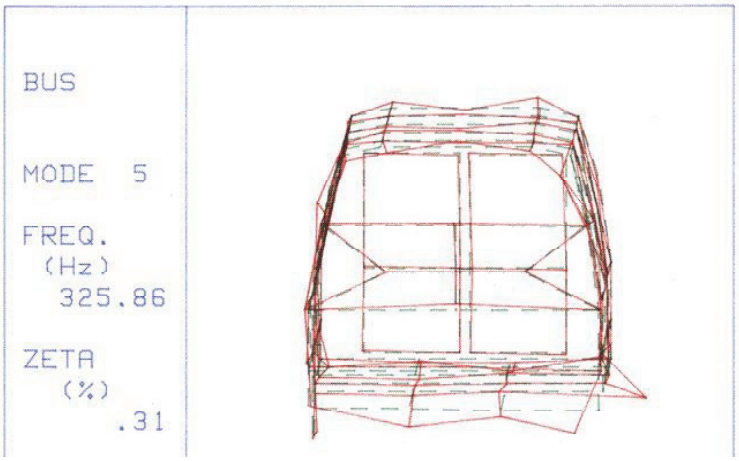


Рис. 3. Форма колебаний автобуса на собственной частоте 326 Гц

- диапазон 340 – 350 Гц на месте водителя и у последнего ряда сидений;
- диапазон 390 – 400 Гц на месте водителя;
- более высокочастотные диапазоны.

На рис. 3 приведены формы колебаний кузова автобуса в рассматриваемом диапазоне частот, полученные по результатам обработки экспериментальных данных и которые можно проанализировать с учетом вышеотмеченных особенностей. По результатам анализа можно заключить, что отдельные части силового каркаса кузова имеют локальные собственные резонансы, в совокупности дающие картину повышенной виброактивности всей конструкции кузова на этих частотах. С наибольшей амплитудой вибрация проявляется в передней нижней части кузова, а также на лонжеронах, связанных с полом салона.

В процессе доводки с использованием расчетных и экспериментальных методов оценивались следующие мероприятия по доводке конструкции автобуса: применение многослойной конструкции пола; обработка звукоизолирующими и звукопоглощающими материалами стенок мотоотсека; изменить узлы крепления заднего моста к кузову и опор силового агрегата к кузову; изменение крепления рамы и кузова автобуса.

С использованием результатов моделирования были разработаны рекомендации по улучшению конструкции автобуса с изменением схемы крепления рамы и корпуса кузова. Это позволило существенно понизить шум в салоне автобуса до требований нормативных документов и повысить акустическую комфортабельность.

УДК 62.251

МОДЕЛЬ ВОЗДУХОДУВКИ РУТСА

© 2012 Г.О. Белов, А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A MODEL OF ROOTS COMPRESSOR

Belov G.O., Kryuchkov A.N. (Samara State Aerospace University). The paper presents a dynamic model of Roots compressor. A new device allows to decrease the flow oscillations in the delivery port.

В работе представлена численная модель воздуходувки Рутса, учитывающая конструктивные и режимные параметры устройства, свойства рабочей среды. Структурная схема модели представлена на рис. 1.

Рабочая камера воздуходувки Рутса и площадь, через которую она опорожняется, показана на рис. 2. Расчёт газодинамики был

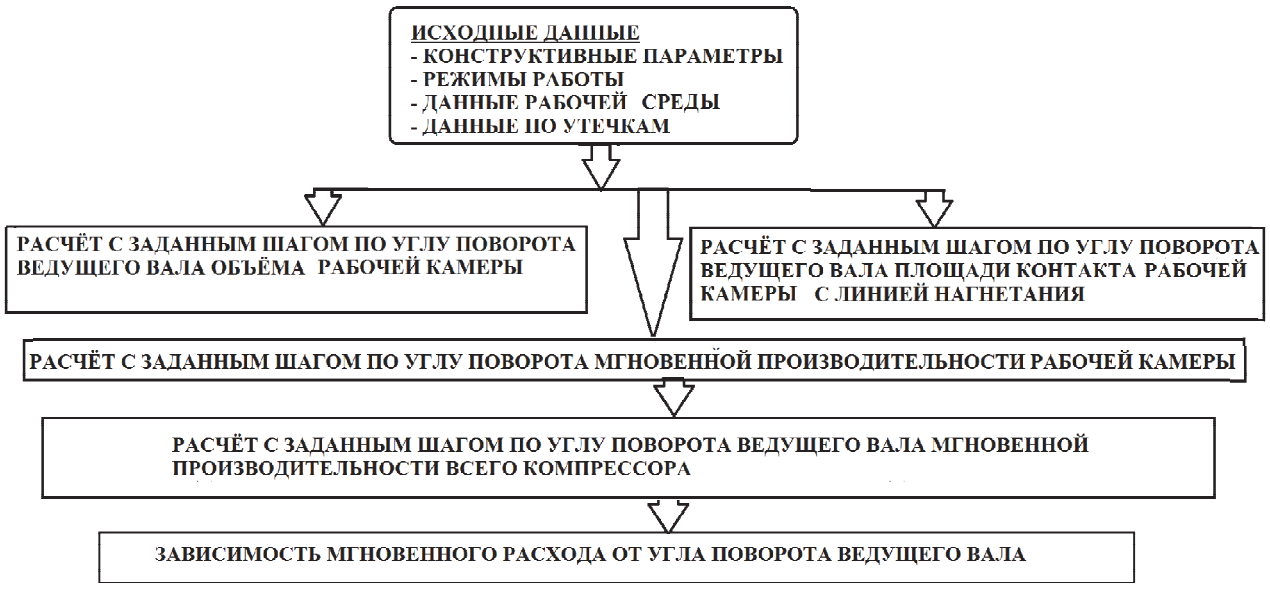


Рис. 1. Структурная схема математической модели воздуходувки Рутса

выполнен по тем же формулам, которые использовались при расчёте винтового компрессора в [1].

С помощью численной модели была получена мгновенна производительность двух воздуходувок Рутса (2AF53M2-MH50-10,68-3-11 и 2AF51M1-MH50-2,52-1,5-4), которые работают совместно на испытательной установке в ОАО «Метрология и автоматизация».

Полученные зависимости мгновенного расхода были проанализированы с помощью быстрого преобразования Фурье, таким образом, были выявлены основные гармоники колебаний воздуха в выхлопе установки – 100 и 200 Гц. По этим данным для установки, содержащей воздуходувки Рутса было спроектировано устройство глушения по принципу камерного глушителя.

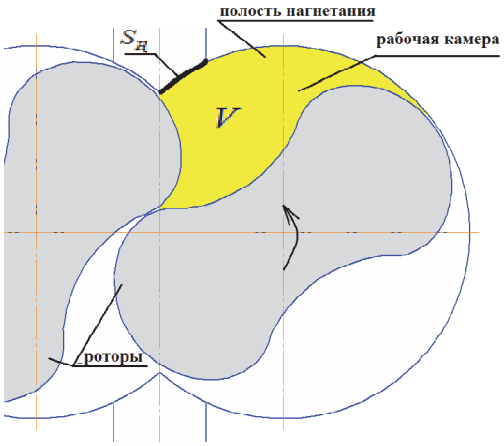


Рис. 2. Расчётная схема воздуходувки Рутса

Библиографический список

1. Белов Г.О. Разработка методик расчёта насосов и компрессоров объёмного типа, обеспечивающих снижение их динамической нагруженности // Дис. ... канд. техн. наук. Самара: СГАУ, 2011.

УДК 62.251

МОДЕЛЬ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

© 2012 Г.О. Белов, А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A MODEL OF A SCREW COMPRESSOR

Belov G.O., Kryuchkov A.N. (Samara State Aerospace University). The paper presents a model of a screw compressor. The new outlet window allows to decrease the flow oscillations in the delivery port.

В работе представлена численная модель винтового компрессора, позволяющая выбирать геометрию окон нагнетания компрессора, обеспечивающую минимальную пульсационную производительность смеси масла и газа. Структурная схема модели представлена ниже, на рис. 1.

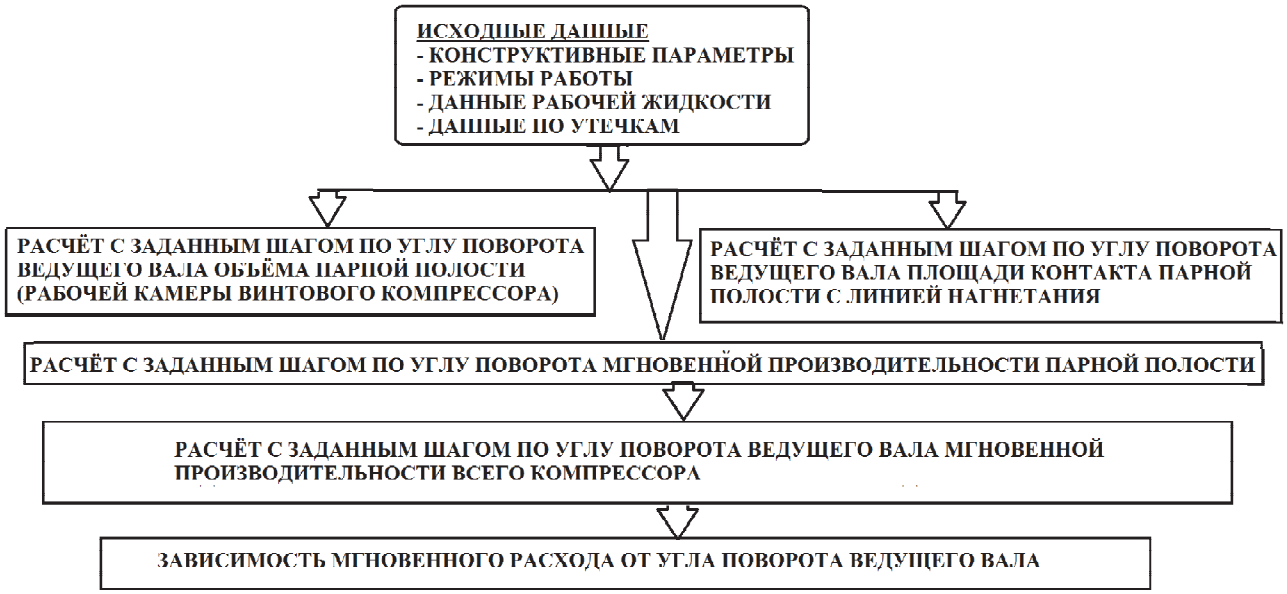


Рис. 1. Структурная схема математической модели винтового компрессора

Рабочая камера винтового компрессора имеет сложную объёмную форму. Для расчёта функции времени изменения её объёма винтовые ротора были представлены в виде конечного числа плоских роторов, сдвинутых друг относительно друга. Функция изменения объёма парной полости плоских роторов вычислялась и суммировалась по всем слоям. Аналогичным образом получена зависимость площади контакта парной полости с линией нагнетания от угла поворота ведущего винта.

Расчёт рабочей камеры начинается с момента её открытия - соединения с полостью нагнетания. В этот момент известны значения температуры, давления плотности и массы газомасляной смеси в рабочей камере. Расход рабочей среды в этот и все последующие моменты времени может быть определен по следующей зависимости:

$$G_i = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_{Hi} \frac{p_i}{\sqrt{T_i}}, & если \left\{ p_i > p_H; \frac{p_H}{p_i} < \xi_{KP} \right\}; \\ S_{Hi} \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_i \rho_i \left(\left(\frac{p_H}{p_i}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_H}{p_i}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & если \left\{ p_i > p_H; \frac{p_H}{p_i} > \xi_{KP} \right\}; \\ -S_{Hi} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_H \rho_H \left(\left(\frac{p_i}{p_H}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_H}\right)^{\frac{2}{k}} \right)}, & если \left\{ p_H > p_i; \frac{p_i}{p_H} > \xi_{KP} \right\}; \\ -\sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \cdot S_{Hi} \frac{p_H}{\sqrt{T_H}}, & если \left\{ p_H > p_i; \frac{p_i}{p_H} < \xi_{KP} \right\}; \end{cases}$$

где p_H, ρ_H, T_H – соответственно давление, плотность и температура в полости нагнетания; ξ_{KP} – критический перепад давления; k – показатель политропы процесса; R –постоянная газомасляной смеси; S_H – площадь контакта парной полости с линией нагнетания (рис. 2).

Для любого момента времени, кроме момента открытия рабочей камеры, масса, давление, плотность и температура газомасляной смеси в парной полости определялись по формулам:

$$m_i = m_{i-1} - G_{i-1} \cdot \Delta t \ ;$$

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i-1}} \right)^k \ ;$$

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i} \ ; T_i = T_{i-1} \left(\frac{p_{i-1}}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \ ,$$

где Δt – итерация по времени.

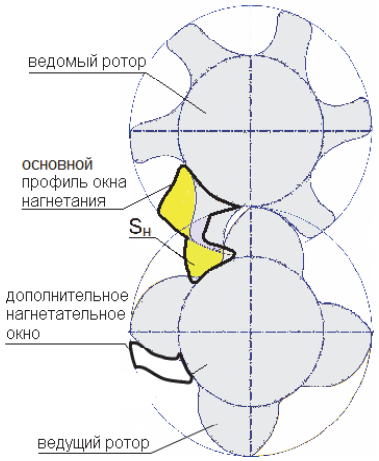


Рис. 2. Соединение рабочей камеры винтового компрессора с линией нагнетания

Далее подачи из отдельных рабочих камер суммируются, получая тем самым мгновенную подачу винтового компрессора, которая и определяет в первую очередь его динамическую нагруженность. Таким образом, основным критерием динамической нагруженности здесь является коэффициент неравномерности подачи, определяемый в виде:

$$\delta G = \frac{G_{MAX} - G_{MIN}}{\overline{G_{CP}}} \ ,$$

где $\overline{G_{CP}}$ – массовая производительность компрессора.

С помощью предложенной модели был исследован винтовой маслозаполненный компрессор серии АВКХ. Установлено, что неравномерность его подачи составляет на расчётном режиме работы 3,5. Было предложено несколько модификаций окна нагнетания, позволяющих снижать неравномерность подачи, максимально удалось снизить коэффициент неравномерности подачи до 1,2 за счёт внедрения в конструкцию компрессора дополнительного нагнетательного окна (см. рис. 2).

Предложена также конструкция регулятора производительности винтового компрессора, позволяющая эффективно регулировать производительность в широком диапазоне, не ухудшая при этом его виброакустические характеристики (патент № 89638).

Библиографический список

1. Белов Г.О. Разработка методик расчёта насосов и компрессоров объёмного типа, обеспечивающих снижение их динамической нагруженности: Дис. ... канд. техн. наук. Самара: СГАУ, 2011.

УДК 62.251

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ КАЧАЮЩИХ УЗЛОВ ОБЪЁМНОГО ТИПА

© 2012 Г.О. Белов, А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

GENERAL PRINCIPLES OF WORK MODELING OF VOLUME-TYPE PUMPS AND COMPRESSORS

Belov G.O., Kryuchkov A.N. (Samara State Aerospace University). The paper presents some general principles of work modeling of pumps and compressors. These principles consider some recommendation on the dynamic models.

Анализ работы гидро и пневмомашин объемного типа позволил говорить об общности протекающих в них процессов. Любая машина такого типа осуществляет подачу рабочей среды в линию нагнетания за счет ее вытеснения из рабочих камер (рис. 1). Эти камеры работают независимо друг от друга, хотя между ним могут быть перетечки. Рассмотрим динамику одной рабочей камеры машины объемного типа. Основные зависимости, которые необходимы при расчете динамики рабочей камеры, могут быть разделены на уравнения состояния и уравнения расхода. Так как все процессы, протекающие в рабочей камере, носят периодический характер, достаточно знать как функционирует рабочая камера в течении одного периода (обычно равному периоду вращения ведущего вала). Чаще всего рабочий процесс в таких машинах построен таким образом, что рабочая камера, имея минимальный объем соединяется с линией всасывания и начинает расширяться, после того как камера перестанет расширяться, она отсоединяется от линии всасывания для последующего переноса (который для компрессоров, как правило, сопровождается сжатием) в линию нагнетания и последующие вытеснение. Если машина содержит несколько рабочих камер, то для определения их совместной производительности необходимо аддитивно просуммировать их мгновенные расходы.

Для определения производительности рабочей камеры необходимо сначала найти функцию изменения ее объема. Затем необходимо найти функции площадей её соединения с полостью нагнетания и всасывания. При расчете мгновенной подачи насоса в первом приближении, если площади не лимитируют перетечки между рабочей камерой и

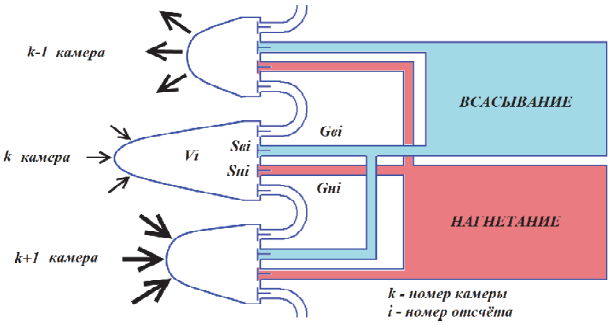


Рис. 1. Схема расчета мгновенной подачи насоса и компрессора объёмного типа:
Vi – объём рабочей камеры; SHi, SBi – площади окон, через которые рабочая камера сообщается с линией нагнетания и всасывания; GHi, GBi – массобмен рабочей камеры с полостями нагнетания и всасывания

полостями нагнетания и всасывания, достаточно знать только функцию изменения объема. Тем не менее, во многих случаях, при решении большого количества задач необходимо также знать функции площадей контакта и рассчитывать мгновенную производительность с помощью уравнений расхода и состояния среды в рабочем объеме.

Предложенные принципы позволяют моделировать работу любой качающей объёмной машины. Применение данных принципов к шестерённому насосу, воздуходувке Рутса и винтовому компрессору показано в [1]. Такие общие принципы позволяют применять конструктивные мероприятия характерные для одних классов машин к другим.

Библиографический список

1. Белов Г.О. Разработка методик расчёта насосов и компрессоров объёмного типа, обеспечивающих снижение их динамической нагруженности // Дис. ... канд. техн. наук. Самара: СГАУ, 2011.

УДК 532.542.4

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ВЫНУЖДЕННОГО ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООТДАЧИ В КАНАЛАХ

© 2012 С.И. Харчук, А.В. Болдырев, С.В. Болдырев, З.Ф. Нурлыгаянова

Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны

VERIFICATION OF MATHEMATICS MODEL OF FORCED FLOW AND HEAT TRANSFER IN CHANNELS

Kharchuk S.I., Boldyrev A.V., Boldyrev S.V., Nurlygayanova Z.F. (Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny). A three-dimensional mathematics model of turbulent flow and heat transfer based on the k-e turbulent model with wall functions method was calculated. Verification of the model was carried out by example of laminar and turbulent flow and heat transfer in round cross-section pipes. Comparison of experimental data with Nusselt number and hydraulic friction coefficient has successfully verified the mathematics model.

Одним из путей улучшения технико-экономических показателей многих энергетических машин является обеспечение наилучшего теплового состояния их элементов. Совершенствование конвективных систем охлаждения роторов электрических машин, дисков и рабочих лопаток высокотемпературных газовых турбин, разработка эффективных вращающихся теплообменников и т.п. невозможно без достоверной качественной и количественной информации о локальных и интегральных характеристиках потока.

Пространственные турбулентные течения, в таких устройствах отличаются особой сложностью и многообразием режимов из-за существенного влияния массовых сил, обусловленных вращением и кривизной проточной части, заполненной движущейся средой.

В работе построена математическая модель развитого трехмерного турбулентного течения и теплообмена на основе следующих дифференциальных уравнений переноса:

1) осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса и неразрывности для описания движения вязкой несжимаемой среды с учетом возможного вращения каналов;

2) и осредненное по Рейнольдсу уравнение энергии, представляющее собой уравнение переноса полной энтальпии;

3) уравнения высокорейнольдсовой линейной k-e модели турбулентности.

Так как уравнения данной модели турбулентности являются справедливыми лишь в полностью турбулентном потоке, где влияние молекулярной вязкости невелико, то для получения решения вблизи стенок канала применен метод пристеночных функций.

Численный эксперимент проводился в программном пакете STAR-CCM+.

В качестве первого этапа тестирования разработанной математической модели проведено численное моделирование полностью развитого осесимметричного течения и теплообмена в прямых неподвижных цилиндрических каналах (рис.1). Критериями проверки выбраны значения числа Нуссельта Nu и коэффициента гидравлического трения L.

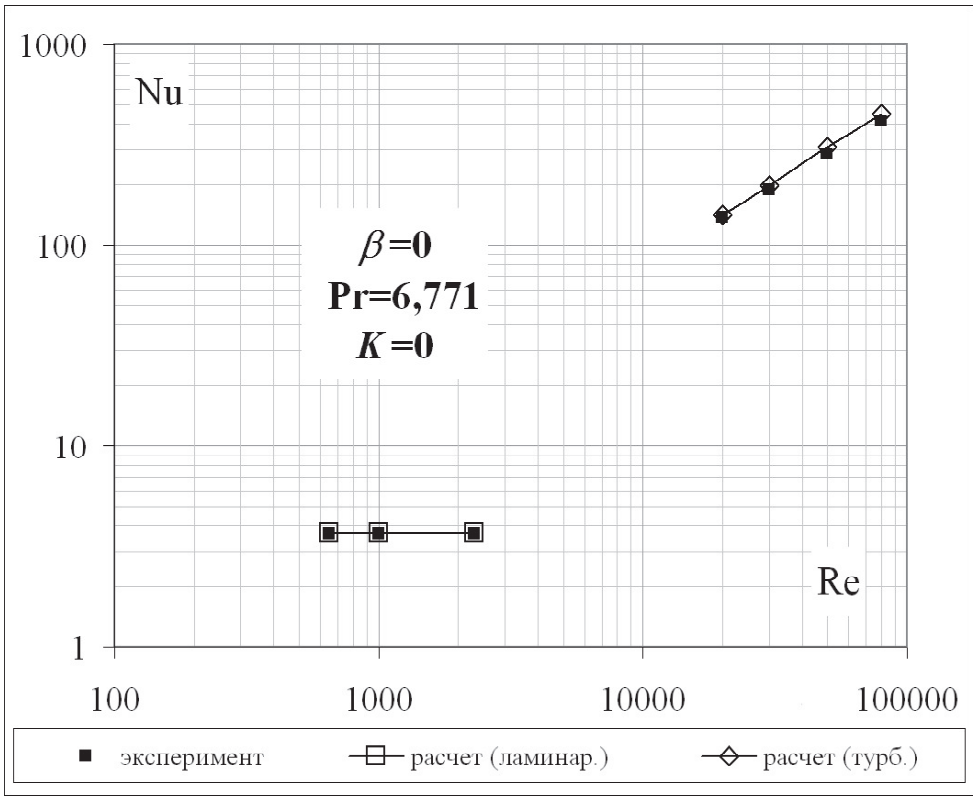
Как для ламинарного, так и для турбулентного режимов течения получено хорошее соответствие (рис.1) значениям, рассчитанным по известным формулам

М.А. Михеева [1]

$$Nu = \begin{cases} 3{,}66 & \text{ламинарный} \\ 0{,}023 \cdot \mathrm{Re}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4} & \text{турбулентный} \end{cases},$$

Ж. Пуазейля и Л. Прандтля [2]

$$\Lambda = \begin{cases} \dfrac{64}{\Lambda} & \text{ламинарный} \\ \dfrac{1}{\sqrt{\Lambda}} = 2 \cdot \lg(\mathrm{Re} \cdot \sqrt{\Lambda}) - 0{,}8 & \text{турбулентный} \end{cases}$$



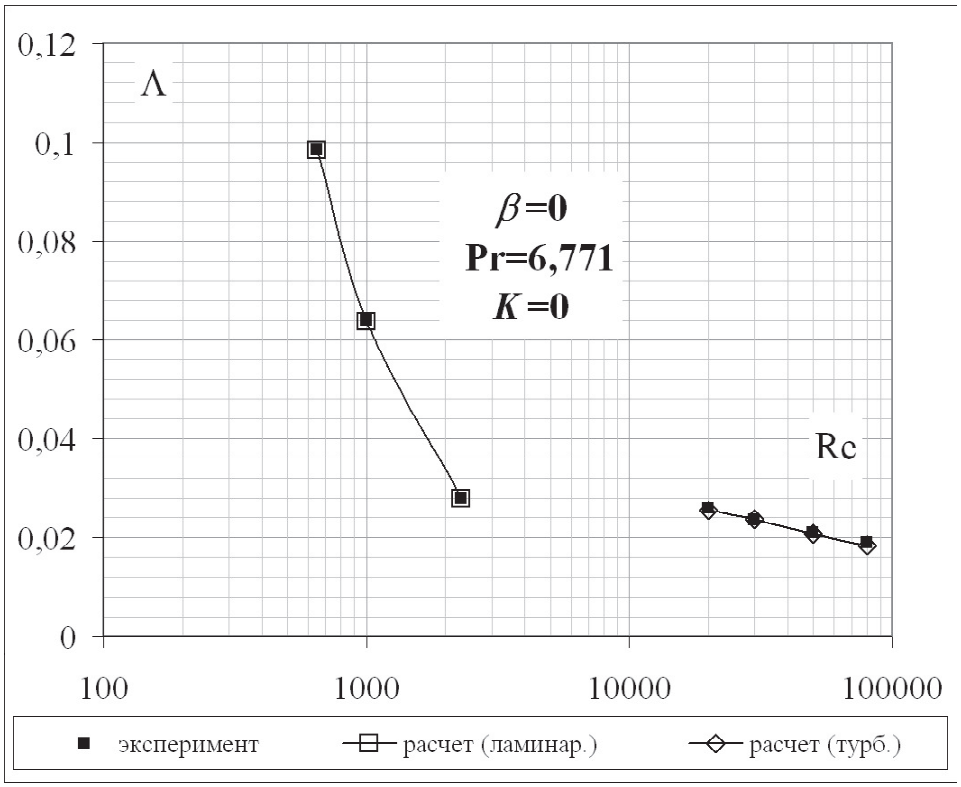


Рис. 1. Зависимость числа Нуссельта и коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса для течений в прямых неподвижных каналах

Библиографический список

1. Михеев М.А. Основы теплопередачи. Т.1. 2-е изд., перераб. М.: Гос. энерг. изд-во, 1949. 396 с.

2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. 742 с.

УДК 532.542.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В КРИВОЛИНЕЙНЫХ КАНАЛАХ

© 2012 С.И. Харчук, Р.Д. Ямалетдинов, И.Р. Тухватуллин, А.М. Белоусов

Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны

SIMULATION OF FORCED FLOW HEAT TRANSFER IN CURVED CHANNELS

Kharchuk S.I., Yamaletdinov R.D., Tukhvatullin I.R., Belousov A.M. (Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny). A mathematical model was devised and a numerical experiment was carried out for fully-developed turbulent airflow in the rectangular cross-section curved channel with heated walls. Satisfactory congruence with data of physic experiment was obtained through flow arguments and Nusselt number for various Reynolds numbers.

Разработана математическая модель, включающая в себя: уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу, уравнение неразрывности, уравнение полной энтальпии, уравнения стандартной высокорейнольдсовой k-e модели турбулентности. Граничные условия: температура стенок постоянна, постоянный массовый расход воздуха на входе, условие непроскальзывания и непроницаемости на твердых стенках, условия периодичности на входе и выходе, пристеночные функции в ячейках, граничащих с поверхностями канала. В качестве начальных условий – однородные поля скорости и температуры внутри канала.

Численный эксперимент проведен в гидродинамическом пакете STAR-CCM+.

Определяющими безразмерными параметрами развитого турбулентного течения с теплообменом в криволинейном неподвижном канале выбраны:

1) геометрические:

1.1) $\chi = h/b$ – параметр формы сечения (h – высота, b – ширина стенок поперечного сечения канала);

1.2) $\beta = b/r_m$ – параметр кривизны канала (r_m – радиус кривизны);

2) кинематические:

2.1) $\mathrm{Re}_B = V_m \cdot 2b/\nu$ – число Рейнольдса, найденное по характерному линейному размеру $2b$ (V_m – среднерасходная скорость; ν – кинематический коэффициент вязкости);

2.2) $Nu_B = \langle\alpha\rangle \cdot 2b/\lambda$ – интегральное число Нуссельта, найденное по характерному линейному размеру $2b$ ($\langle\alpha\rangle$ – интегральный коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности);

2.3) $\mathrm{Pr} = \rho \cdot \nu \cdot C_P/\lambda$ – число Прандтля (ρ – плотность; C_P – удельная изобарная теплоемкость).

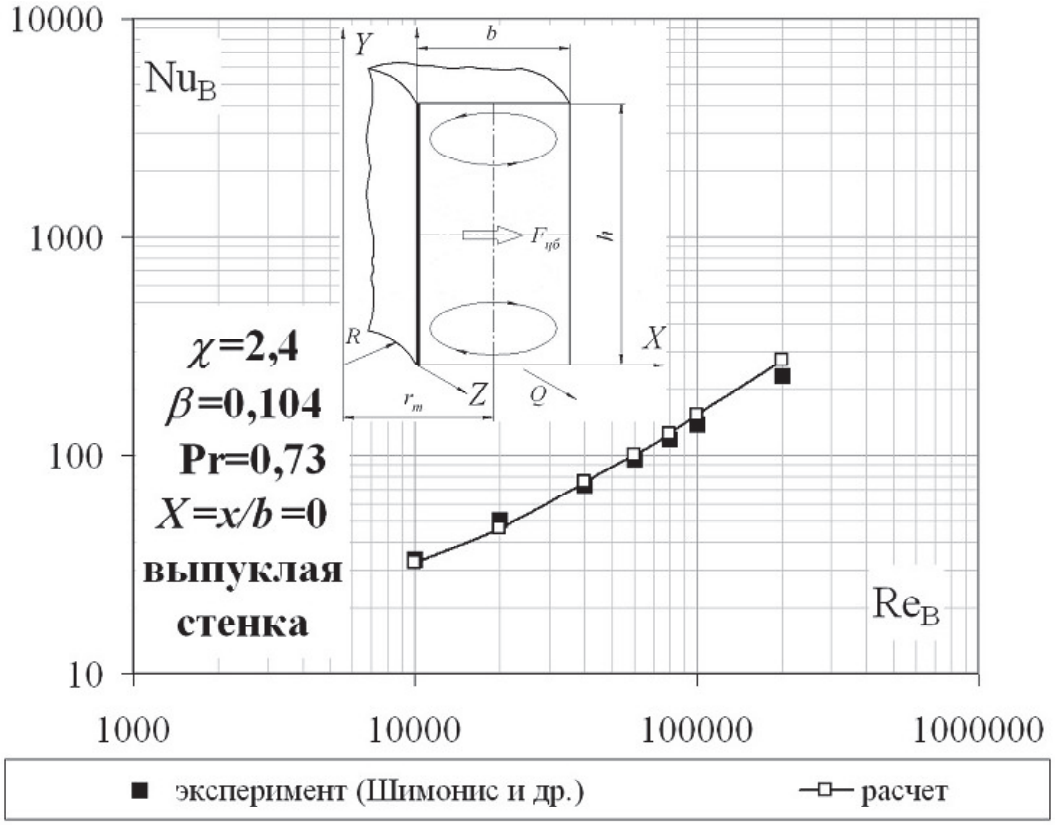
Для искривленных неподвижных каналов успешно прогнозируется формирование вторичных течений в поперечном сечении под действием центробежной силы, а также вызываемый ими рост энергии пульсаций у вогнутой стенки канала (дестабилизация потока) и некоторое снижение у выпуклой стенки (стабилизация потока) [1]. Обнаруженное смещение вихрей от оси симметрии канала объясняется вытянутостью поперечного сечения вдоль оси OY (c =2,4).

Зависимости среднего по площади числа Нуссельта от числа Рейнольдса как качественно, так и количественно, соответствуют экспериментальным данным В.М. Шимониса [2] (рис. 1). Теплоотдача на вогнутой стенке больше, чем на выпуклой, причем данное превышение становится заметнее с ростом числа Рейнольдса.

Библиографический список

1. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил . М.: машиностроение, 1980. 240 с.

2. Местная теплоотдача и гидравлическое сопротивление в винтообразных каналах (2. Влияние относительной ширины и кривизны канала) / В.М. Шимонис, В.П. Шукис, П.С. Пошкас // Тр. АН Лит. ССР. Серия Б., 1988. Т.5 (166). С. 83-90.



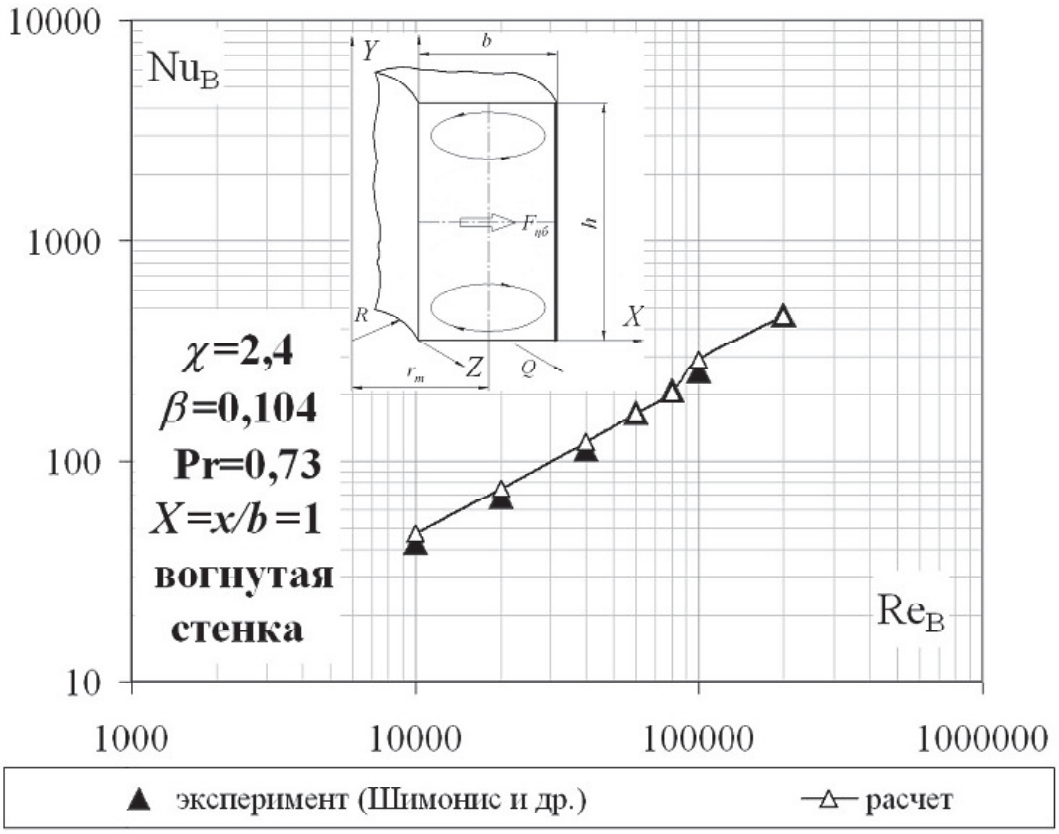


Рис. 1. Зависимость среднего по площади числа Нуссельта от числа Рейнольдса для выпуклой (сверху) и вогнутой (снизу) стенок искривленного неподвижного канала

УДК 532.542.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ КАНАЛАХ

© 2012 А.В. Болдырев, С.В. Болдырев, З.Ф. Нурлыгаянова, М.К. Булатов

Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны

SIMULATION OF FORCED FLOW HEAT TRANSFER IN ROTATING CHANNELS

Boldyrev A.V., Boldyrev S.V., Nurlygayanova Z.F., Bulatov M.K. (Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny). Heat transfer simulation based on Reynolds, averaged Navier-Stokes, enthalpy and continuity equations in the rotating square cross-section channel was carried out. Closing on was accomplished by linear high-Reynolds turbulence model with wall functions. Satisfactory congruence with data of the natural experiment was obtained.

Для моделирования теплоотдачи во вращающемся канале квадратного сечения составлена модель на основе осредненных уравнений Навье-Стокса, уравнения энтальпии, уравнения неразрывности. Для замыкания использована линейная высокорейнольдсовая модель турбулентности с пристеночными функциями.

Определяющими безразмерными параметрами развитого турбулентного течения с теплообменом в прямом вращающемся канале выбраны:

1) геометрические:

1.1) $\chi = h/b$ – параметр формы сечения (h – высота, b – ширина стенок поперечного сечения канала);

1.2) $X = x/b$ и $Y = y/h$ – безразмерные координаты;

2) кинематические:

2.1) $\mathrm{Re} = V_m \cdot b/\nu$ – число Рейнольдса (V_m – среднерасходная скорость; ν – кинематический коэффициент вязкости);

2.2) $\alpha/\langle\alpha_0\rangle$ – относительный локальный коэффициент теплоотдачи (α – локальный коэффициент теплоотдачи; $\langle\alpha_0\rangle$ – интегральный коэффициент теплоотдачи для прямого неподвижного канала);

2.3) $K = \omega \cdot b/V_m$ – число вращения (ω – постоянная угловая скорость вращения канала вокруг оси OYў);

2.4) $\mathrm{Pr} = \rho \cdot \nu \cdot C_P/\lambda$ – число Прандтля (ρ – плотность; C_P – удельная изобарная теплоемкость; λ – коэффициент теплопроводности).

Для прямых вращающихся каналов успешно прогнозируется образование вторичных течений 1-го рода под действием кориолисовой силы и вызываемые ими заметный рост энергии пульсаций k у «стороны давления» в сечении (дестабилизация потока) и некоторое снижение – вблизи «стороны разрежения» (стабилизация потока) [1].

Получено хорошее качественное соответствие экспериментальным данным В.В. Сафонова [2] по распределению локальных значений относительного коэффициента теплоотдачи на стенках (рис. 1). Максимальное отклонение замечено на «стороне разрежения». Возможной причиной этого является неспособность стандартной высокорейнольдсовой модели турбулентности количественно точно предсказать стабилизацию течения у данной стенки.

Слабее, чем в эксперименте, выражено снижение теплоотдачи в угловых зонах. Последний факт может быть объяснен достаточно большим размером ячеек, требуемым при малых числах Рейнольдса для корректного использования пристеночных функций.

Библиографический список

1. Щукин, В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.

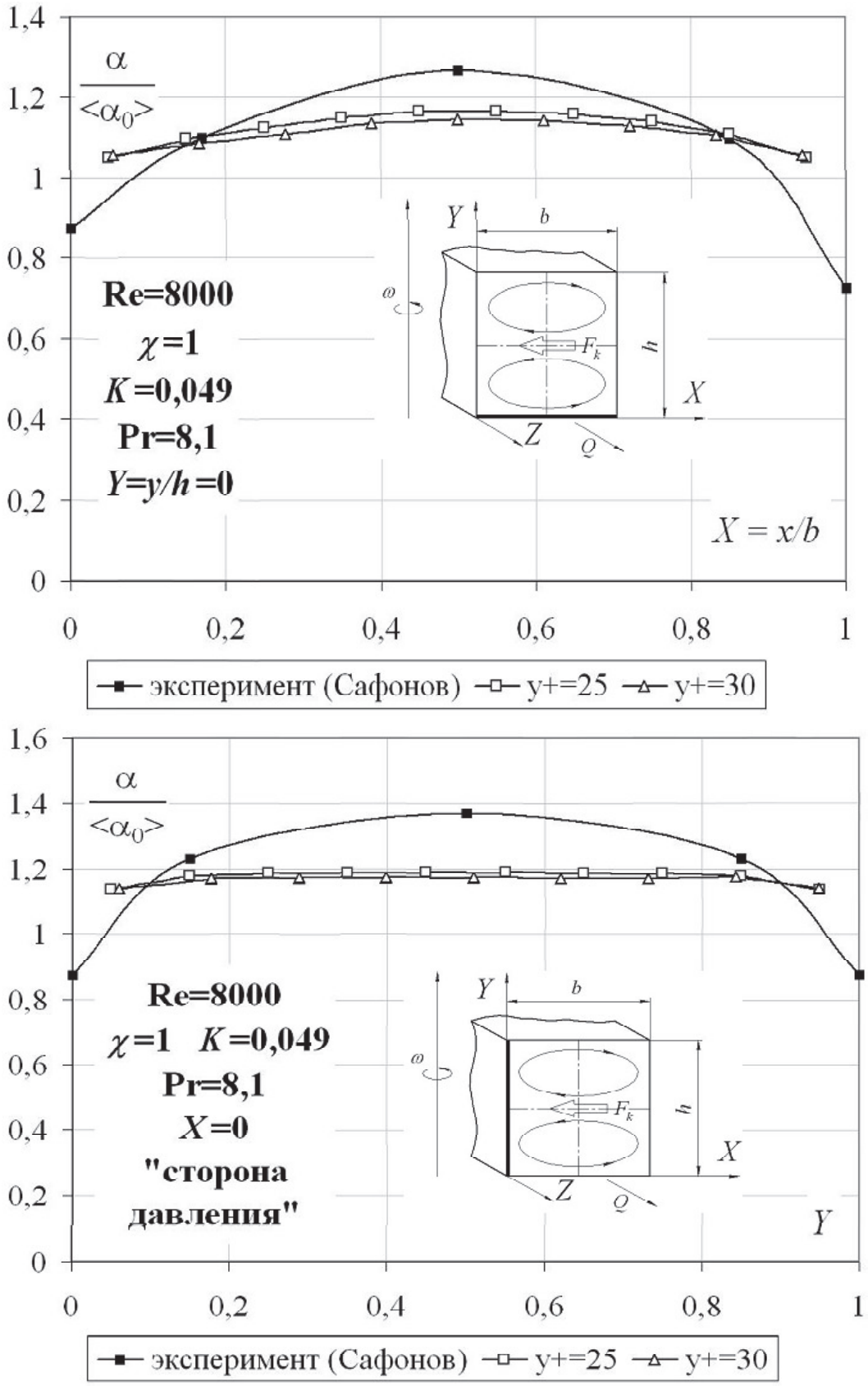


Рис. 1. Распределение относительного локального коэффициента теплоотдачи на нижней и на боковой («сторона давления») стенках прямого вращающегося канала

2. Сафонов В.В. Теплообмен при центробежном и центростремительном течениях воды во вращающихся каналах квадратного и круглого сечений: дис. ... канд. техн. наук . Л.: ЛПИ, 1986. 144 с.

УДК 532.542.4

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАЗВИТОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА В ИСКРИВЛЁННЫХ И ВРАЩАЮЩИХСЯ КАНАЛАХ

© 2012 С.И. Харчук, С.С. Харчук, С.В. Болдырев, А.М. Белоусов

Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны

NUMERICAL SIMULATION OF FULLY-DEVELOPED TURBULENT FLOW AND HEAT TRANSFER IN CURVED AND ROTATING CHANNELS

Kharchuk S.I., Kharchuk S.S., Boldyrev S.V., Belousov A.M. (Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny). A flow scheme in curved and rotating channels with constant wall temperature was contemplated. A "no-slip" condition at the wall and periodic condition at the permeable boundaries were used in the experiment. A proposed scheme allows investigating both influence of separate factors and their mutual influence on flow and heat transfer.

Одной из особенностей потоков в искривленных и вращающихся каналах является развитие интенсивных вторичных течений, нормальных основному потоку, вызываемых действием кориолисовых и центробежных сил инерции. Это сопровождается эффектами стабилизации и дестабилизации течения. В первом случае возникает подавление турбулентности с образованием локальных ламинарных зон и уменьшением теплоотдачи, во втором – растет неустойчивость течения, увеличивается энергия пульсаций и теплоотдача.

Причем, количественные изменения параметров течения зависят от многих факторов: формы и ориентации сечения канала, направления вращения, значений относительной скорости, угловой скорости, радиуса кривизны, средней температуры потока, температуры каждой стенки и т.д. Поэтому становится существенно необходимым наряду с физическим экспериментом применять численный эксперимент.

В настоящее время применяется ряд пакетов прикладных программ, предназначенных для моделирования течений в технических устройствах (STAR-CCM+, Fluent и др.) [1]. По результатам численного моделирования можно оценить рабочие параметры и характеристики будущего изделия еще до его изготовления.

Однако, в этом случае необходимо решать дополнительные задачи, связанные с адекватностью используемых математических моделей, с корректным выбором вида аппроксимации членов уравнений, с построением расчетной сетки требуемого качества и со степенью детализации различных свойств течения [2].

В рассматриваемой обобщенной схеме реализована возможность исследования влияния на характеристики потока, как отдельных факторов, так и их совместное воздействие, например, кривизны, вращения и нагрев стенок. Каналы отно-

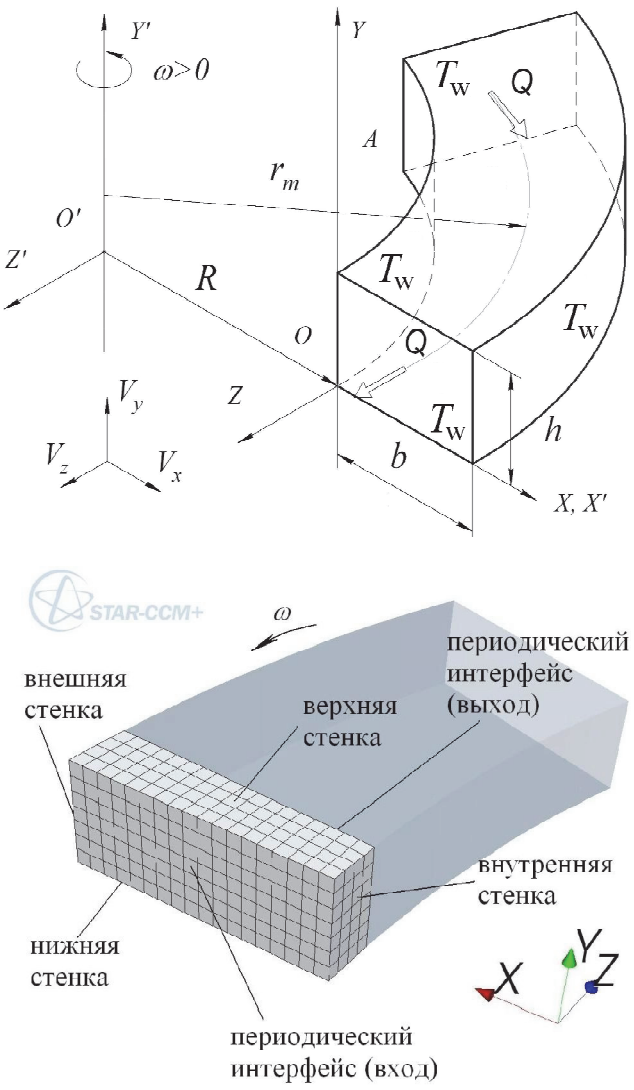


Рис. 1. Постановка задачи и граничные условия для развитого турбулентного течения с теплообменом в искривленных и вращающихся каналах

сительно простой геометрии позволяют абстрагироваться от воздействия посторонних факторов, например, предыстории потока.

В верхней части рис. 1 показаны схемы течения во вращающихся с постоянной угловой скоростью ω каналах с радиусом кривизны r_m и заданной температурой стенок T_W.

В задачах ставились следующие граничные условия (нижняя часть рис. 1):

1) для проницаемых границ – условие периодичности, обеспечивающее достижение полностью развитого течения в канале;

2) для непроницаемых границ – условие типа «стенка» с применением пристеночных функций для скорости u и температуры T и выражений для энергии k и скорости ее диссипации e на стенках.

Библиографический список

1. User Guide STAR-CCM+ version 4.04.011 / CD-adapco, 2009.

2. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. 108 с.

УДК 534.833.524.2

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ МОДУЛЯЦИОННЫХ ПРЕОБРАЗОВАНИЙ СИГНАЛОВ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ АЛГОРИТМА АКТИВНОГО ГАШЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

© 2012 М.Ю. Китанов, А.Б. Майзель

ОАО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург

APPLICATION OF THE THEORY OF SIGNAL MODULATION TRANSFORMATIONS FOR DEVELOPING AN ALGORITHM OF MECHANICAL OSCILLATIONS ACTIVE CLEARING

Kitanov M.Yu., Maizel A.B. (PJS Central Design Bureau for Marine Engineering «Rubin», St. Petersburg). Recently the applied acoustics methods of active noise and vibration suppression have found wider than ever application. It seems promising to use methods of signals transformation in time and, in particular, the methods developed in the theory of signal modulation transformations. The present research resulted in an algorithm of signal modulation transformation which can be used for working out devices for active clearing of mechanical oscillations and defining the required parameters of these devices.

Для построения математической модели сигнала в теории модуляционного анализа-синтеза используются естественные модуляции обрабатываемого сигнала. В качестве естественных модуляций принято [1] выделять амплитудно-модулированную составляющую, которую принято называть огибающей сигнала, фазомодулированную составляющую – текущую фазу или частотно-модулированную составляющую – мгновенную частоту. Обработка сигналов ведется либо при выделении модулирующих функций в виде отдельных субсигналов, для этого используются опорный сигнал, который выбирается тем или иным способом [1], позволяющим выделить необходимые для обработки субсигналы огибающий, текущий фазы и мгновенной частоты. Так же возможно обработка сигналов без непосредственного выделения этих субсигналов.

Для разработки предлагаемого алгоритма активного гашения механических колебаний была рассмотрена следующая задача.

На механическую конструкцию воздействуют сила случайного характера.

На фундаменте, на который установлена данная конструкция, возникают механические колебания, вызванная этой силой. Необходимо сформировать такую управляющую силу, которая компенсировала воздействие случайной силы и уменьшала колебания на фундаменте до максимально низкого уровня в каждый момент времени (рис. 1, а).

В качестве моделей сигналов примем следующие выражения:

- для случайной силы, воздействующей на систему

$$\delta = S_\delta(t)\cos\varphi_\delta(t); \qquad (1)$$

- для силы, воздействующей на фундамент

$$F_{вых} = S_{вых}(t)\cos\varphi_{вых}(t);$$

- для управляющей силы

$$F_{упр} = S_{упр}(t)\cos\varphi_{упр}(t).$$

Рассмотренные модели сигналов приня-

ты в модуляционной теории сигналов (1). Здесь, $S_{\delta}(t)$, $S_{вых}(t)$ и $S_{упр}(t)$ огибающие сигналов, которые определяют амплитуду конкретного сигнала в каждой момент времени, $\varphi_{\delta}(t)$, $\varphi_{вых}(t)$ и $\varphi_{упр}(t)$ мгновенная фаза сигналов.

Для решения задачи будем использовать геометрическое представление модулирующих функций (рис.1,б).

Для того, чтобы выходной сигнал был равен нулю, необходимо, чтобы сигнал управления был равен случайному воздействию по амплитуде и был с ним в противофазе в каждый момент времени (рис.1,б), то есть

$$S_{упр}(t) = S_{\delta}(t)\ ,\phi_{упр}(t) = \phi_{\delta}(t) + \pi\ . \quad (2)$$

Выходной сигнал равен векторной сумме случайной силе, воздействующей на систему, и управляющей силы

$$\begin{cases} S_{вых}(t)\cos\phi_{вых}(t) = S_{\delta}(t)\cos\phi_{\delta}(t) + S_{упр}(t)\cos\phi_{упр}(t) \\ S_{вых}(t)\sin\phi_{вых}(t) = S_{\delta}(t)\sin\phi_{\delta}(t) + S_{упр}(t)\sin\phi_{упр}(t) \end{cases},$$

где $S_{вых}(t)\sin\phi_{вых}(t) = \hat{F}_{вых}(t)$;

$S_{\delta}\sin\phi_{\delta} = \hat{s}_{\delta}(t)$;

$S_{упр}(t)\sin\phi_{упр}(t) = \hat{s}_{упр}(t)$

Решая данную систему относительно $S_{упр}(t)$ и $\cos\phi_{упр}(t)$ получим

$$S_{упр}(t) = \sqrt{\begin{matrix} S^2_{вых}(t) + S^2_{упр}(t) - 2\left(s_{вых}(t)s_{упр}(t) + \right. \\ \left. + \hat{s}_{вых}(t)S_{упр}(t)\sqrt{1-\cos^2\phi_{упр}(t)}\right. \end{matrix}}\ , \quad (3)$$

$$\cos\phi_{упр}(t) = \frac{s_{упр}(t) - s_{вых}(t)}{S_{упр}(t)}\ . \quad (4)$$

Полученные выражения (3) и(4) позволяют реализовать систему, которая решает поставленную задачу.

Предложенный алгоритм преобразования сигналов может быть использован для разработки конкретных устройств активного гашения механических колебаний и определения требуемых параметров этих устройств.

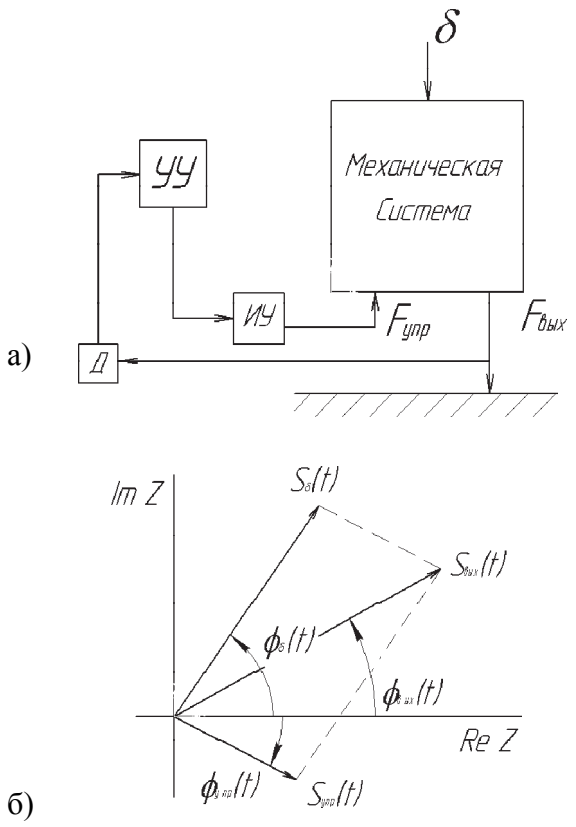


Рис. 1. Пример использования модуляционных преобразований: а - постановка задач; б - геометрическая трактовка

Библиографический список

1. Ишуткин Ю.М. Уваров В.К. Основы модуляционных преобразований звуковых сигналов. С-Пб.: СПбГУКиТ, 2004.

2. Уваров В.К., Плющев В.М., Чесноков М.А. Применение модуляционных преобразований звуковых сигналов. С-Пб.: СПбГУКиТ, 2004.

УДК 621.43

РАСЧЕТ И ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ВПУСКА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С УЧЁТОМ АКУСТИКИ И ГАЗОДИНАМИКИ

© 2012 И.В. Малкин

Тольяттинский государственный университет

COMPUTATION AND OPTIMIZATION OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE INTAKE SYSTEM FROM THE POINT OF VIEW OF ACOUSTICS AND CFD

Malkin I.V. (Togliatti State University). The paper addresses the issues of optimizing the internal combustion engine inlet system. The emphasis is in suppressing the aerodynamic noise. For this purpose the methods of the inlet system virtual tests were used. The best system arrangement in terms of acoustics has been chosen. The study included the influence analysis of the size, configuration, and location of the sound absorbing panels. Further on, the methods of 3D CFD-modeling allowed to improve the chosen kitting according to the gas-dynamic loss parameter.

Система впуска (СВ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является излучателем как аэродинамической (газодинамической), так и структурной составляющих совокупного шумо-

вого излучения. В настоящей работе под термином «*шум впуска СВ*» рассматривается исключительно только аэродинамическая составляющая, которая, как правило, играет доминирующую роль в совокупном шумовом излучении СВ. Наиболее эффективным средством борьбы с этими шумами является установка элементов шумоглушения – глушителей шума (ГШ) в воздуховоды, по которым транспортируются зашумленные потоки. ГШ должны, с одной стороны, преграждать путь шуму, с другой – не препятствовать перемещению рабочей среды по воздуховоду. К ГШ в зависимости от условий их установки и эксплуатации предъявляются специфические требования, ограничивающие их габариты, форму, массу, стоимость, использование тех или иных конструкционных и поглощающих звук материалов и др. [1, 2, 3].

В качестве объектов виртуальных акустических испытаний было рассмотрено большое число вариантов конфигураций СВ, начиная от полной комплектации (содержащей основные и дополнительные элементы шумоглушения), заканчивая прямой трубой, эквивалентной длины. Были рассмотрены влияние наличия, мест размещения и размеров поглощающей поверхности звукопоглощающих панелей (ЗПП) в воздухоочистителе (ВО), влияние различного количества, мест расположения и диаметров демпфирующих каналов на воздухозаборном патрубке (ВЗП), размещения и длины входного и выходного патрубков в расширительных резонаторных камер (РРК) и пр.. Апробированная методика виртуальных испытаний с использованием программных продуктов, основанных на аналитических методах, разработанная д.т.н, профессором Р.Н. Старобинским (ф. «Инж.-Бюро Др. Проф. Р.Старобинский» (Германия) rudolf.starobinski@freenet.de), построена на «прозвучивании» акустической объемной трехмерной (3D) модели. Виртуальный источник звука был представлен в виде безразмерного точечного монополя (monopole) расположенного на входе в ВП. Monopole возбуждает воздушную полость СВ ДВС единичной объемной скоростью VolVelosity равной 1 $м^3/с$ во всем частотном диапазоне («белый шум»). Для регистрации звукового давления (амплитудно частотной характеристики – АЧХ) используется виртуальный микрофон – безразмерный точечный сенсор (sensor), устанавливаемый в плоскости открытого среза ВЗП. Проходные сечения волноводных трубопроводов модели СВ представлены квадратами, с гидравлическими диаметрами, равными гидравлическим диаметрам проходных сечений проектируемой СВ. Расширительные резонаторные камеры (ресивер, ВО, дополнительный однообъемный резонатор) представлены параллелепипедами объемом, равным объему соответствующих элементов проектируемой СВ. Фильтрующий элемент в виде акустического сопротивления – не моделировался.

Как видно из результатов расчетов, СВ в полной комплектации, состоящей из совокупности штатных шумозаглушающих элементов – камер ресивера (Р) и ВО, выполняющих функции РРК, и дополнительных шумозаглушающих элементов - акустических патрубков (АП) в камерах Р и ВО, ЗПП в камере ВО, четвертьволнового резонатора (ЧВР), демпфирующих каналов, превосходит по шумоглушению комплектации с поочередно исключенными дополнительными шумозаглушающими элементами.

Для расчетов газодинамических характеристик вариантов СВ (CFD-анализа – Computational Fluid Dynamics) был использован графическо-расчетный комплекс SolidWorks и его приложение COSMOS Flow Works. Модели газовых тел образованы ограничением свободного пространства внутренними стенками элементов 3D твердотельныой модели СВ, сохраняя их конфигурацию на своей внешней поверхности. Фильтрующий элемент моделировался в виде пористого вещества с анизотропной условной проводимостью (сопротивлением).

Результаты расчетов показали, что применение дополнительных шумозаглушающих элементов в конструкции СВ в некоторых случаях приводит не к увеличению газодинамического сопротивления СВ, а напротив, к уменьшению перепада давления, за счет сглаживания пульсаций воздушной среды в полостях СВ. Также видно, что лучший с точки зрения шумоглушения вариант СВ с РРК обеспечивает наибольшие значения газодинамического сопротивления. АП в ВО, обеспечивающий положительный эффект шумоглушения, в распределении скорости газового потока на входе в фильтрующий элемент ВО влияет отрицательно, уменьшая индекс неравномерности (Uniformity Index), за счет направленной подачи воздуха к геометрическому центру полости камеры ВО.

Таким образом, комплексный подход к исследованию характеристик СВ позволяет найти компромиссные конструктивные решения, обеспечивающие приемлемую степень шумоглушения, допустимые уровни газодинамического сопротивления и требуемые значения индекса неравномерности распределения скорости газового потока на заданной поверхности, например на плоскости входа в фильтрующий элемент ВО.

Библиографический список

1. Григорьян, Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. Л.: Энергия, 1980. 118 с.

2. Характеристики автомобильных систем выпуска отработавших газов и предъявляемые к ним требования / М.И. Фесина, И.В. Малкин, Л.Н. Горина, Р.Н. Старобинский // Безопасность в техносфере. 2011. №6. С. 39-47.

3. Патентный классификационный анализ глушителей шума системы выпуска отработавших газов двигателей внутреннего сгорания / И.В. Малкин, М.И. Фесина, Л.Н. Горина, А.А. Ковалева // Безопасность в техносфере. 2011. №2. С. 18-26.

УДК 628.517

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИЙ КАТАЛИТИЧЕСКИХ КОЛЛЕКТОРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

© 2012 И.В. Малкин[1], А.Н. Крючков[2]

[1]Тольяттинский государственный университет
[2]Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL STUDY OF THE VIBRO-ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF THE CATALYTIC COLLECTOR STRUCTURES OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

I.V. Malkin[1], A.N. Kryuchkov[2] ([1]Togliatti State University, [2]Samara State Aerospace University).

The paper considers the issue of studying parasitic noises of the motor car exhaust system with a catalytic collector. The study includes computational and experimental modal analyses of the standard catalytic collector and their correlation. Within the catalytic collector some structural parts with increased vibration have been identified.

Как свидетельствуют проведенные экспериментальные исследования и результаты официальных процедур сертификации и омологации легковых автомобилей по внешнему и внутреннему шуму (правил R 51-02 ЕЭК ООН, ГОСТ Р41.51, ГОСТ Р 51616) такой составной многофункциональный элемент системы выпуска отработавших газов (СВОГ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) как каталитический коллектор (катколлектор), интегрирующий технические устройства выпускного коллектора и функционального модуля каталитического нейтрализатора, представляющего устройство уменьшения выбросов токсических компонентов CO, NOx, CH в составе отработавших газов (ОГ), – может являться существенным источником «паразитных» шумовых излучений в ограниченное пространство его моторного отсека, пассажирского помещения и на открытом пространстве окружающей среды.

В качестве иллюстративного примера, представлены результаты акустических исследований в составе автомобиля (внутренний и внешний шум автомобиля, шум в подкапотном пространстве) образца катколлектора со стальной штампосварной конструкцией входного газоприемника, оборудованного металлическим каталитическим блоком нейтрализатора (см. технические описания патентов RU67647, RU2289025, RU 2292468, RU2341664), образца катколлектора с чугунным входным газоприемником, оборудованного керамическим каталитическим блоком нейтрализатора, а также катколлектора с стальной трубной конструкцией входного газоприемника, оборудованного керамическим каталитическим блоком нейтрализатора (см. технические описания патентов RU78869, RU89626, RU89628).

Спектр частот воздействующих на катколлектор в основном состоит из двух состав-

ляющих – вибрация ДВС и пульсации потока ОГ. Учитывая широкий диапазон работы ДВС и наличия целого ряда производных гармоник от основных возбуждающих факторов практически невозможно определить базовый превалирующий спектр возбуждающих частот. Таким образом, необходимо рассматривать весь частотный диапазон, измеряемый при испытаниях. Поскольку основной вклад в генерации шума приходится на резонансы, был проведен расчетный модальный анализ в заданном частотном диапазоне (0…10000 Гц), с использованием программного комплекса NASTRAN ф. «MSC.Software».

Целью расчетов является оценка резонансной виброактивности катколлектора и влияние на неё конструктивных изменений. Первым этапом проводился расчетный модальный анализ для определения собственных частот и форм колебаний конструкции. Второй этап – расчет отклика конструкции на гармоническое (синусоидальное) возбуждение, который позволяет качественно и количественно оценить поведение конструкции. На этих этапах расчеты проводились без использования термоакустического экрана катколлектора. Его виброакустические характеристики были рассмотрены отдельно от катколлектора. Третий этап – частотный отклик конструкции с термоакустическими экранами.

Модальный анализ представляет собой определение собственных частот и форм колебаний. Рассмотрено влияние на вибрационные характеристики трех вариантов исполнения верхнего газоприёмника (базовый; v1 – с дополнительными точками сварки между трубами; v2 – с исключенной перемычкой между трубами второго и третьего цилиндров ДВС). Результаты расчетов свидетельствуют о том, что более 90% от суммы эффективных модальных масс приходится на диапазон до 1000 Гц (8-9 первых мод), что связано с характером колебаний на низших модах, когда колебанию подвергается вся конструкция относительно кронштейна (как практически жесткое тело на существенно менее жестком закреплении). На более высоких частотах колебания проявляются в локальных частях конструкции. Наиболее виброактивными являются диапазоны 4200 Гц и 6300…8000 Гц.

Частотный отклик рассчитывался как для вариантов конструкции катколлектора в целом, так и для составных элементов катколлектора в отдельности. Первые две низшие моды катколлектора попадают в рабочий диапазон 2-й моторной гармоники (n=3420 мин$^{-1}$ и n=3930 мин$^{-1}$ соответственно) и представляют собой в основном колебания консольно расположенной приемной трубы СВОГ. Поэлементный анализ позволил определить распределение значений максимальных виброскоростей на отдельных элементах конструкции катколлектора, оценить их вклад в общую виброактивность и выявить наиболее виброактивные элементы конструкции. Поэлементный анализ показывает, что на низших собственных частотах (до 1500 Гц) колебания конструкции консолидированы и максимальны для всех элементов. На более высоких частотах у каждого элемента наблюдаются свои формы и частоты колебаний. Наиболее виброактивными элементами являются входной газоприемник и термоакустический экран катколлектора.

Для идентификации источников и механизмов генерирования структурного шума корпусными элементами катколлектора производились его экспериментальные исследования как в составе «холодной» безмоторной установки, так и в составе полнокомплектного ДВС, установленного в моторном боксе с использованием 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра PSV-400-3D фирмы «Politec» (Германия).

Регистрируемые собственные колебательные моды отдельных составных элементов катколлектора можно подразделить на балочные низкочастотные моды, средне- и высокочастотные оболочечные моды термоакустического экрана, а также связанные взаимодействующие резонансные колебания термоэкрана с колебательными модами других составных элементов конструкции (приемных труб газоприемника, ограниченной поверхности корпуса в зоне места установки управляющего датчика кислорода). Результаты проведенных экспериментов на «холодной» безмоторной установке свидетельствуют о доминирующем вкладе термоэкрана в формировании общего вибрационного поля катколлектора. Амплитуды виброскоростей, виброускорений и виброперемещений термоэкрана значительно превышают аналогичные показатели других составных частей конструкции. Высокая виброактивность термоакустического экрана может быть обус-

ловлена малой толщиной его металлической структуры, составляющей 0,8 мм, в то время как, например, каждый из штампованных полукорпусных элементов катколлектора изготовлен из более толстого стального листа толщиной 2 мм. Проведенный экспериментальный модальный анализ выявил значительное число собственных мод колебаний катколлектора, начиная с его низших собственных мод типа балочных форм, соответствующих частотам 80…800 Гц и заканчивая сложными комбинационными формами взаимодействия высокочастотных колебаний термоакустического экрана и приемных труб с частотами 3300…3780 Гц и выше. Наибольшая плотность распределения собственных мод высокой интенсивности сосредоточена в диапазоне частот 2500…3800 Гц, что соответствует доминирующему акустическому излучению конструкции катколлектора при его модальных испытаниях и хорошо коррелируется с результатами расчетов.

УДК 628.517

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА И ЭЛЕМЕНТОВ ЕГО ГЛУШЕНИЯ В МОТОРНОМ ОТСЕКЕ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ

© 2012 И.В. Малкин

Тольяттинский государственный университет

MODELING OF SOURCES AND SUPPRESSING ELEMENTS OF NOISE IN THE ENGINE COMPARTMENT OF A CAR BODY

Malkin I.V. (Togliatti State University). The paper presents the results of using software packages developed on the basis of combined acoustic circuits for designing noise suppressing devices in a motor car engine compartment.

Синтез и оптимальное акустическое проектирование объемных систем для повышения эффективности их шумозаглушения, при приемлемых (наиболее высоких, технически достижимых) технологических, экологических и эксплуатационных свойствах, а также проблема совершенствования моделей передачи звука через объемные системы, весьма актуальны для задач уменьшения шумового излучения двигателя внутреннего сгорания (ДВС), передающегося воздушным путем через частично ограниченное пространство моторного отсека кузова в пассажирское помещение автотранспортного средства (АТС), а также в окружающую среду.

Многие задачи проектирования шумозаглушающих устройств, использующих замкнутые и частично ограниченные объёмы, до сих пор решаются полуэмпирически и требуют либо многочисленных экспериментов, либо расчётного перебора (методом конечных и граничных элементов) очень большого числа вариантов. Поэтому методы ориентированные на прямой поиск наборов решений обеспечивающих желаемые акустические характеристики объекта являются актуальными. Для этих целей представляется целесообразным использование программных продуктов, основанных на аналитических методах, разработанных д.т.н, профессором Р.Н. Старобинским (ф. «Инж.-Бюро, д..т.н., проф. Р.Старобинский» (Германия) rudolf.starobinski@freenet.de), и расчетных моделей, построенных на базе обобщенных акустических цепей. Такие модели, в частности, показали себя весьма эффективными для проектирования конструкций моторных отсеков с улучшенными акустическими характеристиками.

В качестве моделируемого ограниченного объёма моторного отсека кузова автомобиля рассматривается прямоугольный замкнутый объём цилиндрического типа, размеры L/B/H которого в системе координат x/y/z выбраны равными 0,7 м / 0,9 м / 0,6 м, а объем камеры составляет соответственно $V_к = 0{,}378$ м^3. Внутри моторного отсека помещены монопольные источники колебательного объемного расхода, имитирующие источники шумового излучения в виде каталитического коллектора (катколлектора) системы выпуска отработавших газов (СВОГ) ДВС (например, Monopol_1) и открытого среза воздухозаборного патрубка (ВЗП) системы впуска (СВ) ДВС(например, Monopol_2), и приемные датчики давления (например, Sensor_7, Sensor_131 и Sensor_11). Результаты расчетов показали, что звуковое

поле в объеме замкнутого пустого моторного отсека, возбуждаемое акустическими монополями, существенно неравномерно. В области средних частот спектра звуковое давление в центре объема в точке Sensor_131 с координатами (0,65 м / 0,45 м / 0,3 м), заметно меньше, чем звуковое давление в близи стенок объема - Sensor_7 с координатами (0,125 м / 0,375 м / 0,55 м) и Sensor_11 с координатами (0,7 м / 0 м / 0,6 м), что подтверждает выводы теоретических исследований [1, 2].

Также были проведены расчетные исследования моделей замкнутого объёма цилиндрического прямоугольного типа с футерованной стенкой плосколистовой пористой звукопоглощающей панелью (ПЗПП). В качестве специфических характеристик пористого звукопоглощающего материала (ЗПМ) в программе используются характеристики Porosity и Tortousity. Расчетная схема акустической 3D-модели объёма замкнутого моторного отсека с футеровкой стенки ПЗПП, толщиной 0,02 м содержит дополнительный элемент “**Absorb_Duct_3D_nm**”. При этом, элемент “Duct_1” имеет меньшую (на 0,02 м) толщину, компенсируя толщину футеровки. Как видно из результатов расчетов, применение ПЗПП обеспечивает снижение уровней звукового давления, особенно в высокочастотной области звукового спектра.

Представленные программы позволяют также проводить расчеты частично ограниченных объёмов, в частности, модель объема цилиндрического прямоугольного типа, внутренняя полость которого, связана с внешними объектами одним или несколькими каналами связи, имитирующими открытые вентиляционные проемы моторного отсека («виртуальные» крышки). Для количественных оценок передачи звуковой энергии наружу (за пределы ограниченного объема) в зоне выходных сечений волноводных каналов связи могут устанавливаться датчики колебательного расхода. Программная реализация виртуального выхода (входа) выполняется при помощи мультимодальных тройников 2D-M-2D (подпрограмма Joint_2D_M_2D).

Для имитации размещения в моторном отсеке ДВС, была исследована акустическая 3D-модель объема цилиндрического прямоугольного типа с «вычитаемым» объемом. Объем ДВС, «вычитаемый» из полости моторного отсека моделировался путем обхода вокруг указанного неучитываемого объема за счет использования элементов “**Joint_2D_M_2D**”, которые соединяют («сшивают») между собой параллелепипеды Duct_3 и Duct_5 с поперечными размерами 0,6 м · 0,9 м (до и после параллелепипеда имитирующего объем ДВС с поперечными размерами 0,5 м · 0,45 м, отделенного элементами типа «твердых крышек» “**HardCover_2D_nm**”) набором параллелепипедов Duct_4.1, Duct_4.2 и Duct_4.3, соответственно с поперечными размерами 0,15 м · 0,6 м, 0,45 м · 0,1 м и 0,3 м · 0,6 м. Оставшееся «несшиваемое» пространство образует «вычитаемый» объем ДВС. Как видно из результатов расчёта, наличие в моторном отсеке ДВС, в виде вычитаемого из объема воздушного объема его полости $V_к$ = 0,378 м^3 объема $V_{ДВС}$ = 0,2 м · 0,45 м · 0,5 м = 0,045 м^3, который составляет всего 12% от объема моторного отсека, не оказывает существенного влияния на распределение звукового поля.

В качестве мероприятий по снижению шума был рассмотрен вариант моторного отсека с подключенным резонатором Гельмгольца. Виртуальный датчик давления Sensor_11 располагался напротив входа в резонатор. Рассчитывались три варианта резонаторов R_1, R_2 и R_3 с трубчатыми горлами, длиной («толщиной») трубчатых горловых элементов h = 0,05 м, площадью проходного сечения трубчатого горлового элемента $F_{отв}$ = 0,0025 м^2, подключенными к полости подкапотного пространства моторного отсека, характеризуемой тремя низшими собственными модами с частотами f_{R1}, f_{R2}, f_{R3}, определяемыми заданным взаимосвязанным сочетанием объемов, длин и площадей проходных сечений горл резонаторов Гельмгольца с характерными размерами ширины B, длины L и высоты H полости подкапотного пространства моторного отсека, для обеспечения настроенного подавления низших резонансных мод колебаний f_{mL}, f_{mB}, f_{mH} воздушного объема его полости $V_к$. Как видно из результатов расчёта, установка резонатора существенно уменьшает колебания звукового давления в его ближнем звуковом поле, в то время как в дальнем звуковом поле – его влияние значительно меньше. С точки зрения рационального выбора месторасположения резонатора в объеме, имеет смысл располагать его вблизи входа или у источника (акустического монопо-

ля). При разнесённых входах (в резонатор и трубу) эффект рациональной установки (минимизации излучения звука из открытых вентиляционных проемов частично ограниченного объема моторного отсека) значительно меньше.

Библиографический список

1. Старобинский Р.Н. Глушители шума. Глава 10 в справочнике «Техническая акустика транспортных машин» [под редакцией д.т.н., проф. Н. И. Иванова]. С-Пб.: Политехника, 1992. С. 194-265.

2. Фесина М.И. Разработка мероприятий по уменьшению шума двигателя на легковом автомобиле. Дис. ... канд. техн. наук. - М., 1984. 336 с.

УДК 004:512 50.05.09 004

МОДЕЛЬ ПАМЯТИ В ТЕХНОЛОГИИ ГРАФОСИМВОЛИЧЕСКОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ

© 2012 П.В. Аболмасов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A MEMORY MODEL IN VISUAL SYMBOLIC PROGRAMMING TECHNOLOGY

Abolmasov P.V. (Samara State Aerospace University). A simple shared memory model for a distributed parallel supercomputer cluster based on MPI standard is described in the paper. The model efficiency was compared with classical methods of data manipulation in the like systems. The paper shows great importance of using visual modeling tools and parallel computing for the development of new aircraft engines.

В настоящее время параллельные суперкомпьютеры рассматриваются как один из основных инструментов для решения этих задач [1]. Однако на практике их применение затрудняется высокой сложностью разработки программ для подобных систем. Так, создание программы для распределенного кластера требует от конструктора глубоких знаний в области программирования, например, знание стандарта MPI и языка C. В данном случае представляется актуальным создание простого, визуального способа представления параллельных алгоритмов, скрывающее от пользователя сложности стандарта MPI за счет автоматической генерацией исходных кодов программ для целевой платформы. Фактически, суперкомпьютерные вычисления должны стать инфраструктурной технологией, использующей концепции облаков [2].

Технология графосимволического программирования в работе определена как технология проектирования и кодирования алгоритмов программного обеспечения (ПО), базирующаяся на графическом способе представления программ, преследующую цель полной или частичной автоматизации процессов проектирования, кодирования и тестирования ПО.

Задачей исследования стала реализация модели общей памяти в технологии ГСП. Как и весь исходный код, в технологии ГСП, необходимо было скрыть тонкости передачи данных в технологии MPI. Для реализации поставленной задачи были использован шаблон проектирования свойство, который не реализован в самом языке C++, но который может быть реализован доступными средствами языка.

Идея реализации модели общей памяти для распределенной системы заключается в назначении одной из машин роли хранилища переменных предметной области программирования (ПОП). Учитывая аппаратные особенности и топологию ВС, это может быть узел с наибольшим объемом оперативной памятью или центральный узел, имеющий минимальное время доступа от любого из остальных узлов кластера. Преимущество данного подхода в том, что значительно экономится ресурс памяти на вычислительных узлах, т.к. на узлах память выделяется только под те переменные, которые используются.

Описанная идея организации хранения и обмена данными между параллельными процессами ориентирован на модель передачи сообщений, в которой каждый процесс работает с локальными данными. Например, стандарт MPI подразумевает, что процессы обмениваются данными только в результате пересылки их в виде сообщений [3].

Предлагаемый способ обмена данными требует введения понятия диспетчера данных

– подпрограммы, выполняющей функции хранения, чтения и модификации данных предметной области.

Диспетчер данных исполняется в отдельном процессе параллельной программы. Он хранит значения данных предметной области. В параллельных ветвях граф-модели для чтения или записи некоторого данного осуществляется обращение к диспетчеру памяти с помощью совокупности сообщений. В первом сообщении пересылается запрос на чтение или запись конкретного данного. Каждая переменная из ПОП получает уникальный номер, по которому диспетчер памяти может ее идентифицировать. В случае чтения параллельная ветвь переходит к ожиданию ответа от диспетчера данных. При записи – во втором сообщении пересылается новое значение переменной. Диспетчер данных циклически принимает и обрабатывает запросы параллельных ветвей.

При использовании предложенной модели возникает очевидный вопрос, каковы накладные расходы данной схемы?

Для оценки накладных расходов в предложенной реализации модели общей памяти для распределенной вычислительной системы кластера были проведены сравнительные эксперименты программы, написанной с использованием общей памяти, и программы на «чистом» MPI. Сравнивалось время передачи массива из одного миллиона элементов типа double как единого массива и «поэлементно». Эксперименты проводились на суперкомпьютерном кластере СГАУ «Сергей Королев». Было задействовано до 30 процессоров, расположенных на разных узлах кластера. В качестве системной сети для связи узлов использовалась QLogic/VoltaireInfiniBand DDR со скоростью передачи до 20Гбит/с. На данном кластере доступно три различные реализации библиотеки MPI: mvapich2, Intel MPI, OpenMPI. Библиотека MVAPICH2 является более адаптированной к среде InfiniBand, однако, по заявлениям Intel их библиотека также имеет низкоуровневую поддержку данной среды.

Первая серия экспериментов сравнивала поэлементную передачу массива. В программе с нашей реализацией общей памяти все процессы одновременно отправляли запросы к менеджеру памяти. В программе на «чистом» MPI один процесс начинал целенаправленную рассылку массива по другим процессам. Измерялось время от начала передачи первому процессу, до конца передачи последнему процессу. В обоих экспериментах число процессов было одинаково. Лучшее время показала программа на «чистом» MPI, программа с использованием общей памяти была медленнее в среднем в 2 раза.

Во второй серии экспериментов сравнивалось время раздачи массива по процессам как единого целого. В версии с общей памятью, опять, все процессы одновременно после старта слали запрос на чтение массива. В версии на «чистом» MPI нулевой процесс рассылал массив по другим процессам. Аналогично сравнивалось время от начала передачи первому процессу, до конца передачи последнему. В этой гонке «выиграла» программа с использованием общей памяти, превзойдя результат программы на «чистом» MPI в среднем в 2 раза.

Базовая реализация диспетчера памяти подразумевала один поток выполнения для всех процессов, поэтому все запросы к диспетчеру выстраивались в очередь. В качестве альтернативы данному подходу, может быть рассмотрен подход, когда каждому процессу-клиенту создается его собственный обслуживающий поток в менеджере памяти. Здесь пока пренебрегается потенциальная возможность ограниченности максимального числа потоков для программы в той или иной операционной системе. В связи с этим в каждой серии экспериментов сравнивалось еще две различные реализации менеджера памяти. По результатам трех экспериментов был сделан вывод, что нецелесообразно использовать потоки. Для библиотеки от Intel использование потоков не дало ускорение, а для MVAPICH2 даже замедлило работу.

Как показали эксперименты, предложенная модель общей памяти и ее реализация могут вносить небольшие дополнительные накладные расходы на передачу данных. С другой стороны, автоматическая генерация исходных кодов позволяет значительно сократить время разработки программы. Проведенные исследования демонстрируют хорошую эффективность модели памяти, используемой для разработки параллельных программ в технологии ГСП, и возможность успешного применения этой технологии для оперативной разработки параллельных алгоритмов специалистами в области динамики машин.

Библиографический список

1. Зеленков Ю. А. Использование суперкомпьютеров в машиностроении / Опыт НПО «Сатурн» // Суперкомпьютерные технологии в науке, образовании и промышленности [ред. В.А. Садовничий]. М, 2009.

2. Коварцев А. С. Автоматизация разработки и тестирования программных средств. Самара: СГАУ, 1999. 150 с.

3. Антонов А.С. Параллельное программирование с использованием технологии MPI: Учебное пособие. М.: МГУ, 2004. 71 с.

УДК 629.113

WORKING OUT A MATHEMATICAL MODEL AND SOFTWARE FOR INVESTIGATION OF IN-CITY ROAD NOISE

© 2012 A.V. Vasilyev, O.V. Bynina, E.A. Komlik

Togliatti State University

Transport noise is causing one of the most serious impacts on the city environment. This paper is devoted to presenting the results of software development for transport noise propagation and mapping.

For the time being acoustical pollution may be considered as a global ecological problem among such well-known problems as water and atmosphere pollution, radioactive waste, ozonosphere destruction etc. Equivalent noise levels in such cities as New York, Paris, Rome, Moscow, Samara, Togliatti are exceeding 80 dBA. The main danger is that city noise is tend to increase.

Transport noise is causing one of the most serious impact to the city environment. This paper is devoted to discussion of some results of software development for transport noise propagation and mapping.

There is a big tool of mathematical modeling of noise propagation. The task of mathematical modeling and software development for noise propagation in ducts and noise radiation into environment by open pipe ends is decided by using of several approaches. E.g., mathematical provision of acoustical calculation of intake vehicle noise, intake system is divided into three types of elements: noise sources, noise emitters and the elements transmitting sound energy from sources to emitters. As a prototype of the main noise source the mass flow sources was used imitating the process of cylinders charging according to the piston motion law. Air-suctioning open pipe end was taken into consideration as the main emitter. Generalized currents and voltages were used as variables modeling the elements. Software for automobile internal combustion engines intake & exhaust systems acoustic design started to develop by using of Borland C and running with Windows. Program allows to evaluate insertion loss of the gas-exchange system mufflers installation, sound pressure level at the air-suctioning or exhaust pipe open ends etc. Program is based on the principle of electro-acoustic analogies and using of four-pole method.

In general approach numerical methods of acoustical problems decision (FEM, BEM or combination) have the most possibilities for investigations, especially for automobile and aircraft passenger compartment, engine mufflers, environmental acoustics etc. The possibilities of SYSNOISE software developed by Numerical Integration Technologies are allowing to improve acoustic design of variety system constructions, including internal combustion engine noise mufflers. However such kind of software is rather expensive and not available for every engineer. Thus for the purposes of duct acoustics and in particular to low-frequency intake and exhaust mufflers acoustic design the concept of acoustical transmission matrices is still very convenient to use. Generally duct system can be considered as a model consisting of the noise sources, noise emitters and the elements transmitting sound energy from the sources to the emitters.

Modelling of noise propagation in the open space is more difficult task. Concerning transport noise evaluation it is necessary to modelling not noise of separate cars, but the noise of transport flows.

Formalization and modeling of transport

flows it is convenient to do by using of influence diagrams. Such diagrams are usually describing some formalized presentation of modeled categories (objects, processes, properties etc.) in a form of multitude of graphical symbols (assemblies, vertexes) and relations between it. The most popularity presently have 3 types of influence diagrams: in a form of flow graphs, trees of events and functional nets.

Flow graphs are including множество vertexes and a set of regulated and of unregulated couples, using for visual presentation of modeling process.

Trees – non orientated graph, not having cycles, finite and coherent.

During last time semantic or functional nets are rapidly developing, which are present graphs, but with additional information in it assemblies and rib. The most popular functional nets PERT (program evaluation and research technique) and GERT (graphical evaluation and review technique).

For mathematical description of street-road nets of city methods of graph theory have been taken. Carriers of information about city street-road net geometry may be automobile road schemes, road atlases, drawings etc. But for noise maps creation it is necessary to convert graphical information to analytical.

The following work have been carried out:

1. Mathematical apparatus of description have been analyzed and mathematical model of street-road transport nets have been worked out.

Variables and constants, meaning graph assembles-vertexes, are indicating as symbols set:

$U = \{1, 2, 3, ..., j, ... u\}$ - assembles-vertexes multitude;

$V = \{v1, v2, v_j, ... v_u\}$ - multitude of variables corresponding to assembles-vertexes;

$\Omega_j = \{\omega_1, \omega_2, \omega_3, ...\}$ – set of meanings of j-variable;

$f_j \in F$ – density of probability of distribution of variable y;

$\pi \in \pi$- function of accessory of linguistic variable.

For indication of relations between variables corresponding symbol mass data are using. These mass data may be presented as:

$D_{ij} = \{d_1, d_2, d_3, \ldots\}$ - multitude of ribs, connecting assembles i and j;

A_j – vector of bows-predecessers;

B_j – vector of bows-successers;

P_{ij} – vector of probability of transition between i and j;

T_{ij} – vector of resource spends (e.g. time) during transition from assembly i to assembly j.

Geometry of two-side graph G is determined by incidence matrix (setting a numbers of vertexes) and corresponding coordinates matrix $\{y^{(i)}\}$. To each rib $\{x^{(i1)}, x^{(i2)}\}$ of graph G numerical characteristic are comparing, which are describing street-road net:

n – number of traffic paths;

α – road profile;

β – quality of road surface;

γ – directives about structure and dynamic of transport flow;

δ – meteorological conditions;

ε – surrounding landscape;

θ – other characteristic (lighting, presence of traffic distribution zones etc.).

Thus, graph is totality of vertexes and ribs. Information about graph structure is determined by matrix form.

2. By using of developed mathematical model street-road transport nets have been created. Transport nets are consisting of the roads with intensive load (marked in the program by black bold strip) and a net of local roads. Numeration of graph assembles-vertexes is using. Procedure of graph cleaning from insignificant details is foreseeing.

3. Algorithms of coding and of information restoring about street-road graph structure have been developed.

4. Software have been developed and approbated to investigate noise situation at city streets and roads etc.

УДК 533.951

ПРОГРАММНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ СЛОЖНОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ПОТОКА ЖИДКОСТИ

© 2012 Т.Б. Миронова[1], А.Б. Прокофьев[1], Б.В. Миронов[2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

SOFTWARE PACKAGE FOR FE-MODELING OF COMPLEX SPECIAL CONFIGURATION PIPELINES AFFECTED BY LIQUID FLUCTUATING FLOW

Mironova T.B.[1], Prokofyev A.B.[1], Mironov B.V.[2] ([1] Samara State Aerospace University, [2] OJSC "Nikolay Kuznetsov", Samara). The paper presents a software package for calculating the pipe system vibroacoustic characteristics developed by using the finite element mathematical techniques. The software allows to calculate complex configuration pipe systems. Their computational cost it is less than those of the existing techniques. The results of the calculation with the developed techniques are presented.

Вибрация трубопроводов является фактором, оказывающим существенное влияние на надежность, долговечность, производительность и другие параметры при эксплуатации энергетических и технологических установок и присоединенных механических систем. Её воздействие может вызвать целый ряд негативных последствий: разрушение самих трубопроводов, соединений трубопроводов с другими агрегатами, нарушение герметичности уплотнений и т.д. [1, 2]. Следует отметить, что аварии, связанные с разрушением трубопроводов энергетических и технологических установок, имеют тенденцию к росту и вызывают другие опасные последствия, например, пожары, аварийные разливы технологических, горючих, экологически опасных жидкостей. Одной из важных технических задач в настоящее время является прогнозирование виброакустической нагруженности трубопроводных систем с пульсирующим потоком жидкости на стадии проектирования.

В настоящее время для расчета трубопроводных систем ведущими предприятиями во всем мире используются в основном известные конечно-элементные пакетами (Ansys, Nastran, Patran, Cosmos и др.). Однако модели, созданные с их помощью, обладают значительной вычислительной трудоемкостью, и, в ряде случаев, когда трубопроводы обладают сложной пространственной конфигурацией, а система содержит достаточно большое количество агрегатов и элементов не позволяют проводить расчет динамических характеристик трубопроводов вместе с другими агрегатами гидромеханических систем. Т.к. в этом случае размерность системы уравнений решаемой задачи превышает возможности программного комплекса и используемых персональных компьютеров. Кроме того, в данных CAE-системах для описания трубопровода используются несколько различных типов элементов, что увеличивает трудоемкость построения расчетной модели. Использование одного типа конечных элементов для расчета трубопровода позволяет значительно сократить вычислительные затраты.

Разработанная методика позволяет рассчитывать виброакустические характеристики трубопроводных систем сложной пространственной конфигурации при их нагружении пульсирующим потоком жидкости и возбуждении со стороны присоединенных агрегатов. Методика основана на использовании нового типа конечных элементов. Преимущества нового типа элементов заключается в том, что он включает в себя описание как рабочего тела (жидкость, газ) так и описание твердого тела (стенки трубопровода). За счет использования нового типа элементов значительно сокращается время расчета по сравнению с расчетами в конечно-элементных пакетах (по сравнению с Ansys на 3 порядка).

Программная реализация разработанной методики осуществлена на языке C++. Интерфейс программы и результаты расчета в виде зависимости виброперемещения от координаты ε и от времени t представлены на рис. 1.

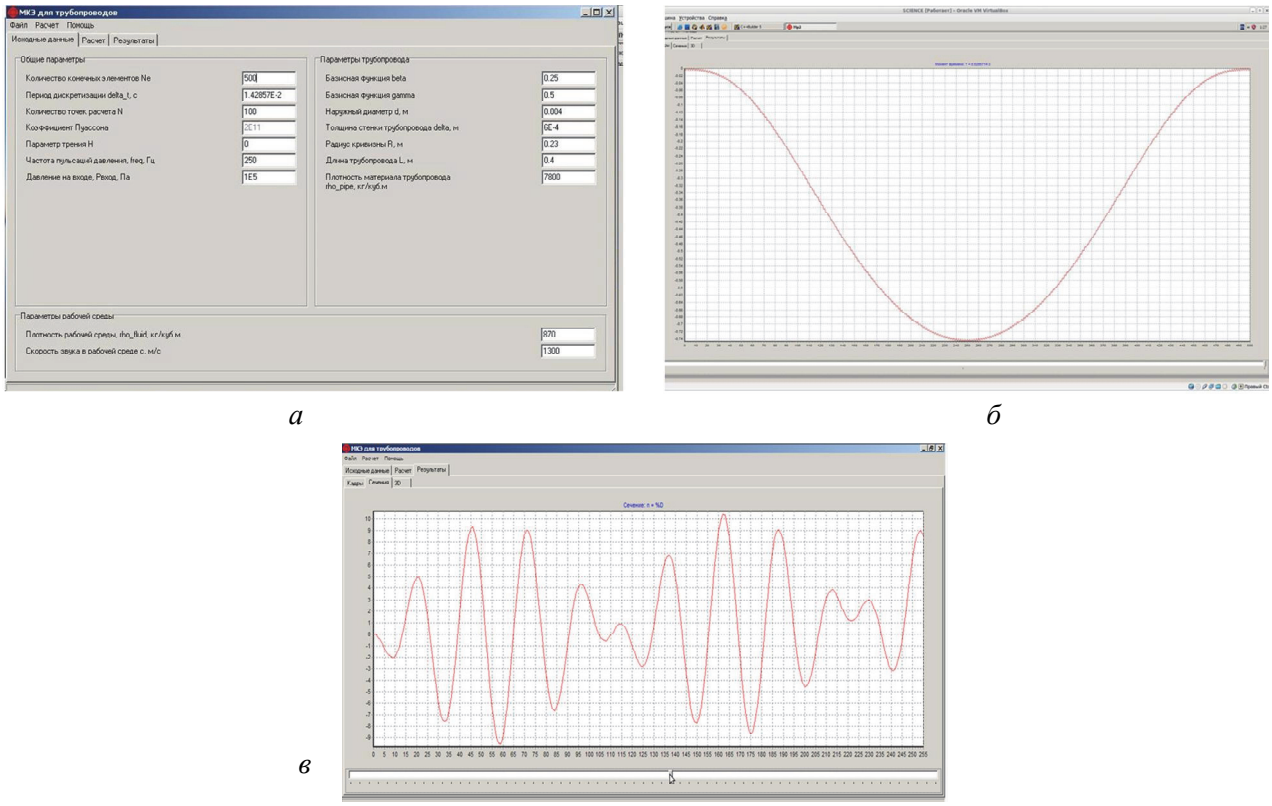


Рис. 1. Интерфейс разработанной программы и результаты расчета виброакустических характеристик пространственно криволинейного трубопровода: а) задание исходных данных; б) форма колебаний трубопровода; в) временная реализация безразмерного виброперемещения

Библиографический список

1. Aeroacoustical coupling in a ducted shallow cavity and fluid/structure effects on a steam line /P. Lafon, S. Caillaud, J.P. Devos, C. Lambert // Journal of fluids and structures, 2003. №18. P. 695-713

2. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Г.М. Макарьянц, А.Б. Прокофьев, С.П. Прохоров, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. Самара: СГАУ, 2005. 314 с.

УДК 621.22(07)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

© 2012 К.К. Лайко

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

EXPERIMENTAL STUDY OF STRENGTH OF WORKING FLUIDS

Laiko K.K. (South Ural State University, Chelyabinsk). The paper deals with the problems of diagnosing hydraulic fluids. The findings of their strength study are presented. The study takes into account two criteria: the change in viscosity and pressure gap.

Развитие гидравлической техники, подразумевающее под собой повышение рабочего давления до 70 МПа, частоты вращения рабочих органов гидромашин, срока службы агрегатов и их надежности, предъявляет к качеству материалов и узлов все более высокие требования. Жидкость является неотъемлемым материалом любой гидросистемы, поэтому также должна соответствовать современному уровню развития техники.

Для оценки состояния рабочих жидкостей применяется ряд стандартизованных лабораторных методов, позволяющих измерить степень загрязнения механическими примесями, вязкость, кислотное число, содержание воды, давление насыщенных паров и т.д. Методики и средства лабораторной оценки хорошо отработаны, дают высокую достоверность результатов. Однако свыше 60% отказов гидроприводов возникают по причине изменения

рабочей жидкостью своего состояния, т.е. комплексного изменения этих параметров [1]. Проявлением ухудшения параметров является потеря смазывающей функции, т.е. нарушение сплошности жидкости, которое влечет за собой снижение отвода тепла, герметизации зазоров, выноса продуктов износа, передачи энергии, повышенный износ и потери энергии на трение и т.д. Нарушение сплошности жидкости, или разрыв, проявляется в образовании газовых и паровых пузырьков, т.е. в зарождении кавитации. Исследование предрасположенности жидкости к их образованию представляет существенный научный и практический интерес. [2, 3, 4, 6, 7, 8].

Основная проблема состоит в определении комплексного критерия, характеризующего начало потери прочности жидкости – изменения основных параметров ее состояния. Критерием предельного состояния рабочих жидкостей могло бы служить давление насыщенного пара, определяемое по ГОСТ 1756-2000 или ГОСТ 28781-90. Однако для гидроприводов условия ГОСТ являются идеальным. Экспериментальные исследования [2, 8] и теоретические вычисления и математические описания [2, 6, 7] также не дают однозначного и абсолютного критерия.

Собственные исследования прочности рабочих жидкостей проводятся по двум критериям: изменению вязкости под воздействием наносекундных электромагнитных импульсов и давлению (напряжению) разрыва. Принципиальный вид установки по воздействию на жидкость наносекундными электромагнитными импульсами (НЭМИ) приведен на рис. 1. Критерием прочности жидкостей было выбрано изменение вязкости.

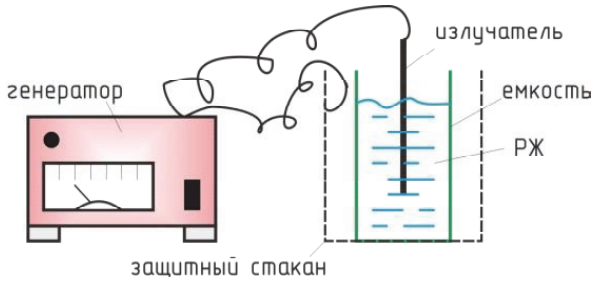


Рис. 1. Установка по воздействию на жидкость наносекундными электромагнитными импульсами

Исследования рабочих жидкостей и масел гидросистем (воды, ВМГЗ, АМГ-10, И-20, керосин, ДТ, 10В-40 и проч.) позволили выявить качественную зависимость: чем выше загрязненность жидкости механическими примесями, тем сильнее проявляется снижение вязкости. Например, для минерального масла И-20 и питьевой водопроводной воды из систем центрального водоснабжения падение вязкости составило около 20 %. Для исследования критерия разрыва была спроектирована и построена установка, принципиальный вид которой показан на рис. 2.

Жидкость помещается в определенный замкнутый объем (1 и 6), который затем под действием рычага 2 с нагрузкой 3 увеличивается. Резкий скачок хода сильфона при его растяжении свидетельствует о нарушении сплошности жидкости. Также возможно всплытие газовых пузырьков, которые видны в прозрачной трубке, расположенной над сильфоном.

Критерий разрыва в начале исследований вычислялся как отношение полезной нагрузки (всей приложенной к растяжению нагрузки за вычетом сопротивления сильфона) к характерной внутренней площади замкнутого объема, что давало размерность Н/м^2 или Па.

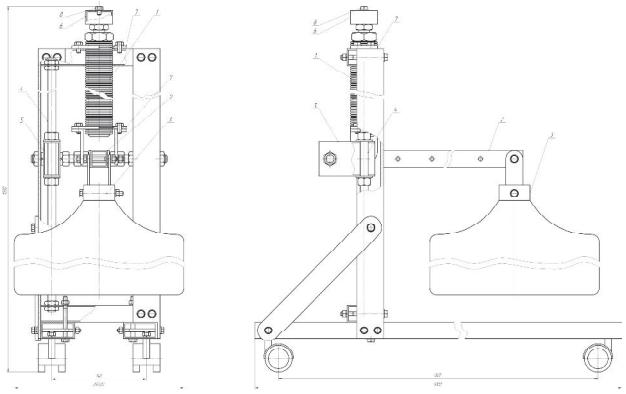


Рис. 2. Установка по разрыву жидкости в замкнутом объеме

Однако подобный критерий оказался неоднозначным, т.к. характерных площадей, как правило, несколько. Например, для водопроводной воды критерий колебался от 0,7 до 4 кгс/см^2.

Ввиду этого исследования были продолжены на усовершенствованной установке, предполагающей использование сильфонов различных диаметров и длин, а в качестве исследуемого критерия было предложено отношение полезной нагрузки к измененному объему, т.е. Н/м^3, а также работа силы растяжения, вычисляемая как произведение полезной нагрузки на перемещение (растяжение) сильфона, т.е. Нм.

Однако о стабильности критериев прочности пока говорить не следует, и требуются дальнейшие исследования и накопление большего числа экспериментальных статистических данных.

Библиографический список

1. Барышев В.И. Применяемость (выбор) масел в качестве рабочей жидкости гидропривода: Уч. пособие. Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1993. 71 с.

2. Биркгоф Г., Сарантонелло Э. Струи, следы и каверны: Пер. с англ. В.П. Вахомчика, М.М. Литвинова [под ред. Г.Ю. Степанова]. М.: Мир, 1964.

3. Ультразвуковая очистка / О.К. Келлер, Г.С. Кратыш, Г.Д. Лубяницкий. Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. 184 с.

4. Лайтхил Дж. Волны в жидкости: Пер. с англ. Е.Н. Иванова. М.: Наука, 1980. 607 с.

5. Наносекундные электромагнитные импульсы и их применение / В.С. Белкин, В.А. Бухарин, В.К. Дубровин и др. [под. ред. В.В. Крымского]. Челябинск.: Изд-во Татьяны Лурье, 2001. 110 с.

6. Пирсол И. Кавитация: Пер. с англ. Ю.Ф. Журавлева. М.: Мир, 1975. 95 с.

7. Рождественский, В.В. Кавитация. Л.: Судостроение, 1977. 248 с.

8. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод . М.: Наука, 1964. 234 с.

УДК 681.121.842 (043)

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ДИАФРАГМЕННЫХ РАСХОДОМЕРОВ В УСЛОВИЯХ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ПОТОКА ГАЗА

© 2012 И.Д. Кашапов[1], А.Г. Гимадиев[2]

[1] ООО «Сенсоры, модули, системы», г. Самара

[2] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A STUDY OF THE PERFORMANCE OF THE ORIFICE PLATE FLOWMETERS TEST STAND UNDER GAS PULSATING FLOW

Kashapov I.D.[1], Ghimadiyev A.G.[2] ([1]LLC "Sensors, Modules, Systems", Samara, [2]Samara State Aerospace University). The paper presents a mathematical model of a test stand for creating a pulsating gas flow in the diaphragm sensor and describes the technique for determining pulses to the pressure drop across the measuring diaphragm. The frequency range is up to 100 Hz, the average pressure is of 3 MPa.

Исследование пульсационных характеристик стенда необходимо для выбора параметров трубопроводов и основных узлов, при которых реализуется заданный режим испытаний диафрагменного расходомера в условиях пульсирующего потока газа. Колебания давления в характерных сечениях стенда (рис. 1) определяются на основе математического моделирования с применением разработанных авторами алгоритма, методики и программ в Си++.

При записи уравнений были приняты следующие допущения: газ – однородный, процесс движения газа в трубах изотермический, распределение скорости потока по поперечному сечению – равномерное, гидравлические потери на трение – квазистационарные, скорость движения газа в трубопроводах меньше скорости звука. Площади проходного сечения генератора и коэффициента расхода окон были приняты зависящими от угла поворота прерывающего диска. Так как уравнения в частных производных, нелинейные, то при расчётах использован метод характеристик. При исследовании пульсационных характеристик стенда были предварительно заданы диапазоны изменения параметров, в пределах которых предполагается реализация заданного пульсационного режима на испытуемом участке газовой магистрали. Сжатым воздухом стенд обеспечивает компрессорная станция с суммарным объемом ресиверов 80 м^3. Экспериментальные исследования показали, что диаметр 50 мм является вполне достаточным, чтобы подсоединение измерительных цепей с диаметром каналов до 10 мм практически не влияло на колебательный процесс в газовой магистрали. Давление на входе в стенд задано 3...15 МПа, в стендовых магистралях – 0,5...3 МПа. Диафрагмы испытуемого и контрольного расходомеров выполнены одинаковыми с относительными диаметрами β=0.3…0.7. Длины трубопрово-

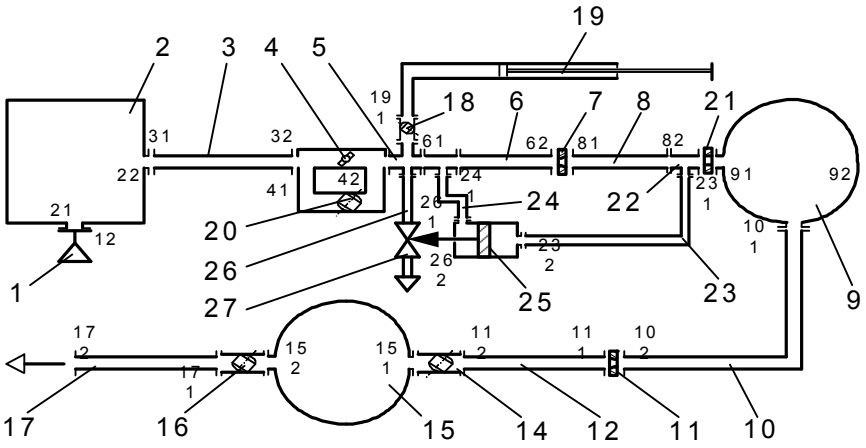


Рис. 1. Расчетная схема стендовых магистралей:
1 – источник сжатого воздуха; 2 – емкость; 3, 6, 8, 10, 12, 13, 17– трубопроводы; 4 – генератор; 5 – тройник; 7 – диафрагма; 9 – емкость; 11 – диафрагма; 14 - шаровой кран; 15 – емкость; 16 - шаровой кран; 18 - шаровой кран; 19 – трубопровод переменной длины (корректирующее устройство); 20 – шаровой кран; 21 – корректирующий дроссель, 22 – тройник; 23, 24, 26 – трубопроводы; 25 и 27 - – масса и дроссель задатчика перепада давления

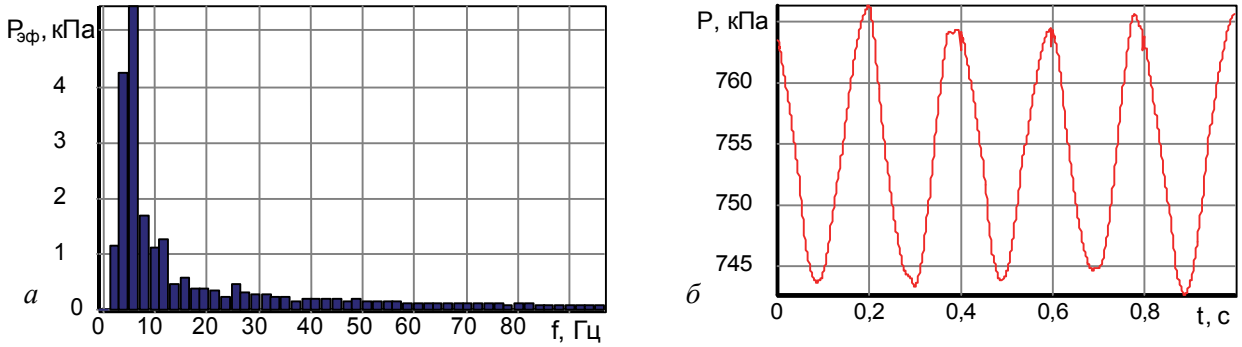


Рис. 2. Осциллограмма (а) и амплитудный спектр (б) колебаний давления за генератором (сечение 42) при частоте 5 Гц и отношении площадей байпаса и генератора K_f=0

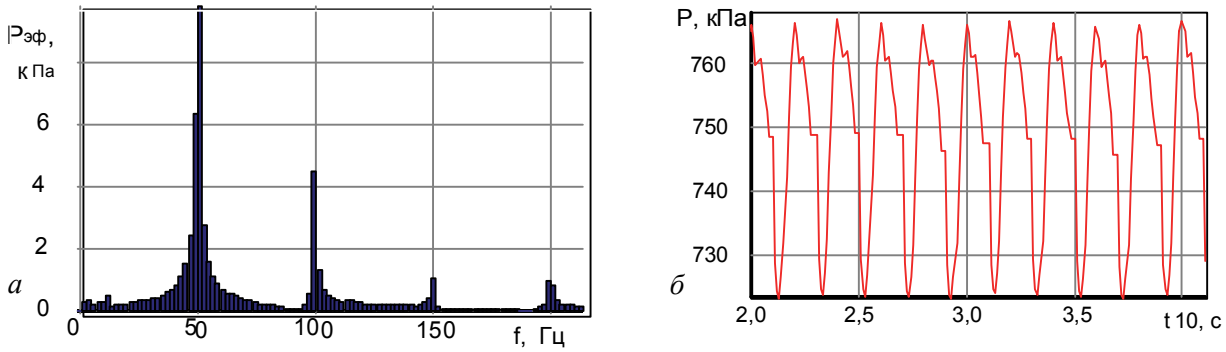


Рис. 3. Осциллограмма (а) и амплитудный спектр (б) колебаний давления за генератором (сечение 42) при частоте 50 Гц и отношении площадей байпаса и генератора K_f=0,5

дов на входе в диафрагмы и на выходе из них выбраны не менее, чем рекомендованные по ГОСТу. Частота вращения привода генератора выбирается исходя из реализующегося в газовых магистралях спектра колебаний давления в диапазоне 3…200 Гц. Из осциллограмм и их спектра (рис.2, 3) следует, что на низких частотах (до 10 Гц) реализуется сигнал, близкий к синусоидальному, с увеличением частоты проявляются вторая и высшие гармоники.

Влияние частоты на относительное эффективное значение колебаний давления и перепада давления определяется геометрическими параметрами узлов (длинами трубопроводов). При принятых параметрах стендовых магистралей реализуется резонансный режим по колебаниям давления на частотах 55 Гц и антирезонанс на частоте 85 Гц. Диапазон изменения относительного эффективного значения колебаний 0…0,02 - по давлению и 0…0,5 - по перепаду давления

на диафрагме испытуемого расходомера. Для регулирования эффективного значения колебаний давления применение байпасного дросселя генератора оправдано лишь на частотах до 30 Гц.

УДК 681.2(085)

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ДАВЛЕНИЯ И РАЗДЕЛИТЕЛЕЙ СРЕД ДЛЯ КИП В УСЛОВИЯХ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ

© 2012 Е.С. Слива[1], А.Г. Гимадиев[2]

[1]АК «Транснефтепродукт», Москва

[2] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A STUDY OF THE PERFORMANCE OF THE DIFFERENTIAL PRESSURE TRANSMITTERS AND DIAPHRAGM SEALS AT PULSATING PRESSURE

Sliva E.S.[1], Ghimadiyev A.G.[2] ([1]AK "Transnefteproduct" OJSC, Moscow, [2]Samara State Aerospace University).

The paper presents a mathematical model of differential pressure transmitters and diaphragm seals for corrosive media. The method and algorithm consider the transducers nonlinear hysteretic properties.

Дифференциальные преобразователи давления, разделители сред широко представлены в средствах КИП. В условиях пульсирующего давления важное значение придаётся обеспечению требуемой точности измерения установившихся параметров измерительной цепи. Поэтому исследование характеристик нелинейных преобразователей давления в условиях имеющих место пульсаций давления в гидравлических цепях энергетических и технологических установок представляется важным и актуальным.

При расчёте динамических характеристик измерительной цепи с преобразователем дифференциального типа (рис. 1) предполагается: сигнал на выходе из преобразователя пропорционален перемещению центра мембраны; полости преобразователя учитываются приведёнными объёмами; мембрана описывается дифференциальным уравнением второго порядка с нелинейной жёсткостной характеристикой; колебательное движение жидкости в каналах измерительной цепи учитываются в линейном приближении по Д.Н. Попову; местные гидравлические сопротивления учитываются по квадратичной квазистационарной модели и линеаризуются по методу минимума среднеквадратичного отклонения. Жёсткостную нелинейную характеристику мембраны (рис. 2) предлагается линеаризовать по минимуму среднеквадратичного отклонения.

В результате линеаризации получим функцию смещения, соответствующую «уводу» перепада давления на мембране и коэффици-

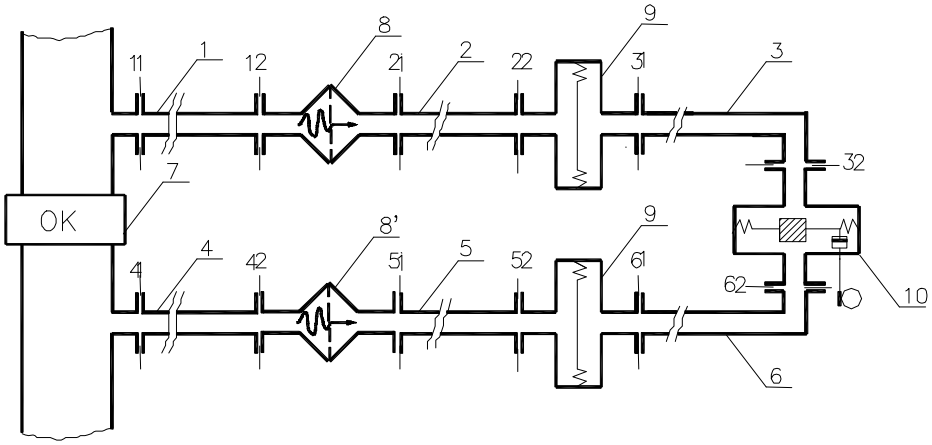


Рис. 1. Обобщенная схема дифференциальной информационной пневмогидравлической цепи: 1,2,3,4,5,6 – подводящие трубопроводы; 7 – первичный преобразователь расхода; 8 – гаситель колебаний давления; 9 – разделитель сред; 10 – дифференциальный преобразователь перепада давления

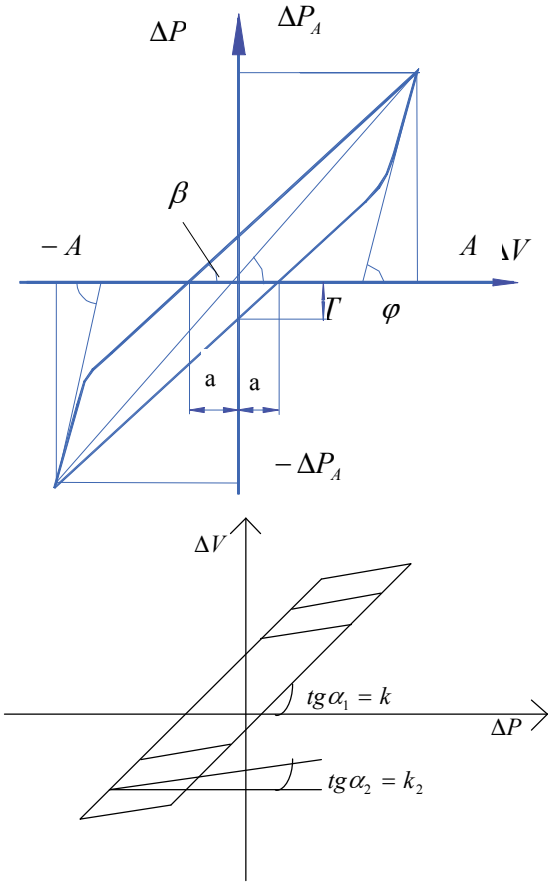


Рис.2. Обобщенная гистерезисная характеристика дифференциального преобразователя или разделителя сред (а) и ее кусочно-линейная аппроксимация (б)

ент линеаризации – эквивалентную податливость мембраны. При линеаризации неоднозначной характеристики необходимо определить начальную точку, считая, что колебания установившиеся. Для определения исходной точки предложено моделировать в течение выбранного периода интегрирования воздействие задающего фактора на нелинейную характеристику, а интегрирование выражений для коэффициентов линеаризации проводить в течение следующего периода интегрирования. Численное интегрирование осуществляется методом Симпсона, при этом задается константа, определяющая число шагов интегрирования на периоде, по умолчанию равная 500.

Для реализации программного модуля линеаризации нелинейных характеристик по минимуму среднеквадратического отклонения был выбран механизм шаблона-функции языка программирования Си++. Разработанный модуль может быть использован для линеаризации любых нелинейных характеристик, включая неоднозначные, при этом они должны быть описаны в соответствии с принятыми соглашениями.

Проведенные теоретические исследования показали, что применение дифференциальных измерительных цепей без средств коррекции в условиях пульсирующего давления может привести к существенной погрешности (рис. 3) измерения среднего значения перепада давления (порядка 10 % от действующего значения пульсаций перепада давления). Несимметричность входных магистралей и первичного преобразователя может дополнительно повысить погрешность измерения среднего значения перепада давления.

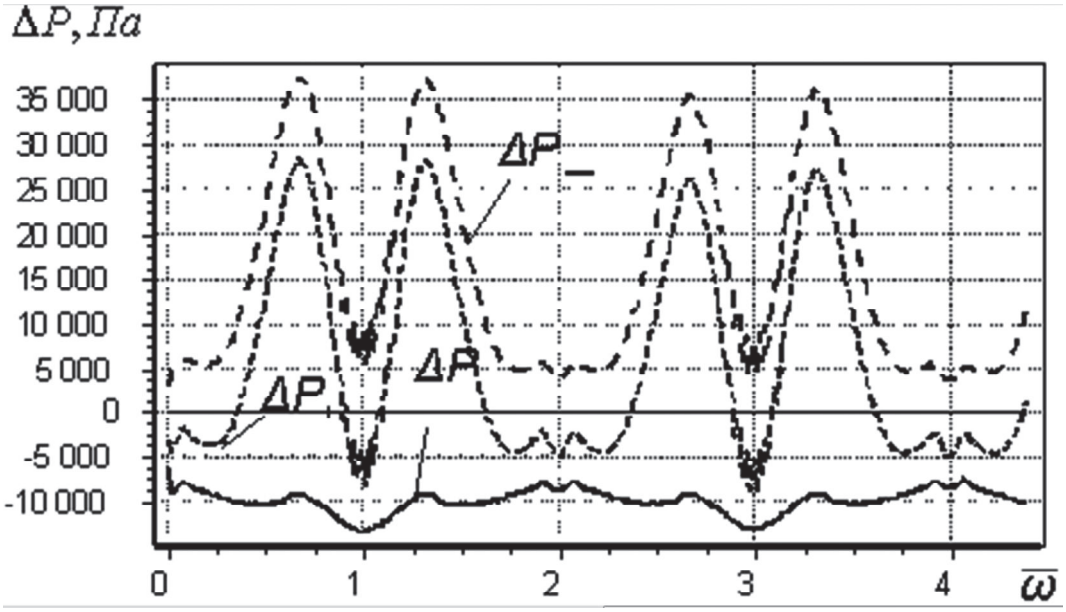


Рис. 3. Зависимость уводов на каждом из входов дифференциального преобразователя давления и статической погрешности измерения перепада давления от относительной частоты колебаний

УДК 519.672

ЧИСЛЕННОЕ 2,5D МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ШЕСТЕРЕННОМ НАСОСЕ

© 2012 С.А. Гафуров, А.А. Горшкалев, Л.В. Родионов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

NUMERICAL 2.5D MODELLING OF FLOW IN A GEAR PUMP

Gafurov S.A., Gorshkalev A.A., Rodionov L.V. (Samara State Aerospace University). In this paper the CFD simulation of a flow in a pump is discussed. Numerical simulation was carried out in 2.5D production. The dynamic mesh of the gear pump flow is characterized. The motion of a gear pump was described by means of the user define function.

Долгое время численное моделирование течения в шестеренных насосах представляло достаточно большую трудность, связанную в первую очередь со сложностью создания динамических сеток, т.к. для описания вращения шестерен сеточная модель расчетной области должна перестраиваться на каждом шаге расчета.

В данной работе описано так называемое стационарное 2,5D численное моделирование рабочего процесса в шестеренном насосе (рис. 1).

Расчет проведен на основе метода конечных объемов с помощью коммерческого кода FLUENT. Сеточная модель расчетной области построена в сеточном генераторе ANSYS ICEM CFD и представлена на рис. 2. Для построения сеточной модели использованы призматические тетраэдальные элементы. В качестве рабочего тела задана вода.

Динамическая сетка во FLUENT может быть использована для моделирования течения жидкости в области, у которой форма области может изменяться со временем из-за движения на ее границах.

Обновление объема сетки обрабатывается автоматически программой FLUENT, каждый раз основанное на новом положении границ. Чтобы использовать динамическую модель сетки, необходимо задать стартовый объем и описания движения всех движущихся зон модели.

Движение может быть задано любым перемещением (например, возможно определить линейные и угловые скорости относительно центра тяжести твердого тела во времени) или не заданным движением, где последующее движение определено через предварительно созданную пользователем

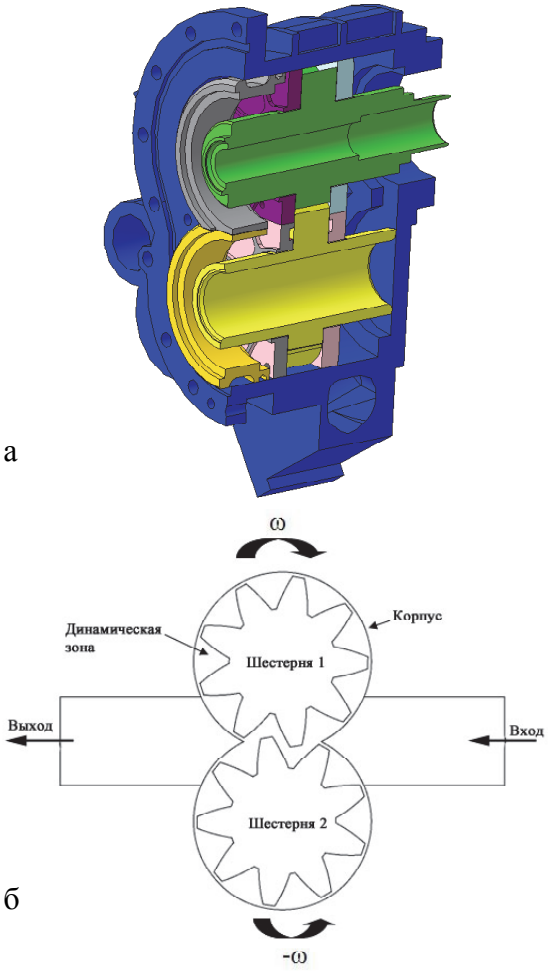


Рис. 1. 3D модель шестеренного насоса:
а) 3D модель шестеренного насоса;
б) 2D постановка задачи расчета течения в межзубовых впадинах

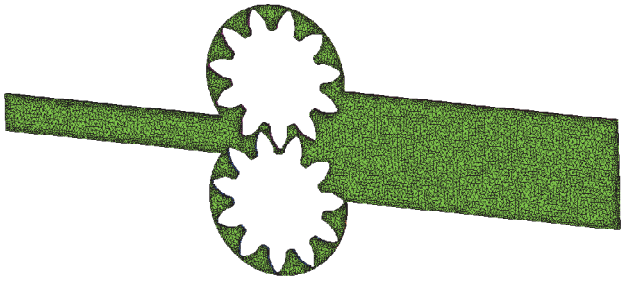


Рис. 2. Сеточная модель шестеренного насоса

функцию (UDF). В данной работе вращение шестерен задавалось с помощью пользовательской функции – UDF.

Расчет проведен с помощью Simple метода [1]. Задание динамической сетки произведено за счет использования методов Smoothing и Remeshing. Для отработки методики расчета, моделирование проводилось без учета кавитации. Результаты расчета приведены на рис. 3.

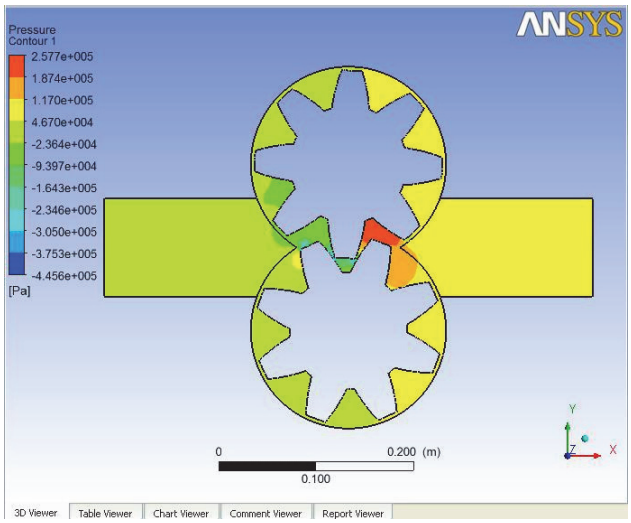


Рис. 3. Результат численного расчета течения в межзубовых впадинах

Библиографический список

1. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. С. 104-109.

УДК 519.672

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

© 2012 С.А. Гафуров, Е.В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

NUMERICAL INVESTIGATION OF HYDRODYNAMICAL PROCESSES IN THE BEARING BLOCK LUBRICATING SYSTEM

Gafurov S.A., Shakhmatov E.V. (Samara State Aerospace University). The paper discusses the issues of compiling a numerical computational model by method of finite volumes. This model is used to predict the cavitation phenomena in the bearing block lubrication system of combined fuel pump. The model was verified by comparing the calculated and experimental results. The numerical investigation was carried out at different working regimes of the pump unit.

В данной работе описано численное исследование гидродинамических процессов, происходящих в системе смазки радиально-упорного подшипника топливного комбинированного насоса, состоящего из шнеко-центробежной и шестеренной ступеней. В качестве смазки используется керосин. Геометрическая модель расчётной области подшипникового узла имеет вид, представленный на рис. 1.

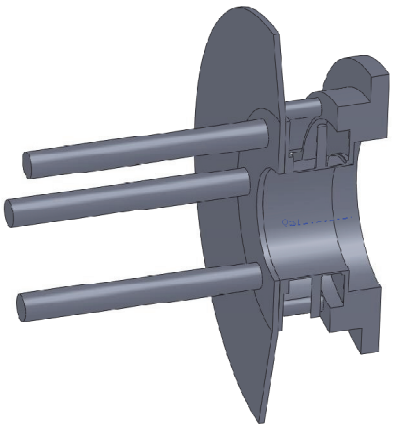


Рис. 1. Геометрическая модель расчётной области подшипникового узла

Данная расчётная область учитывает все конструктивные особенности подшипника: винтовые канавки по внутренней поверхности, радиальные канавки на торцевой поверхности, каналы подвода керосина для смазки, радиальный зазор между наружным диаметром вала и диаметром посадочной поверхности подшипника, осевой зазор между торцом вала и подшипника. Сеточные модели расчетной области созданы в коммерческом пакете ANSYS ICEM CFD. Расчетная область включает в себя динамическую и статическую части (рис. 2). Количество элементов вращающейся части составляет 241535 шт. Количество элементов не вращающейся части расчётной области составляет 680233 шт. Для построения сеточных моделей использовались как тетра, так и гекса элементы. Для всех приcте-

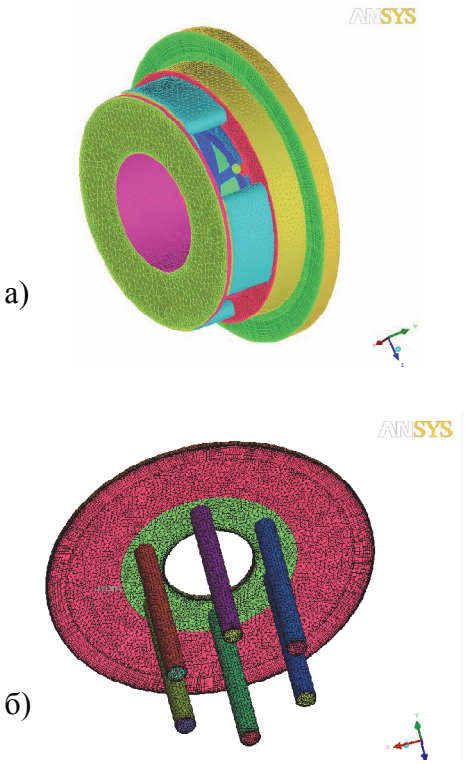


Рис. 2. Сеточные модели не вращающейся (а) и вращающейся (б) частей расчётной области

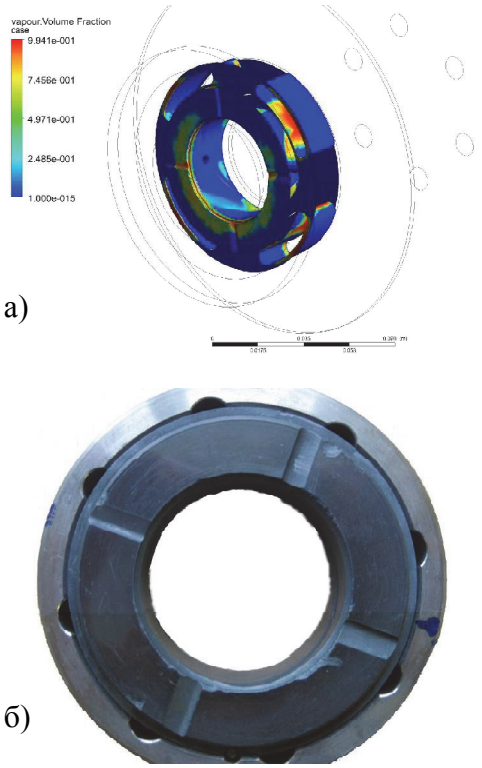


Рис. 3. Результат численного исследования кавитации в подшипниковом узле (а) и внешний вид разрушенного подшипника после экспериментальных исследований

ночных зон используются призматические слои, позволяющие достаточно хорошо промоделировать пристеночные течения.

Численное моделирование проведено на основе метода конечных объёмов с помощью коммерческого кода ANSYS CFX. Временной шаг составляет 0,0001 с. Расчёт изотермический, температура рабочей жидкости 25 °С. Для описания динамики пузырьков паров керосина использовалась классическая модель Рэлея-Плессета:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{dR_B}{dt}\right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f},$$

где R_B – радиус парового пузырька; σ – коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром; ρ_f – плотность жидкости; p_v – давление внутри газового пузырька; p – давление жидкости; t – время.

Граничные условия для численного моделирования были выбраны на основе полученных экспериментальных данных. Испытания насосного агрегата проводились на 24-х различных режимах его работы. При этом частота вращения ротора насосного агрегата менялась от 1400 до 7500 об/мин., а расход через него от 4000 до 20300 кг/ч. Один из результатов численного исследования представлен на рис. 3 а. Характерная картина разрушения рассматриваемого подшипника приведена на рис. 3 б.

Численный анализ показал, что на повышенных режимах в подшипниковом узле существует достаточно развитая кавитация. Особенно сильно она выражена на внутренней кромке подшипника, а также на его торцевых поверхностях.

После проведенных экспериментальных исследований насосного агрегата на поверхности подшипника наблюдались незначительные сколы, выкрашивания, а также кавитационные размывы по внутренней кромке. Таким образом, проведенный численный анализ подтверждает кавитационный характер сколов и выкрашиваний на поверхности подшипника.

УДК 519.672

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОСЕВОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА РОТОР ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА, С УЧЕТОМ НАЛИЧИЯ ВОЗДУХА В ПИТАЮЩЕМ ТРУБОПРОВОДЕ

© 2012 С.А. Гафуров[1], Г.М. Макарьянц[1], М.Г. Михеев[2], А.Н. Крючков[1]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

NUMERICAL CALCULATING OF THE AXIAL FORCE OSCILLATION ACTING ON THE FUEL AUGER-CENTRIFUGAL PUMP ROTOR TAKING INTO ACCOUNT THE PRESENCE OF AIR IN THE DELIVERY PIPELINE

Gafurov S.A.[1] , Makaryants G.M.[1], Mikheyev M.G.[2], Kryuchkov A.N.[1] ([1]Samara State Aerospace University, [2]OJSC "Kuznetsov", Samara). *In this paper the numerical simulation of the auger-centrifugal pump rotor is discussed. This auger-centrifugal pump is part of the combined pump unit. The numerical simulation is used to estimate the axial force acting on the rotor. The paper describes both the axial force oscillations and its spectrum which are obtained by numerical means. The numerical simulation was verified by comparing the calculated and experimental results.*

В данной работе описано численное моделирование колебаний осевой силы, действующей на ротор шнеко-центробежной ступени комбинированного насосного агрегата с учетом наличия нерастворенного воздуха (рис. 1).

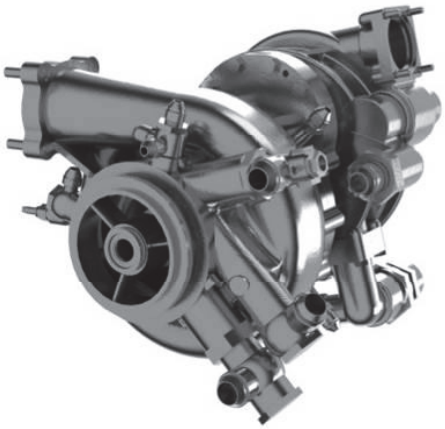


Рис. 1. 3D модель насосного агрегата

Численное моделирование проведено на основе метода конечных объёмов с помощью коммерческого кода ANSYS CFX. Для всех пристеночных зон используются призматические слои, позволяющие достаточно хорошо разрешить пристеночные течения. Расчет толщины первой ячейки проводился на основе определения числа Рейнольдса *Re*. В качестве рабочего тела задавался авиационный керосин. Для численного моделирования динамики 3-х компонентной жидкости (керосин, пары керосина и воздух) использовался метод Эйлера. В работе использована SST модель турбулентности. Турбулентные явления для всех компонентов жидкости описываются одними и теми же уравнениями. В данной работе считается, что это физично для жидкостей, имеющих слоистое течение.

Граничные условия были заданы исходя из экспериментальных данных. Относительное количество каждого из компонентов оценивается с помощью величины объёмного содержания α:

$$\alpha_k + \alpha_v + \alpha_d = 1,$$

где α_k – объёмная доля керосина; α_v – объёмная доля паровой фазы керосина; α_d – объёмная доля нерастворённого воздуха.

Для проведения нестационарного расчета с многокомпонентным рабочем телом заранее были проведены расчеты в стационарной постановке на керосине без учета кавитации и на керосине с учетом кавитации. Задача решалась в гомогенной постановке.

Для описания динамики пузырьков паров керосина при возникновении кавитации использовалась классическая модель Рэлея-Плессета.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{dR_B}{dt}\right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f},$$

где R_B – радиус парового пузырька; σ – коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром; ρ_f – плотность жидкости; p_v – давление внутри газового пузырька; p – давление жидкости; t – время.

На рис. 2 представлено расчетные колебания осевой силы, действующей на ротор

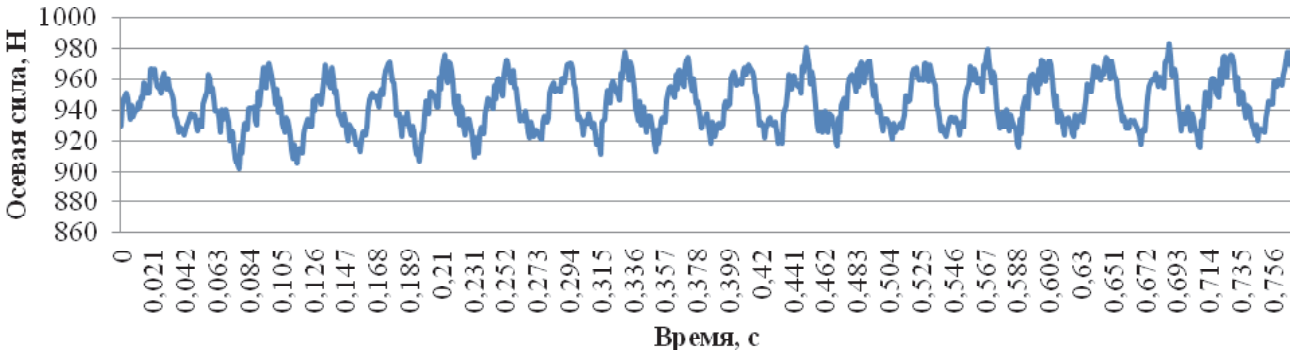


Рис. 2. Колебания осевой силы, действующей на ротор ШЦС. 6,8% нерастворённого воздуха

шнеко-центробежного насоса, при наличии нерастворенного воздуха.

Для анализа изменения амплитуд колебания осевой силы при работе насосного агрегата на газожидкостном рабочем теле были построены АЧХ (рис. 3). Частота дискретизации составляет 1000 Гц.

Численный расчет динамики осевой силы, действующей на ротор ЩЦС, показал, что:

- среднее значение силы при работе без воздуха и с ним практически не изменяется;
- с возрастанием объёмного газосодержания амплитуды пульсаций осевой силы практически на всех режимах возрастают.

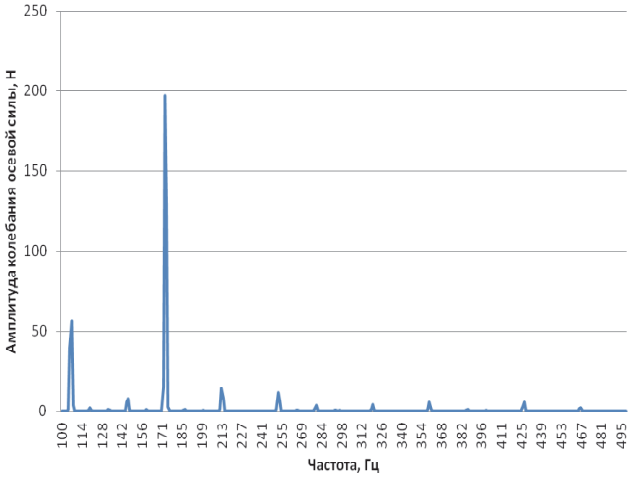


Рис. 3. Спектр колебаний осевой силы

УДК 532.5

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ДРЕНАЖНО-ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

© 2012 Д.И. Сафиуллин[1]; Д. М. Стадник[1]; Г.М. Макарьянц[1]; В.Я. Свербилов[1]; М.В. Макарьянц[2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

[2] ФГУП Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс», Самара

DEVELOPMENT OF A DYNAMIC MODEL OF THE SAFETY RELIEF VALVE

Safiullin D.I.[1], Stadnik D.M.[1], Makaryants G.M.[1], Sverbilov V.Ya.[1], Makaryants M.V.[2] ([1]Samara State Aerospace University, [2]State Research and Production Space-Rocket Center "TsSKB-Progress", Samara). *The issues of constructing a simulation scheme of an unstable valve are discussed in the paper. The model is used to estimate the influence of the friction force and the aerodynamic force on the valve steady operation. Various valve – with or without friction force and with or without aerodynamic force – are compared. The analysis of the results is presented.*

При доводке дренажно-предохранительных клапанов (ДПК), применяемых в ракетной технике, часто возникает проблема обеспечения его устойчивости. В системе с ДПК возникают автоколебания, приводящие к снижению её надёжности. Вследствие автоколебаний клапан начинает сильно гудеть, уровень шума достигает порядка 110 дБ, и происходит сильное занижение поддерживаемого давления, также значительно уменьшается ресурс клапана, происходит разрушение тарели, появляются надиры в парах трения в направляющих. Природа возникновения автоколебаний различна. Можно выделить несколько причин, из-за которых они возникают: нелинейность коэффициента подъемной силы (отношение силы давления

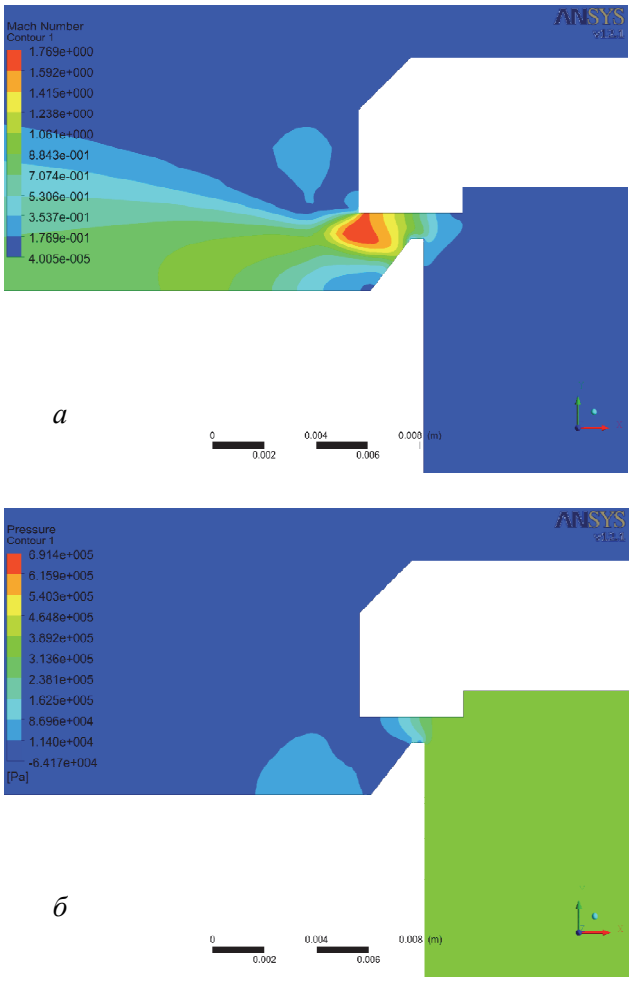


Рис. 1. Распределение числа Маха (а) и давления в клапане (б)

потока на тарель клапана к произведению площади поперечного сечения горла клапана) и нелинейность силы трения в направляющих тарели клапана. В настоящее время нет методик, с помощью которых можно было бы на стадии проектирования предсказать возможность возникновения автоколебаний в системе.

Целью данной работы является создание модели динамики ДПК. Особенностью данной модели является учет нелинейных его свойств, сильно влияющих на устойчивость работы клапана. Коэффициент подъемной силы рассчитывался с помощью численных методов в программе ANSYS CFX и ICEM CFD. Разработана объемная модель проточной части клапана разбиением на конечные элементы, заданием граничных и начальных условий. Проведен расчет течения на разных высотах подъема тарели клапана. В результате получены картины течения рабочего тела через клапан, распределение давления и числа Маха в проточной части клапана (рис. 1).

Был рассчитан коэффициент подъемной

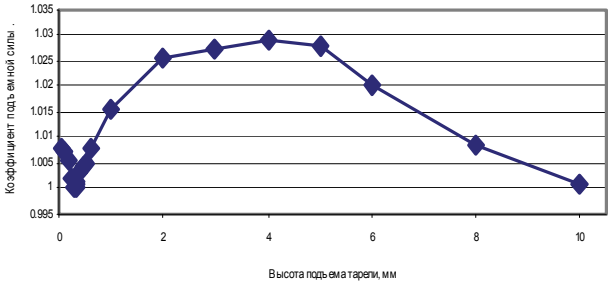


Рис. 2. Зависимость коэффициента подъемной силы от подъёма тарели клапана

силы (рис. 2). Далее в программе MATLAB Simulink, основываясь на уравнениях динамики клапана была составлена математическая модель клапана с учетом силы сухого трения и коэффициента подъемной силы.

В итоге были рассмотрены и сравнены между собой несколько моделей дренажно-предохранительного клапана: с учетом нелинейных характеристик, без учета нелинейных характеристик, с учетом одной или другой нелинейной характеристики (рис. 3).

В результате сравнения было показано, что сила трения и коэффициент подъемной силы сильно влияют на устойчивость работы дренажно-предохранительного клапана.

Также разработанная модель позволяет еще на стадии проектирования оценить возможность возникновения автоколебаний в клапане и подобрать коэффициенты таким образом, чтобы клапан работал устойчиво.

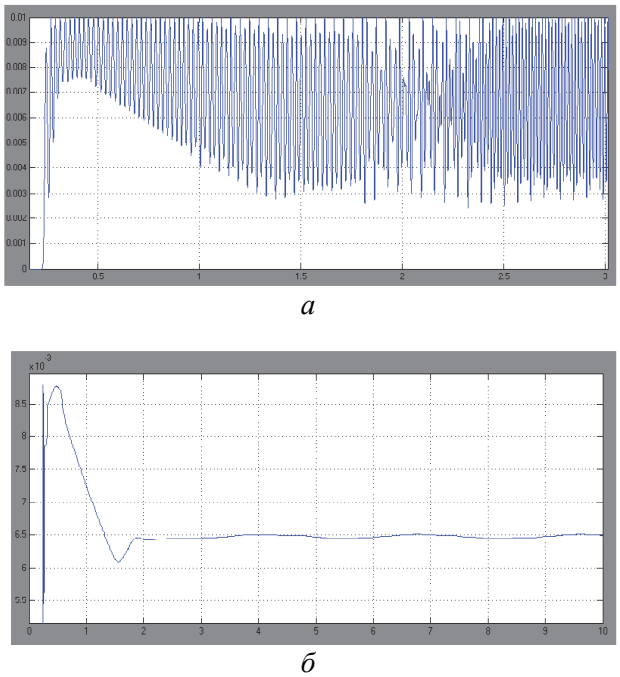


Рис. 3. Картина перемещения тарели клапана без учета силы трения (а) и с учетом силы трения (б)

УДК 62.251

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДРЕНАЖНО-ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

© 2012 Г.М. Макарьянц[1], А.Б. Прокофьев[1], М.В. Макарьянц[2], В.Я. Свербилов[1], Д.М. Стадник[1], Д.В. Туманов[2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ФГУП Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс», Самара

EXPERIMENTAL STUDY OF THE SAFETY VALVE STABILITY

Makaryants G.M.[1], Prokofyev A.B.[1], Makaryants M.V.[2], Sverbilov V.Ya.[1], Stadnik D.M.[1], Tumanov D.V.[2] ([1]Samara State Aerospace University, [2]State Research and Production Space-Rocket Center "TsSKB-Progress", Samara).

The paper deals with the problem of high noise level of the proportional pilot-operated gas valve. An experimental investigation of vibro-acoustic characteristics of the pneumatic pressure relief valve has been carried out. It has shown that a high level of noise is caused by self excited oscillations of the valve's poppet.

В работе рассматриваются вопросы экспериментального определения динамических характеристик дренажно-предохранительного пневморегулятора непрямого действия (ДПК). Агрегат предназначен для поддержания давления газовой подушки в баке с жидкостью. Согласно классификационным признакам, представленным в работе [1], исследуемый агрегат является регулятором с управлением от рабочей среды, с усилителем клапанного типа. Способ задания управляющей нагрузки – пружинный с газовой камерой. Основным настроечным элементом является газовая камера, конструктивно выполненная в виде газовой пружины. Механическая пружина только возвращает замыкающий орган на седло при снижении давления в газовой камере. Замыкающий (рабочий) орган – тарельчатый. Регулятор пропорционального действия, малоподъёмный (малопроходной). Направление воздействия на рабочий орган – с подачей под золотник. Специальных демпфирующих устройств в конструкции регулятора не предусмотрено. В роли демпфера сухого трения выступают направляющий шток, центрирующий рабочий орган, и стакан тарели.

При испытаниях отмечался повышенный шум и вибрация агрегата. Последующая разборка показала сильные надиры в парах трения. Для определения причин возникновения нестабильной работы ДПК были проведены исследования его виброакустических характеристик.

Исследования проводились на испытательном стенде, условная пневмосхема которого показана на рис. 1. Блок подготовки газа состоит из следующих элементов:

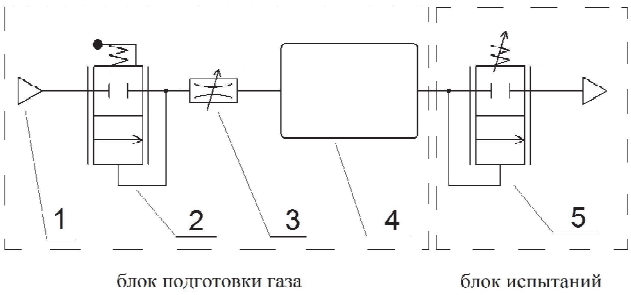


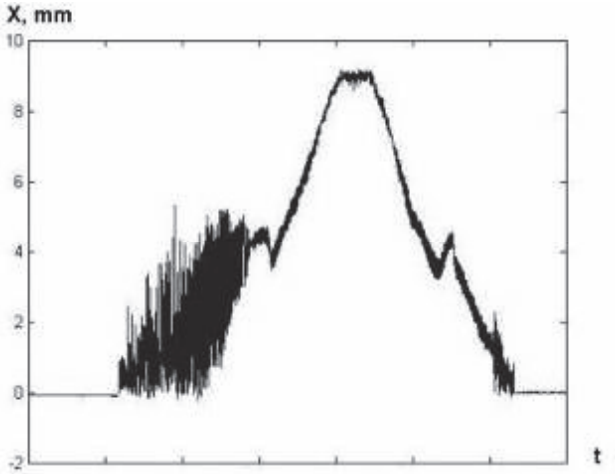
Рис. 1. Принципиальная пневмосхема испытательной установки:
1 – компрессор; 2 – редуктор давления газа; 3 – расходная шайба; 4 – наддуваемый бак; 5 – исследуемый регулятор

- компрессора, обеспечивающего давление до 20 МПа,
- регулятора давления газа, изменяющего давление перед расходной шайбой,
- расходной шайбы, обеспечивающей требуемый расход в бак (диаметр до 9,5 мм),
- надуваемый бак (объём 80 л).

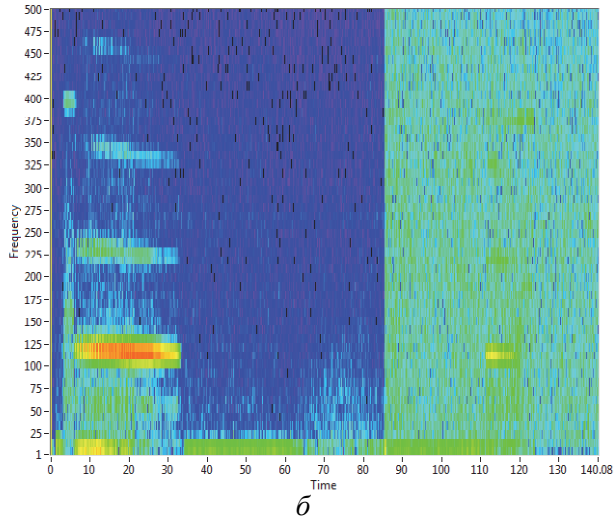
В состав блока испытаний входят следующие компоненты

- оснастка для установки исследуемого регулятора,
- исследуемый регулятор (стравливает газ в окружающее пространство).

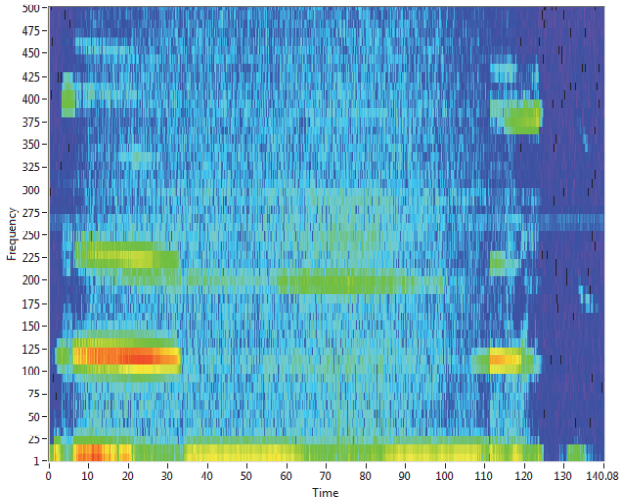
В ходе исследования записывались следующие параметры: давление перед расходной шайбой, давление в баке, пульсации давления газа в баке, перемещение запорного элемента (тарели) регулятора. Измерение давления проводились с использованием пьезорезистивных датчиков давления Kulite. Пульсации давления измерялись с использованием пьезоэлектрических датчиков PCB с интегрированным ICP уси-



а



б



в

Рис. 2. Результаты экспериментальных исследований ДПК:
а – осциллограмма перемещений тарели клапана; б – спектрограммы виброперемещения трели регулятора; в – спектрограмма пульсаций давления в баке

лителем. Положение тарели регулятора определялось с использованием лазерного триангуляционного датчика RF603-140/100. Минимальное виброперемещение, которое можно зарегистрировать с помощью этого датчика 5 мкм до частоты 1 500 Гц. Результаты экспериментов записывались и обрабатывались с использованием измерительной системы LMS Scadas Mobile с частотой опроса 10 кГц. На рис. 2 представлены спектрограммы виброперемещения трели регулятора и пульсаций давления в баке. Отсутствие периодических возбуждающих сил и тональный характер виброакустических характеристик позволил сделать вывод о том, что регулятор работает в режиме автоколебаний.

Анализ экспериментальных данных позволил найти значения расходов в бак, сопровождающиеся автоколебаниями их частоту и амплитуду. В результате анализа осциллограмм перемещений тарели клапана (рис. 2 а) был сделан вывод о том, что автоколебания возникают при малых расходах газа в ёмкость, соответствующих высоте подъёма тарели 4 мм. Спектральный анализ показал, что частота 110 Гц (рис. 2 б, в) является основной частотой автоколебаний. При малом отрыве тарели от седла и интенсивном тональном шуме амплитуда этой гармоники возрастает в 9 000 раз.

Анализ показаний датчиков давления в ёмкости показал, что:

- амплитуда колебаний на частоте автоколебаний составляет 15% относительно среднего уровня;
- при автоколебаниях клапана возникают интенсивные виброперегрузки регулирующего органа, виброускорение превышает 500g;
- при работе клапана наблюдаются низкочастотные колебания, напоминающие «хлопки» с периодичностью от 2 до 5 Гц, при этом виброперемещение тарели составляет 0,7…1,0 мм, амплитуда пульсаций в баке составляет 0,04…0,08 кг/см^2;
- при возникновении автоколебаний наблюдается тональный шум, напоминающий гул с периодичностью 100…120 Гц, при этом виброперемещение тарели составляет 1…2,5 мм, амплитуда пульсаций в баке составляет 0,08…0,14 кг/см^2, что больше допуска на поддерживаемое давление в баке.

Библиографический список

1. Гидропневмотопливные клапанные агрегаты с управляемым качеством динамических процессов: учебно-справочное пособие / Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П., Кирилин А.Н., Шалавин В.В., Ли Джун Ин, Вершигоров В.М., Безводин В.А., Чегодаев А.Д., Бугаков И.О. Самара: СГАУ, 2000. 546 с.

УДК 62-932.4

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛОЩАДЬЮ ПОВЕРХНОСТИ ГОРЕНИЯ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

© 2012 В.А. Целищев, Е.С. Литвинов

Уфимский государственный авиационный технический университет

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF A ELECTROHYDRAULIC SYSTEM TO CONTROL THE COMBUSTION SURFACE AREA OF THE SOLID PROPELLANT ROCKET ENGINE

Tselishchev V.A., Litvinov E.S. (Ufa State Aviation Technical University). The paper discusses the issues of developing a mathematical model of the electrohydraulic system to control the combustion surface area of the solid propellant rocket engine. Model was verified by comparing the calculated and experimental characteristics of the flow control valve. The paper also describes the impact of pressure in the combustion chamber on the flow control valve work.

Существующие на сегодняшний день системы регулирования ракетного двигателя твердого топлива позволяют изменять величину модуля тяги в 5-10 раз от номинального значения, но необходимо увеличить этот диапазон до 20-50 раз. Весьма перспективным для достижения этой цели является так называемый «гидравлический» способ, который позволит регулировать величину модуля тяги в широких пределах.

Система, представленная на рис. 1, является примером такого способа регулирования модуля тяги. Она состоит из двух подсистем. Первая подсистема – подсистема изменения площади поверхности горения заряда твердого топлива – работает следующим образом. В начале работы поршни в каналах с жидкостью движутся со скоростью, немного опережающей скорость горения топлива. При увеличении расхода через регулятор расхода, представляющего собой комбинацию клапана постоянного перепада давления КПП и дросселя с электромагнитным управлением ЭД, происходит увеличение скорости передвижения поршней. Таким образом, открывается некоторая часть канала за поршнем и происходит воспламенение стенок канала при их взаимодействии с продуктами сгорания. В результате этого площадь поверхности горения заряда увеличивается, тем самым увеличивая давление в камере сгорания, следовательно, и тягу двигательной установки. Результирующая площадь поверхности горения становится равной сумме площади торца и площади, образованной суперпозицией последовательных конусов. Синхронизация движения поршней осуществляется с помощью сумматора потока СП. Сливающаяся из каналов жидкость поступает в пороховой аккумулятор давления ПАД2, и может быть использована в качестве рабочей жидкости для подсистемы гашения.

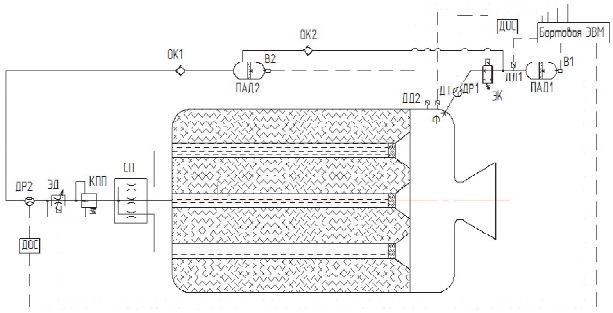


Рис. 1. Принципиальная схема регулируемого РДТТ

Вторая подсистема – подсистема гашения – работает следующим образом. По команде от бортовой ЭВМ пороховой аккумулятор давления ПАД1 при воспламенении заряда воспламенителем В1 создает определенное давление, необходимое для впрыска жидкого охладителя, которое заранее рассчитано и заложено в программу бортовой ЭВМ. После сигнала от датчика давления ДД1 от бортовой ЭВМ подается сигнал на открытие электромагнитного клапана ЭК, и через форсунку Ф жидкий хладагент по напорной линии трубопровода поступает в камеру сгорания ракетного двигателя. Отключение электромагнитного клапана ЭК происходит по команде от бортовой ЭВМ, расход жидкости измеряется датчиком расхода ДР.

Математическая модель электрогидравлической системы управления площадью поверхности горения состоит из следующих уравнений: уравнения движения поршня в канале заряда твердого топлива; уравнения электрической цепи электромеханического преобразователя, управляющего дросселем; уравнения движения управляющей заслонки дросселя; уравнения движения золотника клапана постоянного перепада давления; уравнения баланса расхода через дроссель; уравнения баланса расхода через клапан постоянного перепада давления (1):

$$
\begin{cases}
m_{\text{п}} \cdot \dfrac{d^2 y_{\text{п}}(t)}{dt^2} = A_{\text{п}} \cdot (p_1(t) - p_2(t)) - b_{v\text{п}} \cdot \dfrac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} - F_{\text{тр}}, \\
U_{\text{др}} = R_{\text{др}} \cdot i_{\text{др}}(t) + L_{\text{др}} \cdot \dfrac{di_{\text{др}}(t)}{dt} + K_{\text{пэд}} \cdot \dfrac{dh(t)}{dt}, \\
m_{\text{др}} \cdot \dfrac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{fi\text{д}} \cdot i_{\text{др}}(t) - b_{v\text{др}} \cdot \dfrac{dh(t)}{dt} - c_{\text{др}} \cdot h(t), \\
m_{\text{к}} \cdot \dfrac{d^2 x_{\text{к}}(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3(t)) - b_{v\text{к}} \cdot \dfrac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} - c_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t), \\
N \cdot \dfrac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} \cdot A_{\text{п}} = A_1 \cdot \dfrac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} + \mu_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t) \cdot \sqrt{\dfrac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_{\text{о}}}} + \dfrac{V_{\text{к1}}}{2 \cdot E} \cdot \dfrac{dp_2(t)}{dt}, \\
\mu_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t) \cdot \sqrt{\dfrac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_{\text{о}}}} = A_1 \cdot \dfrac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} + \mu_{\text{др}} \cdot b_{\text{др}} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\dfrac{2 \cdot (p_2(t) - p_3(t))}{\rho_{\text{о}}}} + \dfrac{V_{\text{к2}}}{2 \cdot E} \cdot \dfrac{dp_3(t)}{dt}.
\end{cases}
\tag{1}
$$

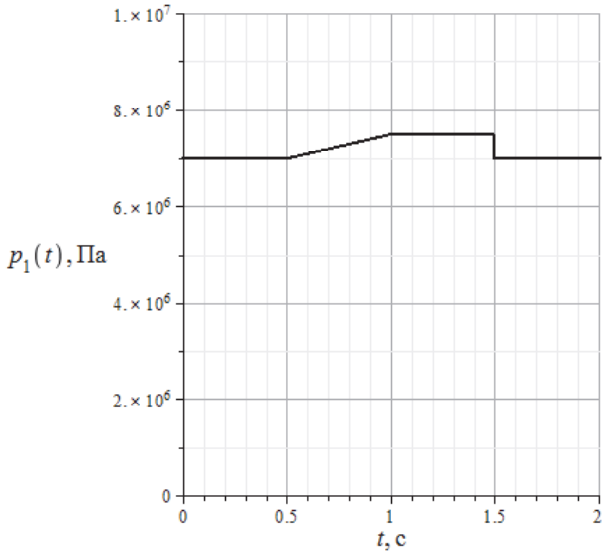


Рис. 2. График изменения давления на входе в регулятор расхода от времени

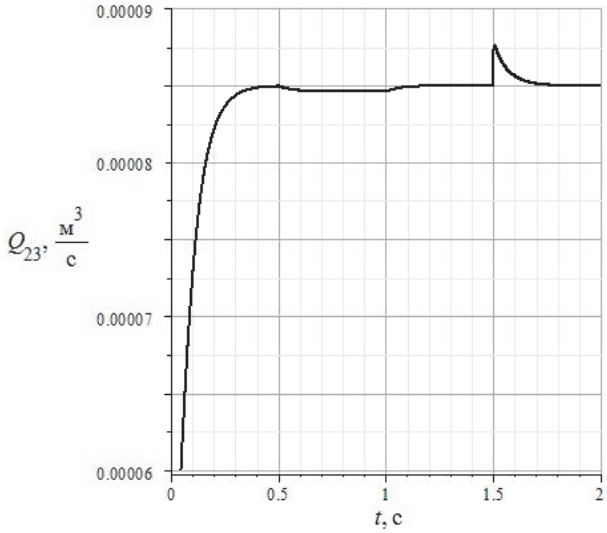


Рис. 3. График изменения расхода через дроссель от времени

Так как давления в камере сгорания является основным возмущающим фактором, влияющим на работу исполнительных механизмов исследуемой системы, то необходимо рассмотреть влияние его изменения на работу основных элементов. Для анализа этого влияния рассматривается постепенное увеличение и мгновенное ступенчатое уменьшение давления на входе в регулятор расхода p_1.

Параметр Q_{23} соответствует расходу рабочей жидкости, проходящему через дроссель. Как видно из графика при постепенном изменении давления, поступающего из камеры сгорания, изменение расхода практически не происходит, а при мгновенном падении давления происходит увеличение расхода жидкости. Величина перерегулирования в этом случае составляет 2,9 4% от номинального значения.

УДК 621.651

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ В ПОРШНЕВОМ НАСОСЕ С ГАЗОВЫМ ДЕМПФЕРОМ

© 2012 В.Е. Щерба, Е.А. Павлюченко, А.К. Кужбанов

Омский государственный технический университет

MATHEMATICAL MODELING OF PROCESSES OF COMPRESSION AND EXPANSION IN THE PISTON PUMP WITH A GAS DAMPER

Shcherba V.E., Pavluchenko E.A., Kuzhbanov A.K. (Omsk State Technical University). The problem of developing multipurpose technical devices is becoming more and more topical nowadays. With regard to the combination of functions of devices, the problem of increasing the overall performance of each device in the incorporated unit should be posed. To meet this requirement a new technical pump compressor device has been developed which combines the functions of a the pump and a compressor in one unit thus increasing the efficiency of their work.

Задача создания многофункциональных технических устройств в последнее время становится все более актуальной. При совмещении функций устройств должна ставиться задача повышения эффективности работы каждого из устройств в объединенном агрегате. Этому требованию удовлетворяет новое техническое устройство «насос-компрессор» с газовым демпфером, объединяющее функции насоса и компрессора в одном агрегате и повышающее эффективность их работы.

Целью настоящей работы является создание методики расчета процессов сжатия и расширения поршневого насоса с газовым демпфером. Для этого вычленим из насоса-компрессора насосную секцию с газовым демпфером (рис.1).

Система основных допущений запишется в следующем виде: капельная жидкость сжимаема и подчиняется закону Гука, сжимаемый газ подчиняется закону идеального газа, распределение термодинамических параметров в газовой и жидкостной полостях насос-компрессора однородно, стенки рабочей полости являются абсолютно жесткими, растворением газа в жидкости можно пренебречь.

Для получения аналитического решения примем, что сжатие газа в газовой полости осуществляется изотермически, утечки и перетечки жидкости в рабочей полости насоса отсутствуют.

После всех преобразований итоговое уравнение запишется в виде:

$$\frac{P_{zi}V_{zi}}{(V_{zi}-\Delta V_z)} = P_{wi} + E_w \ln\frac{V_{wi}}{(V_{wi}-\Delta V_w)} \quad (1)$$

Решая уравнение (1) относительно ΔV_w, получаем:

$$\Delta V_w = \frac{-\left(P_i + \frac{V_{zi}E_w}{V_{wi}} - \frac{E_w}{V_{wi}}\Delta V_k\right) - \sqrt{\left(P_i + \frac{V_{zi}E_w}{V_{wi}} - \frac{E_w\Delta V_k}{V_{wi}}\right)^2 + 4\frac{E_w}{V_{wi}}(P_i\Delta V_k) -}}{2E_w/V_{wi}}. \quad (2)$$

Значение ΔV_z определится как

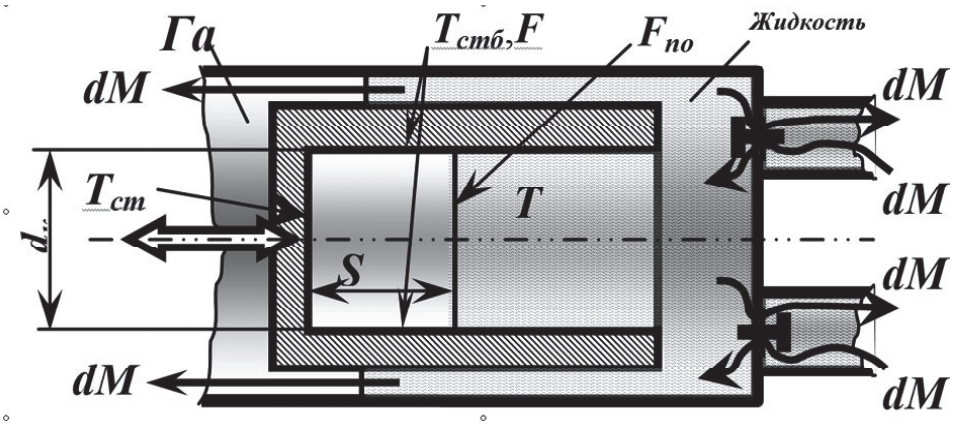


Рис. 1 Расчетная схема насосной секции поршневого насос-компрессора с газовым демпфером

$\Delta V_г = \Delta V_k - \Delta V_w$, а значение давления в следующий момент времени P_{i+1} по уравнению:

$$P_{гi+1} = \frac{P_{гi} V_{гi}}{\left(V_{гi+1} - \Delta V_г\right)}. \qquad (3)$$

В общем случае, сжатие газа в демпферной полости не изотермическое, а описывается уравнением политропы.

$$P\upsilon^n = const.$$

Величина показателя политропы n меняется и находится в пределах от 1 до 1,4 (в зависимости от количества отводимой теплоты сжатия в газовой полости). Тогда, уравнение (1) преобразуется к виду:

$$\frac{P_i V_{гi}^{\,n}}{\left(V_{гi} - \Delta V_k + \Delta V_w\right)} n = P_i + \\ + E_w \ln \frac{V_{wi}}{\left(V_{wi} - \Delta V_w\right)} \qquad (4)$$

Уравнение (4) представляет собой нелинейное алгебраическое уравнение относительно ΔV_w. Его решение необходимо проводить одним из численных методов, например, методом бисекции. Значение показателя политропы зависит от частоты вращения приводного вала и объема газовой полости. Чем выше частота вращения и чем больше объем газовой полости – тем выше . На практике эта зависимость определяется экспериментально.

Численные и аналитические решения позволяют интерпретировать физическую модель совместного сжатия газа и жидкости в насосе следующим образом. На первой фазе процесса сжатия до точки К жидкость остается практически несжимаемой и все изменение объема рабочей полости, обусловленное кинематикой механизма привода, затрачивается на сжатие газа. Во второй части процесса сжатия после точки К (с увеличением давления от 2 до 6 бар.) наблюдается уже не только сжатие газа, но и сжатие жидкости. При этом кривая давления после точки К начинает приближаться к кривой давления характерной для сжатия чистой жидкости.

Анализируя результаты приближенного решения, полученного по уравнению (2) и (1), необходимо отметить, что характер кривых, аналогичен. Однако, учитывая приближенный характер полученного решения, ошибка в определении мгновенного давления в процессе сжатия накапливается и результаты по определению относительной погрешности изменения давления в процессе сжатия позволяют сделать вывод, что эта ошибка к концу процесса сжатия может достигать значения 60-70 %. При малых давлениях нагнетания эта ошибка достигает порядка 20-30 %.

Библиографический список

1. Щерба В.Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия. М. Наука, 2008. 320 с.

2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

3. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 326 с.

УДК 534. 23:621

ПРОБЛЕМА ИДЕНТИФИКАЦИИ ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ АКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

© 2012 В.Н. Калабухов

Самарский государственный университет

THE PROBLEM OF IDENTIFYING THE MAIN NOISE SOURCES OF THE GAS TURBINE ENGINE DURING ACOUSTIC TESTS

Kalabukhov V.N. (Samara State University). The paper assesses the influence of the test stand surface on the noise suppression means for the gas-turbine engine jet blast. It has been established that with the exhaust velocity of the engine nozzle edge below the sound velocity, the jet blast noise is entirely determined by the shear noise. The transfer of the acoustic energy of the near field to the far field results in reproportioning between the intensities of the fan and the blast noises.

Каждый источник шума ГТД характеризуется своей направленностью излучения и согласно [1], влияние поверхности стенда на распространение звуковых волн от этих источников будет различным. Следовательно, частотные характеристики основных источников шума ГТД вблизи поверхности стенда будут отличаться от аналогичных характеристик в свободном пространстве. Поэтому при идентификации основных источников шума ГТД на открытом стенде необходимо учитывать перенос звуковой энергии из ближнего поля в дальнее поверхностными волнами (ПВ).

Известно, что механизм генерации звука включает два типа взаимодействия, которые обуславливают “собственный” и “сдвиговой” шум турбулентного газового потока. Для расчетной оценки влияния поверхности стенда на эффективность средств шумоглушения струи можно использовать общие соотношения [1]. Однако, при расчете частотных характеристик реактивной струи как с акустическими мероприятиями, так и без них, по этим формулам, необходимо знание тензоров спектральной плотности H_{jm}, H_{jlmn} “сдвигового” и “собственного” шумов от элементарного объёма. В общем случае определение тензоров спектральной плотности H_{jl}, H_{jlmn} в настоящее время не представляется возможным и поэтому, используя упрощающие предположения относительно структуры турбулентного газового потока, проведем оценку влияния поверхности стенда на эффективность средств шумоглушения реактивной струи.

Уровни шума струи в децибелах запишем в виде:

$$L^c_{ij} = 10lgJ_{ijсдв} + 10lg\left(1 + \frac{J_{ijсоб}}{J_{ijсдв}}\right).$$

Как известно, в случае однородной изотропной турбулентности в свободном звуковом поле, можно записать:

$$\frac{J_{ijсоб}}{J_{ijсдв}} = \frac{M^2_{кi}}{k_0 cos^2\varphi_j\left(1 - M_{кi}cos\varphi_j\right)^2 + \alpha_0^2 M^2_{кi}},$$

где $k_0 = 30$ – коэффициент пропорциональности. Отсюда следует, что при скорости истечения на срезе сопла меньшей скорости звука и углах $\varphi_j \neq 90^0$ шум реактивной струи полностью определяется “сдвиговым” шумом. Поэтому акустические мероприятия, направленные на уменьшение “собственного” шума струи будут неэффективными.

Чтобы показать, что влияние поверхности стенда на распространение звуковых волн от основных источников шума ГТД будет различным, рассмотрим следующую схему излучения низкочастотного шума авиационного двигателя. Пусть шум ГТД состоит из шума вентилятора J_{Bij} и шума струи J_{cij}. Принимая во внимание, что шум вентилятора доминирует над шумом струи на низких частотах, для шума ГТД в свободном пространстве запишем:

$$L^c_{ij} = 10lgJ_{Bij} + 10lg\left(1 + \frac{J_{cij}}{J_{Bij}}\right);\ \ \frac{J_{cij}}{J_{Bij}} \ll 1.$$

Из данного выражения следует, что для уменьшения шума ГТД необходимы средства шумоглушения, направленные на уменьшение

шума вентилятора. Однако, перенос звуковой энергии ближнего поля в дальнее приводит к изменению соотношения между интенсивностями шума вентилятора и струи. Причем шум вентилятора на открытом стенде распространяется по закону близкому к сферическому, а шум дозвуковой струи по закону близкому к цилиндрическому. Полученный результат можно объяснить, если вспомнить, что вентилятор является дипольным источником шума, а реактивная струя квадрупольным. Поэтому нормальные волны вентилятора переносят меньше звуковой энергии из ближнего поля в дальнее, чем НВ дозвуковой реактивной струи. Следовательно, вклад НВ в общее звуковое поле реактивной струи значительно превосходит вклад НВ в общее поле вентилятора. Таким образом, при исследовании акустических характеристик ГТД на открытом стенде необходимо учитывать НВ волны, которые переносят звуковую энергию ближнего поля в дальнее, и тем самым искажают диаграмму направленности и частотную характеристику основных источников шума ГТД.

Библиографический список

1. Калабухов В.Н., Загузов И.С., Федечев А.Ф. Генерация шума дозвуковой реактивной струи вблизи локально реагирующей поверхности // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. ак. С.П. Королева. Самара, 2006. №2(10). Ч.1. С. 56- 60.

УДК 534.61

ПУТЬ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

© 2012 Э.Г. Берестовицкий[1], В.И. Голованов[2], Ю.Н. Завьялов[3]

[1] ОАО «Концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург
[2] ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург
[3] КБ «Армас» ЦТСС, Санкт-Петербург

WAYS TO IMPROVE THE HYDRAULIC AND ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF PIPELINE FITTINGS

Berestovitsky[1] E.G., Golovanov[2] V.I., Zavyalov[3] U.V.[1] ([1]Concern "Research and Production Association "Avrora"" OJSC, St.-Petersburg,[2] Federal State Unitary Enterprise "Academician A.N.Krylov Central Research Institute", St.Petersburg,[3] Design Bureau "Armas" Shipbuilding and Ship Repair Technology Centre, St.-Petersburg). *The paper deals with the issues of ship fitting model tests. It presents the new methods of improving the hydraulic and acoustic characteristics of high-capacity fittings with high Reynolds numbers for air operating environment.*

Одной из основных характеристик трубопроводной арматуры, которая необходима для выполнения гидравлического расчета трубопроводных систем, является ее гидравлическое сопротивление. Методы, позволяющие на стадии проектирования уверенно рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) элементов со сложной проточной частью, в настоящее время отсутствуют, поэтому их определение проводится на стенде. Стендами для измерения гидравлических и виброакустических характеристик арматуры, обладают санкт-петербургские предприятия – КБ «Армас» ЦТСС и НПО «Аврора». Они позволяют проводить измерения характеристик арматуры с рабочей средой «вода», с диаметрами до 250 мм при расходах до 400 м^3/час.

Однако имеется судовая арматура, которая не может быть испытана на существующих стендах. Это большепроходная арматура, диаметры условного прохода которой больше 300 мм, а расходы рабочей среды превышают возможности, обеспечиваемые стендовым оборудованием. Эти изделия принципиально невозможно испытать на существующих стендах. Также очень сложно на готовом изделии отработать профиль проточной части так, чтобы устранить в ней застойные зоны, возвратно – отрывные течения и зоны интенсивного вихреобразования, которые приводят как к росту гидравлического сопротивления, так и к ухудшению их виброакустических характеристик. С этой целью целесообразно применять модельные испытания.

Определение гидравлических характеристик арматуры производится на моделях. Для ускорения, простоты и экономии средств эти ис-

следования целесообразно проводить на рабочей среде - «воздух». В процессе экспериментальных исследований модели определяются среднерасходная скорость рабочей среды, потери давления на модели, а также температура воздуха. В зависимости от температуры рассчитывается плотность воздуха, по полученным данным рассчитывается КГС изделия следующим образом:

$$\zeta = \frac{\rho \cdot V^2}{2 \cdot \Delta P}$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления; ρ – плотность воздуха при температуре, имеемой на момент проведения испытаний; V – среднерасходная скорость воздуха; ΔP – потери давления на модели.

При экспериментальном определении КГС на модели необходимо учесть тот факт, что непосредственный перенос модельных результатов в натурные условия возможен только в том случае, если течения рабочих сред в модельных и натурных элементах происходит в условиях развитой турбулентности. Иными словами исследования моделей арматуры на рабочей среде «воздух» необходимо проводить при достаточно больших числах Рейнольдса [1], т.е. в зоне автомодельности. При выполнении этого условия безразмерный КГС не зависит от числа Рейнольдса, т.е. он одинаков как для натурного элемента на рабочей среде «вода», так и для модели элемента на рабочей среде «воздух» вне зависимости от скорости потока рабочей среды при соблюдении полного геометрического подобия проточных частей. Наиболее просто модели для проведения испытаний на рабочей среде «воздух» изготавливать из дерева или твердого пенопласта.

Кроме определения КГС в ходе модельных испытаний определяются также и места формирования в проточной части застойных зон, возвратно – отрывные течений, а также зон интенсивного вихреобразования. По результатам испытаний разрабатываются и в проточной части устанавливаются конструктивные элементы, устраняющие или хотя бы уменьшающие отрицательное влияние вышеперечисленных факторов. После этого испытания вновь повторяются.

По мере устранения отрицательных факторов в потоке рабочей среды уменьшается гидравлическое сопротивление рассматриваемого элемента. При этом, поскольку шум и вибрация арматуры пропорциональны коэффициенту гидравлического сопротивления [2], то, соответственно, уменьшаются и они. Подобная методика освоена в КБ «Армас» ЦТСС.

Результаты испытаний, показывают, что гидравлическое сопротивление большепроходной гидравлической арматуры, проточная часть которой отработана на масштабных моделях, уменьшается в полтора – два раза, при этом уровни ее вибрации снижаются на 4 – 5 дБ.

Библиографический список

1. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика, М., “Стройиздат”, 1965.

2. Будрин С.В., Голованов В.И. Возбуждение вибрации элементов судовых систем протекающей рабочей средой. // Труды конференции “Военно-морской флот и судостроение в современных условиях”. Секция А. том 4. С.-Пб, 1996.

УДК 621.924.93

СНИЖЕНИЕ ПИКОВОЙ НАГРУЗКИ ПРИ РЕВЕРСЕ МУЛЬТИПЛИКАТОРОВ СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

© 2012 И.И. Сазанов, С.В. Лядник

Московский государственный технический университет “Станкин”

REDUCING THE PEAK LOAD WITH THE REVERSE EXTRA-HIGH PRESSURE BOOSTER

Sazanov I.I., Lyadnik S.V. (Moscow State Technological University “Stankin”). The paper deals with the issues of employing a hydraulically-driven booster for hydroabrasive treatment machines. The research included comparative studies of pressure oscillations at various points of a standard pump and of the developed booster.

Техника сверхвысоких давлений всё чаще используется для решения разнообразных технических задач. Она успешно применяется во многих областях от медицины до производства аэрокосмической техники из самых разнообразных материалов.

Однако, самым быстро развивающимся направлением использования сверхвысокого дав-

ления является гидроабразивная обработка Главным узлом в гидрорезных станков является насосный агрегат способный длительное время работать при давлениях порядка 300-600МПа.

Такие давления создают ряд значительных трудностей при уплотнении подвижных элементов насосного агрегата, при обеспечении необходимой прочности и долговечности его основных узлов, и др.

Кроме высоконапорной части насосного агрегата, существуют определённые проблемы и в его приводной части. В качестве привода насоса может использоваться как прямой механический, так и мультипликаторный. Схема

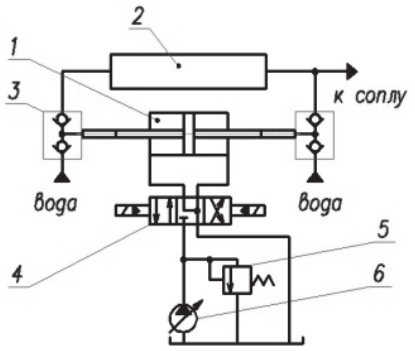


Рис.1. Принципиальная схема мультипликатора давления:
1 – мультипликатор, 2 - ресивер, 3 – клапанный блок, 4 – распределитель, 5 – предохранительный клапан, 6 - регулируемый насос

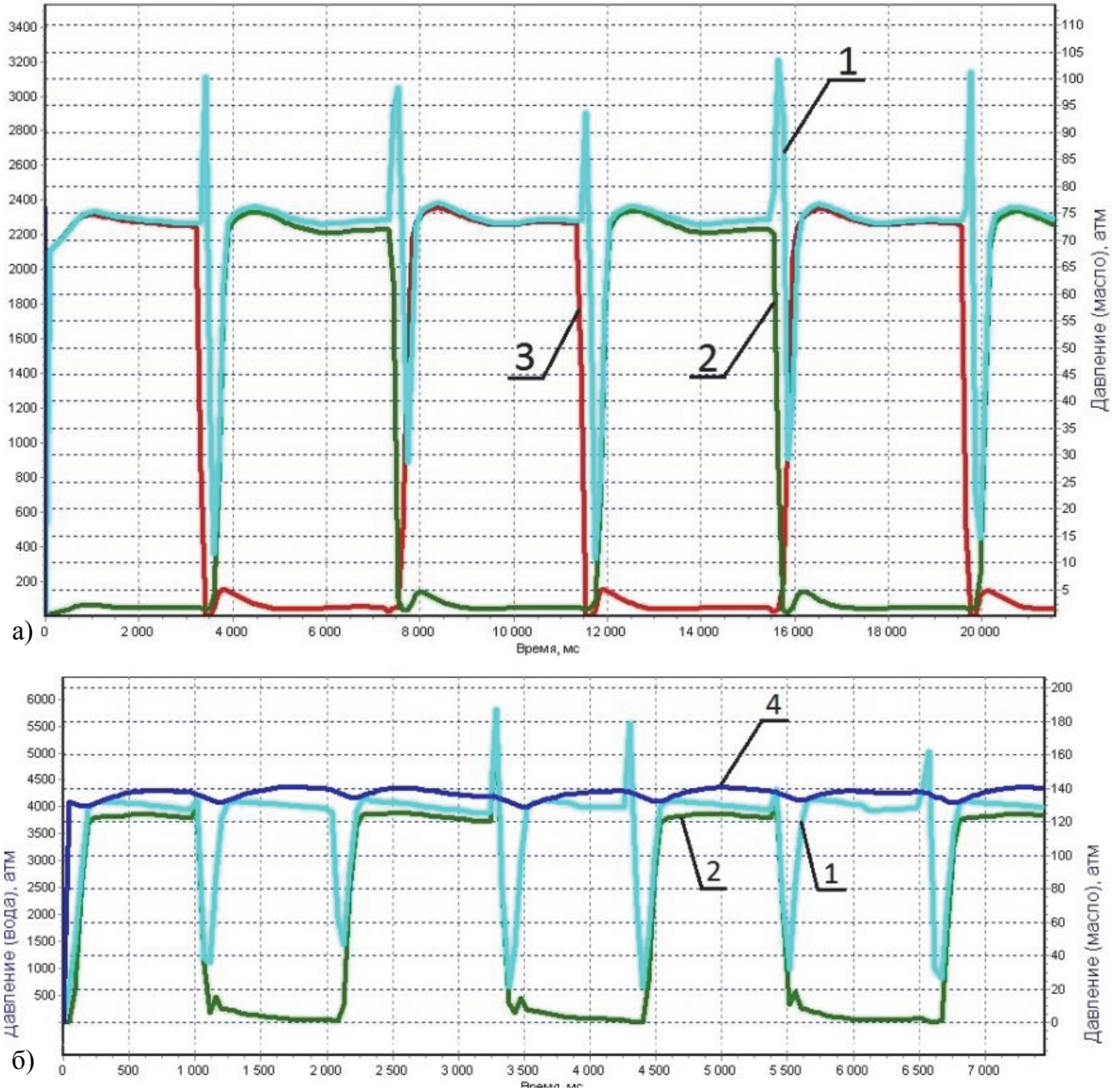


Рис. 2. Графики давления мультипликаторов сверхвысокого давления:
а) -отечественная насосная станция, 1-давление перед распределителем, 2-давление в одной полости мультипликатора, 3-давление во второй полости мультипликатора. б)-серийный насос UHDE 6045, 1-давление перед распределителем, 2-давление в одной полости мультипликатора, 4-сверхвысокое давление

мультипликатора с гидравлическим приводом представляет собой наиболее распространённую архитектуру насоса сверхвысокого давления (рис.1).

В связи с высокой мощностью насосных агрегатов, достигающей у некоторых серийных моделей 200кВт, возникает необходимость в минимизации провалов и пиков давления появляющихся при смене направления "закачки" мультипликатора.

Нами были проведены исследования этих процессов в немецком насосе UHDE 6045 и отечественном мультипликаторе, совместно разработанном ЭНИМСом и МГТУ "Станкин". Картины оказались очень похожи (рис. 2).

Анализ графиков показал, что у обоих насосов наблюдаются значительные пики давления составляющие до 50% величины рабочего давления, кроме того у немецкого насоса данные пики непостоянны по величине и на некоторых тактах установившегося режима просто отсутствуют. Так же, было установлено, что причинной данных пиков и провалов давления является использование стандартных реверсивных распределителей. Оказывается, что профилирование распределителей выпускаемых серийно не позволяет обеспечить необходимое быстродействие. Кроме того требуется определённая величина перекрытия, иначе неизбежно возникновение пиков либо провалов давления, что приводит к значительным перегрузкам в мультипликаторе и всей высоконапорной части.

В настоящее время проводятся работы по совершенствованию конструкции золотниковой пары распределителя масляного контура НСВД позволяющего уменьшить пиковые нагрузки в насосе.

УДК 621.624

ВИБРОШУМОЗАЩИТА ДАТЧИКОВОЙ АППАРАТУРЫ ОТ ПАРАЗИТНЫХ СТРУКТУРНЫХ ШУМОВ НА ОСНОВЕ МАТЕРИАЛА «МЕТАЛЛОРЕЗИНА»

© 2012 Ю.К. Пономарев, О.Б. Симаков, И.К. Михалкин, А.И. Ермаков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PROTECTION OF SENSORS AGAINST VIBRATION AND NOISE ON THE BASIS OF ELEMENTS OF THE «METALRUBBER»MATERIAL

Ponomaryov U.K., Simakov O.B., Mikhalkin I.K., Yermakov A.I. (Samara State Aerospace University). The paper presents the results of developmental and technological study of low pass mechanical filters on the basis of the unique elastic and porous wire material called "metalrubber" created in the 1960s at Samara State Aerospace University named after Academician S.P.Korolyov

В настоящее время при создании газотурбинных силовых установок, применяемых в железнодорожном транспорте, а также в газоперекачивающих станциях, в станциях, генерирующих электрическую энергию, применяются разнообразные датчики, как правило, работающие в условиях широкого диапазона температур и интенсивной вибрации и шума. Имеются известные механические фильтры нижних частот, предназначенные для собственной виброзащиты датчиков (например, фильтры UA 0559, фирма Брюль и Кьер [1]). Внутреннее демпфирование этих механических фильтров, по данным фирмы – изготовителя, является оптимальным в температурном диапазоне от +20 до +50°С. В области более низких температур увеличивается жесткость резинового сердечника механического фильтра, что автоматически приводит к увеличению резонансной частоты и уменьшению степени демпфирования системы акселерометр – механический фильтр. Наоборот, в области более высоких температур происходит уменьшение жесткости резинового сердечника фильтра и, следовательно уменьшение резонансной частоты и степени демпфирования упомянутой механической системы (рис. 1 в работе [2]).

Из указанного графика работы [2] видно, что частота среза при изменении температуры от минус 20°С до плюс 100°С меняется от 0,3 до 2,5 раза по отношению к базовой частоте среза, полученной при 20°С. В связи с этим, создание механического фильтра нижних частот, у которого частота среза и демп-

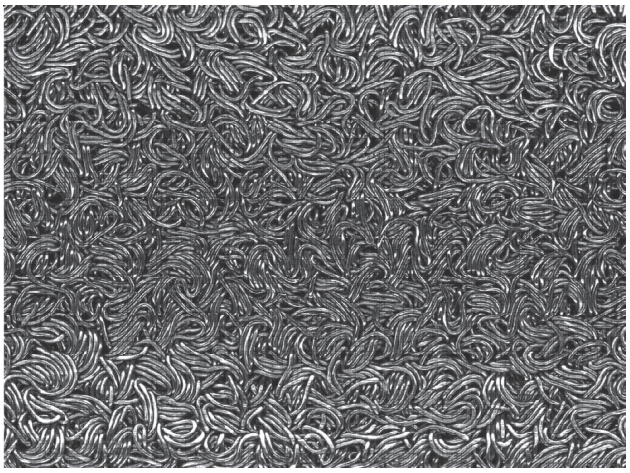


Рис. 1. Рельеф поверхности материала МР («металлорезины»)

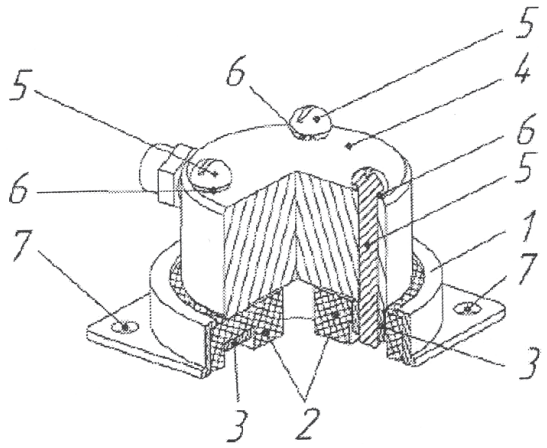


Рис. 2. Внешний вид датчика, размещенного на механическом фильтре из материала МР

фирование не зависят от температуры эксплуатации датчика, является актуальной задачей.

С этой целью в СГАУ был разработан механический фильтр [3] на базе упруго-пористого материала МР («металлорезина») [4]. Материал представляет собой пористую металлическую структуру, получаемую путем холодного прессования заготовки из проволочной спирали в детали требуемых форм и размеров. Он обладает высокой статической и динамической прочностью, эластичностью, способностью работать в условиях высоких и низких температур, в агрессивных средах, имеет практически неограниченный срок хранения. Внешний вид поверхности материала МР после прессования детали в окончательные размеры показан с увеличением на рис. 1, а фильтр из «металлорезины» с размещенным на нем датчиком – на рис. 2. Конструктивно фильтр нижних частот состоит из корпуса 1, упругодемпфирующего элемента 2 из опрессованного проволочного материала, металлической поддержки 3. Датчик 4, являющийся объектом виброударозащиты, крепится к фильтру с помощью винтов 5 с упругими контровочными шайбами 6. Для крепления фильтра на вибрирующем основании на квадратном фланце корпуса 1 выполнены отверстия 7.

Упругодемпфирующий элемент 2 фильтра выполнен в виде тела вращения (фиг. 3) с одним центральным и тремя равномерно размещенными на поверхности канавки отверстиями. Своей боковой цилиндрической поверхностью упругодемпфирующий элемент 2 устанавливается с натягом внутрь корпуса 1.

Внутри кольцевой канавки упругодемпфирующего элемента 2 установлена поддержка 3, выполненная в виде шайбы с жестко прикрепленными к ней или выполненными за одно целое тремя футорками с внутренними резьбовыми отверстиями. Оси резьбовых отверстий в футорках совпадают с соответствующими гладкими отверстиями датчика 4 и упругодемпфирующей прокладки 2. Корпус фильтра 1 выполнен в виде тонкостенной металлической пластины прямоугольной или квадратной формы в плане с цилиндрическим выступом Z- образного поперечного сечения на одной из его плоскостей и с четырьмя отверстиями 17 для крепления к вибрирующему основанию. Центральное отверстие упругодемпфирующей прокладки 2 служит для подвода охлаждающего воздуха, снижающего температуры как датчика, так и материала прокладки 2.

Авторами выполнен цикл испытаний образцов механических фильтров из материала МР на динамическом стенде 4702 фирмы Брюль и Кьер с вибродатчиками СА-134 (фирма «Vibrometer», Швейцария, массой 122,55 г. и резонансной частотой 14 кГц и ВДИ-101 М массой 142,4 г. и резонансной частотой 9 кГц. Фильтр успешно прошел ресурсные испытания на двигателе и показал в диапазоне рабочих частот 20-1000 Гц неравномерность АЧХ 0,6 дБ, что соответствует требованиям ТЗ. После некоторой доработки технологического порядка было установлена резонансная частота фильтров в диапазоне 2,3…2,6 кГц, а затухание вне полосы пропускания 20…30 дБ/окт. Кроме того, варианты разработки готовятся для использования в системе измерений вибрации путеизмерительных вагонов КВЛ-П2, КВЛ-П3, КВЛ-Эра производства НПЦ ИНФОТРАНС (г. Самара), а также для защиты кабины опера-

торов маневровых тепловозов от виброшумового потока дизеля на Брянском машиностроительном заводе.

Библиографический список

1. Каталог продукции фирмы Брюль и Кьер. URL: http://www. bksv.com/markets (дата обращения (4.06.2012).

2. Разработка механических фильтров нижних частот на основе материала «Металлорезина» / Ю.К. Пономарев, А.И. Ермаков, Ф.В. Паровай и др. // В сб. «Новые информационные технологии в научных исследованиях и образовании». Материалы XV Всероссийской науч. техн. конф., Рязанский гос. радиотехн. ун.-т, 2010. С. 310 – 312.

3. Патент РФ на ПМ № 93912 – Виброизолятор – фильтр нижних частот для датчиковой аппаратуры / Пономарев Ю.К., Ермаков А.И., Паровай Ф.В., Царев В.И., Иткин В.В., Васюков Е.С. / Заявка № 2009145776/22 от 09.12.2009. Опубл. 10.05.2010.

4. Авт. свид. СССР № 136608, Кл. 47а,8. Упругий элемент для системы демпфирования/ А.М.Сойфер, В.Н.Бузицкий, В.А.Першин. Заявл 27.07.60, опубл. 09.10.61, Б.И.№ 5.

УДК 620.179.111

ОПЫТ БОРЬБЫ С ШУМОМ И ВИБРАЦИЕЙ, ГЕНЕРИРУЕМЫХ ПОЛИРОВАЛЬНЫМИ СТАНКАМИ ТИПА Ш-15

© 2012 Ю.Н. Проничев, Ю.К. Пономарев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PRACTICAL EXPERIENCE OF CONTROLLING NOISE AND VIBRATION GENERATED BY POLISHING MACHINES OF THE SH-15 TYPE

Pronichev U.N., Ponomaryov U.K. (Samara State Aerospace University). The paper describes the experience of operational development allowing to control noise and vibration of the polishing machine of type Sh–15 by means of providing the required quality of surfaces of the gas-turbine engine blades produced at OJSC «Nikolay Kuznetsov». The operational development was carried out by means of placement between the rotor of the machine and its case of a specially designed multilayer corrugated damper fitted tightly.

Для машиностоительных предприятий весьма актуальной является борьба с шумом и вибрацией вследствие ее вредного влияния на человека. В рамках программ научно-технического сотрудничества с предприятиями, входящими в ОАО «Николай Кузнецов» авторами в свое время была проведена работа по снижению вибрации на корпусе полировального станка типа 6846 - 0026 (тип Ш – 15) на предприятии СМПО им. М.В.Фрунзе (г. Самара). Произведенный замер уровня вибрации на корпусе этого станка показал, что практически во всем диапазоне частот наблюдается превышение замеренного уровня вибрации над нормативным (рис.1). Источники вибрации - неуравновешенность абразивного или полировального круга и несовершенство подвеса электродвигателя. Наибольший уровень виброскорости соответствует октавным полосам частот, в которых находится частота вращения шпинделя электродвигателя (47 - 50Гц) и частота вращения ротора (67 и 125Гц).

Расчет динамики ротора станка Ш-15, проведенный по модели одномассового ротора с демпфером, петля гистерезиса которого имеет вид эллипса, дал оптимальные значения радиальной жесткости опор $C_{опт}$ =1.35×10^5 Н/м и коэффициент рассеяния энергии $d_{опт}$ =7.3×10^4 Нс/м (y = 3.5). Под эти значения по методике [2] был спроектирован пластинчатый демпфер, профиль гофров лент и основные размеры ко-

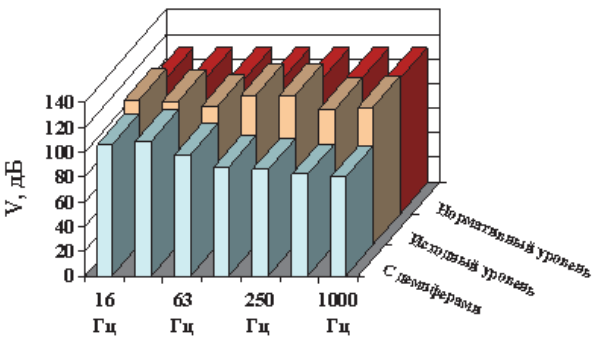


Рис. 1. Распределение уровней вибрации на руках операторов по частотам до и после мероприятий по установке демпферов в опоры станка Ш-15

торого показаны на рис.3. Пакет лент для левой опоры состоял из 10 шт, а для правой опоры – из 20 шт.

Материал лент - сталь Х15Н9Ю с термообработкой до твердости HRC =78...81. Для термофиксации пакетов гофрированных лент и их установки в изделие были спроектированы и изготовлены специальные приспособления, представляющие собой цилиндрический корпус с волнистой внутренней поверхностью, набором сегментов с внешними волнистыми поверхностями, эквидистантными внутренней волнистой поверхности корпуса, внутренними конусными поверхностями, внутрь которых устанавливается конусный стержень. Запрессовывая вдоль оси приспособления конусный стержень, осуществляется заневоливание пакетов лент, которые затем термофиксируются по специальной технологии ОАО «Николай Кузнецов» [2, 3] .

Основная идея снижения шума при использовании многослойного гофрированного демпфера состоит в следующем. При генерации шума от абразивных кругов, вращающихся подшипников, неуравновешенного ротора шливовального станка, структурный шум многократно отражается от большого числа слоев демпфера, разделенных масляными слоями, за счет чего и происходит гашение его интенсивности.

Методики расчета жесткостных и демпфирующих характеристик для случая прецессионного движения цапфы станка и использованные в настоящей работе, приведены полностью в работах [1, 2, 4], расчет на прочность – в [3].

В результате этих мероприятий удалось снизить уровень вибрации полировального станка Ш-15 до допустимых значений (см. рис. 1) и практически избавиться от возникновения виброболезни у операторов-полировщиц предприятия.

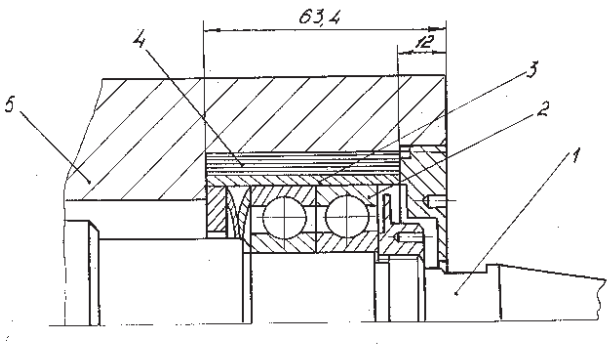


Рис. 2. Конструкция узла опоры шпинделя полировального станка Ш-15:
1– вал ротора; 2 – два шарикоподшипника; 3 – втулка демпфера; 4 – пластинчатый демпфер; 5 – корпус

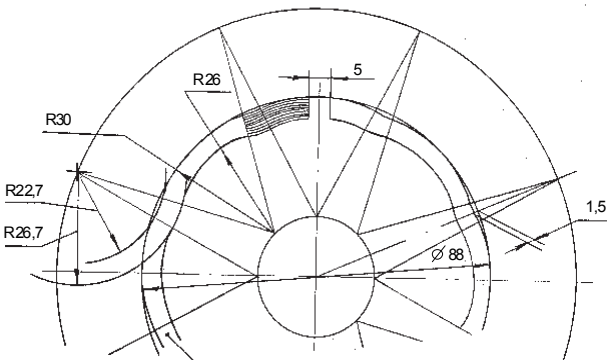


Рис. 3. Профиль гофров лент демпфера опоры шпинделя полировального станка Ш-15

Библиографический список

1. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов / Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Проничев, Д.Е. Чегодаев и др. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П.Королева, 1998. 234 с.

2. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П.Королева, 1997. 334 с.

3. Расчет и конструирование средств виброзащиты сухого трения / В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, А.И. Белоусов и др. [под ред. докт. техн. наук, профессора Ю.К.Пономарева]. Самара: СамГУПС, 2005. 207 с.

4. Пономарев Ю.К. Прецессионный гистерезис в опорах роторов турбомашин // Проектирование и доводка авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1990.С. 103-106.

УДК 629.11

ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДРОБЛЕНЫХ СТРУКТУР ПРОДУКТОВ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПОРИСТЫХ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

© 2012 А.В. Краснов, М.И. Фесина

Тольяттинский государственный университет

EXPLORING THE ACOUSTIC EFFICIENCY OF CRUSHED STRUCTURES RESULTING FROM RECYCLING POROUS SOUND-ABSORBING MATERIALS

Krasnov A.V. , Fesina M.I. (Togliatti State University). The paper presents the findings of acoustic studies of the concepts of noise control devices containing a crushed porous structure of sound-absorbing materials. It illustrates the possibility of manufacturing products using sound-absorbing materials from the recycled parts and components dismantled from various technical facilities that have completed their life cycle, as well industrial and technological wastes and production scrap. It also describes the improvement achieved by using these concepts and indicates some environmental and cost benefits of using noise-damping devices containing crushed porous sound-absorbing structures.

Для снижения негативного шумового излучения различных шумоактивных технических объектов типа транспортных средств, производственно-технологического оборудования, энергетических установок, систем вентиляции и кондиционирования воздуха, электрических машин, бытовой техники, с обеспечением эффекта улучшения акустической комфортабельности в жилых, производственных и общественных зданиях, широкое применение находят шумопоглощающие конструкции, содержащие в своем составе монолитные пористые (волокнистые, вспененные открытоячеистые) звукопоглощающие материалы (ЗПМ).

Существенным недостатком использования подобных шумопоглощающих конструкций являются неудовлетворительные показатели их экологической безопасности, обуславливаемые негативным воздействием на окружающую среду. Оно формируется как при добыче исходного сырья, так и при производстве из него акустических материалов и шумопонижающих деталей. Также существует проблема экологически чистой и безопасной их утилизации по завершению жизненного цикла. Наряду с этим, отмечается недостаточно высокая акустическая эффективность пористых звукопоглощающих структур материалов.

Одним из эффективных путей решения указанных технических проблем является, предлагаемое авторами, возобновляемое использование модифицированного пористого звукопоглощающего слоя, образованного обособленными дроблеными фрагментированными звукопоглощающими элементами. Указанные обособленные дробленые фрагментированные звукопоглощающие элементы предлагается изготавливать из идентичных или различных типов структур и марок звукопоглощающих материалов, с идентичными или отличающимися физическими характеристиками, химическим составом, пористостью, количеством и сочетанием типов структур пористых слоев в составе одно- и/или многослойных комбинаций, идентичной или отличающейся геометрической формы и габаритных размеров. Наиболее предпочтительно их производить из утилизируемых отходов, представленных в виде технологически переработанных методом дробления пористых звукопоглощающих структур деталей, демонтированных с утилизируемых технических объектов, преимущественно деталей шумоизоляционных пакетов транспортных средств, завершивших свой жизненный цикл, и/или из технологических отходов и брака производства пористых звукопоглощающих материалов и деталей из них.

Эффективность рассматриваемой концепции шумопоглощающих устройств иллюстрируется на примерах фрагментированного дробления образцов плосколистовых звукопоглощающих панелей открытоячеистого пенополиуретана марки АА25SMT (ЗАО НПП «Тэкникал Консалтинг», г. Тольятти), габаритными размерами 1000·1200 мм и толщиной листов 25 мм. Испытания проводились с использованием лабораторно-стендовой установки «Кабина Альфа», содержащей измерительную ре-

верберационную камеру объемом 6,45 м^3. В рабочей зоне пространства реверберационной камеры системой калиброванных громкоговорителей генерировалось диффузное звуковое поле с регистрацией темпа ослабления уровней звуковых давлений в отдельных точках ее пространства (измерения времени реверберации). При исследованиях проводилось определение влияния степени фрагментированного дробления исходных крупногабаритных монолитных образцов плосколистовых звукопоглощающих панелей (1000Ч1200 мм) на малогабаритные фрагменты с регистрацией времени реверберации камеры и соответствующего изменения величины эквивалентной площади звукопоглощения.

Как свидетельствуют полученные результаты акустических исследований, фрагментированное дробление нескольких (1…5 шт.) образцов крупногабаритных монолитных плосколистовых звукопоглощающих панелей (1200·1000 мм), в частности, на 120 малогабаритных фрагментов, размером 100·100 мм, с последующим их хаотичным распределением на опорной монтажной поверхности пола реверберационной камеры «Кабина Альфа», вызывает увеличение значений эквивалентной площади звукопоглощения во всем регистрируемом диапазоне 1/3-октавных полос частот с центрами 400…10000 Гц на величину до 0,32 м^2 (до 31 %), относительно сопоставляемого исходного базового варианта монолитного исполнения. Каждая последующая процедура двукратного увеличения количества малогабаритных звукопоглощающих фрагментов (до 240 шт. и до 480 шт.), при соответствующем двухкратном уменьшении их габаритных размеров (до 100·50 мм и до 50·50 мм), приводит к соответствующему увеличению значений эквивалентной площади звукопоглощения на величину до 0,2 м^2 (до 22%). Эффекты увеличения звукопоглощающей эффективности отмечаются во всем исследуемом диапазоне частот 400…10000 Гц.

Повышенная звукопоглощающая эффективность, достигаемая путем дробления монолитных пористых структур звукопоглощающих материалов на соответствующего типа малогабаритные звукопоглощающие фрагменты, обеспечиваются за счет включения в процесс поглощения звуковой энергии, образуемых многочисленных дополнительных поверхностей пористых торцевых зон дробленого пористого звукопоглощающего материала, а также вследствие формирования сообщающихся межграневых воздушных каналов и полостей между хаотично распределенными фрагментами, которые благоприятно влияют на снижение сопротивления продуванию воздушным потоком и возрастание звукопоглощающего эффекта. Также имеет место реализация механизма усиления дифракционного рассевания энергии звуковых волн, возникающего на многочисленных свободных краевых (граневых) зонах обособленных дроблёных пористых звукопоглощающих фрагментов. Дробление образцов крупногабаритных монолитных пористых звукопоглощающих панелей обеспечивает также снижение динамической жесткости их пористого скелета, что способствует усилению звукопоглощающего и вибродемпфирующего эффектов в составе используемых конструктивных вариантов технических устройств, использующих такого типа модифицированные типы звукопоглощающих материалов.

Выполненные экспериментальные исследования указали на целесообразность использования дробленных пористых модифицированных структур звукопоглощающих материалов, изготовленных, в первую очередь, из продуктов вторичной рециклированной переработки пористых звукопоглощающих материалов деталей и узлов, демонтированных из состава транспортных средств, завершивших свой жизненный цикл, либо аналогичного типа и состояния акустических покрытий (панелей, кожухов, экранов), демонтированных с разнообразного шумоактивного производственно-технологического, или энергетического оборудования, подлежащего вторичной утилизационной переработке, либо производственно-технологических отходов и брака производства шумопонижающих деталей и узлов. Их применение позволит повысить звукопоглощающую эффективность, улучшить экологические свойства и уменьшить себестоимость шумопонижающих конструкций.

УДК 629.11

ЦЕЛЬНОФОРМОВАННЫЕ ШУМОПОГЛОЩАЮЩИЕ СТРУКТУРЫ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

© 2012 А.В. Краснов, М.И. Фесина, А.А. Балуев

Тольяттинский государственный университет

INTEGRALLY MOULDED SOUND-REDUCING STRUCTURES FOR MOTOR VEHICLES ACOUSTIC COMFORT IMPROVEMENT

Krasnov A.V. , Fesina M.I., Baluyev A.A. (Togliatti State University). The paper describes the design and technological concepts of multi-layer acoustic structures intended to reduce noise emission of vehicles. It names the basic effective parameters of composite layers of the front bearing and the mounting the multi-layer acoustic liners on the body structures of vehicles, as well as additional positive effects of their use.

Уменьшение акустического (шумового) излучения автотранспортных средств (АТС) достигается использованием многослойных акустических (звукоизоляционных и звукопоглощающих) структур обивок кузова (далее – МАСОК), производимых из соответствующих типов пористых материалов и деталей на их основе. Такого типа пористые акустические структуры, по аналогичному целевому назначению, могут быть использованы и на других видах шумогенерирующих транспортных средств - на воздушном и водном транспорте, а также в разнообразных шумоактивных энергетических установках, производственном и технологическом оборудовании, бытовой технике.

По одному из вариантов конструктивного исполнения, предлагаемая авторами концепция МАСОК содержит сопряженные между собой лицевую несущую и монтажную части, в которой, лицевая несущая часть выполнена из сплошного воздухонепродуваемого слоя акустического материала, а его структура наделена звукоотражающими звукоизоляционными свойствами. Отличительной особенностью указанного типа МАСОК в сравнении с используемыми типичными конструктивными схемами является то, что в ней сформирована, по крайней мере, одна разделённая тупиковая полость, которая образована периферийной отбортовкой, замкнутая лицевой несущей части и заполнена обособленными дроблёными пористыми звукопоглощающими фрагментами. Используемые дробленые пористые звукопоглощающие фрагменты являются преимущественно продуктами вторичной рециклированной переработки пористых звукопоглощающих структур материалов деталей и узлов шумопоглощающих пакетов, преимущественно демонтированных из состава АТС, завершивших свой жизненный цикл, либо из аналогичного типа и состояния акустических покрытий (панелей, кожухов, экранов), демонтированных с шумоактивного производственно-технологического и энергетического оборудования, подлежащего вторичной утилизационной переработке, либо производственно-технологических отходов и брака производства шумопонижающих деталей и узлов, содержащих пористые звукопоглощающие материалы, подлежащих вторичной утилизационной переработке. Монтажная часть МАСОК ограничена зоной по крайней мере одной, разделённой тупиковой полости, футерована защитным слоем звукопрозрачного нетканого материала или звукопрозрачной газовлагонепроницаемой пленки. Объем, занимаемый каждым из обособленных пористых звукопоглощающих фрагментов, находится в диапазоне $V_ф=8\cdot(10^{-9}…10^{-6})$ м^3, в то время как плотность набивки разделенной тупиковой полости обособленными пористыми звукопоглощающими фрагментами составляет $c_ф=25…60$ кг/м^3. Разделённые тупиковые полости (при многополостных вариантах исполнения МАСОК) могут быть также заполнены обособленными дроблёными пористыми звукопоглощающими фрагментами, изготовленными по типичным технологиям их производства из «новых» полуфабрикатных листовых акустических материалов, подвергаемых последующему технологическому процессу их дробления на фрагменты заданных форм и габаритных размеров. Лицевая несущая часть МАСОК может быть выполнена в виде сформированного объёмного каркасного элемента с многочисленными внутренними разделительными сплошными или перфорированными перегородками или формообразующим внутренним гофрированным закладным пер-

форированным элементом, образующим семейство разделённых тупиковых полостей. Обособленные дроблёные пористые звукопоглощающие фрагменты могут быть изготовлены из различных типов и марок волокнистой и/или вспененной пористых структур звукопоглощающих материалов, с отличающимися физическими характеристиками, различным химическим составом, толщиной, пористостью, количеством и сочетанием типов пористых слоев в составе многослойных пористых структур. Произвольная геометрическая форма обособленных дроблёных пористых звукопоглощающих фрагментов подразумевает, в данном случае, как различную, так и идентичную их геометрическую форму, которая, при этом, должна компромиссно удовлетворять компоновочно-монтажным, технологическим и акустическим (в отношении достижения повышенного шумопоглощающего эффекта) возможностям их помещения внутри разделённой тупиковой полости (семейства разделённых тупиковых полостей), образованной в слое акустического материала лицевой несущей части МАСОК.

Основные отличительные особенности других вариантов конструктивного исполнения МАСОК базируются на использовании разделённой тупиковой полости образованной в структуре лицевой несущей части, изготовленной из сплошного воздухопродуваемого слоя уплотненного пористого звукопоглощающего материала. Воздухопродуваемый слой лицевой несущей части МАСОК регламентирован параметром «удельное сопротивление продуванию воздушным потоком» находящимся в диапазоне 500…4000 Н·с·м^{3}. Семейство разделенных тупиковых полостей в такого типа МАСОК может быть образовано объемным каркасным элементом с внутренними разделительными перегородками сплошной и перфорированной конструкции, формообразующим внутренним гофрированным закладным перфорированным элементом, или гофрированными перегибами – складками лицевой несущей части пористого воздухопродуваемого звукопоглощающего материала.

Рекомендуемый диапазон изменения величин удельного сопротивления продуванию воздушным потоком пористого звукопоглощающего слоя, составленного из дробленых пористых звукопоглощающих фрагментов с заданной плотностью их набивки (наполнения) разделенной тупиковой полости (семейства полостей, формирующих батарею) должен находиться в пределах 200…2500 Н·с·м$^{-3}$. В это же время, указанный физический параметр, регламентирующий свойства защитного или декоративного звукопрозрачного слоя (нетканого полотна, ткани) должен находиться в диапазоне 20…50 Н·с·м$^{-3}$. Рекомендуемые к использованию звукопрозрачные адгезивы, предназначенные для скрепляющих сшивок составных слоев МАСОК, характеризуются удельным поверхностным весом d≤100 г/м^{2} (сплошной слой липкого клеевого вещества) и d≤50 г/м^{2} (сплошной слой термоактивного клеевого вещества). Толщина защитного звукопрозрачного слоя газовлагонепроницаемой пленки составляет 0,0025…0,1 мм, а ее удельный поверхностный вес 20…70 гр/м^{2}. Толщина защитного (декоративного) звукопрозрачного слоя нетканого полотна (тканевого слоя) составляет 0,025…0,25 мм, а его удельный поверхностный вес – 20…300 гр/м^{2}.

Использование предлагаемых конструктивно-технологических концепций МАСОК позволяет реализовывать следующие положительные эффекты:

- повысить шумопонижающую эффективность МАСОК, базирующуюся на усилении механизма дифракционного краевого (граневого) поглощения звуковой энергии, увеличении суммарной площади поверхности пористого вещества, задействованной в процессах звукопоглощения, включения механизма рассеивания энергии звуковых волн, распространяемых в сформированных межграневых воздушных промежутках;

- ослабить экологическое загрязнение окружающей среды производственными и технологическими отходами, за счёт полезной компенсационной замещающей реализации материалов и технологических процессов рециклированной утилизационной переработки пористых звукопоглощающих материалов и шумопонижающих конструкций деталей с пористой вспененной ячеистой и/или капиллярной волокнистой структурой;

- уменьшить экономические затраты на устранение последствий негативного воздействия на окружающую среду, связанного с добычей в меньших количествах исходного технологического сырья, востребованного для последующего производства пористых структур звукопоглощающих материалов, путем их эквивалентной замещающей компенсации утилизируемыми пористыми структурами материалов и деталей.

УДК 629.11

РАЗРАБОТКА СЕМЕЙСТВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШУМОПОГЛОЩАЮЩИХ МОДУЛЕЙ

© 2012 А.В. Краснов, М.И. Фесина, А.А. Балуев

Тольяттинский государственный университет

THE DEVELOPMENT OF FAMILIES OF UNIVERSAL SOUND REDUCING MODULES

Krasnov A.V., Fesina M.I., Baluyev A.A. (Togliatti State University). This paper describes the developed concept of a universal sound-absorbing module designed to reduce noise emissions from a variety of technical objects and presents some options for special cases of sound-absorbing module application design.

Возрастающие объёмы добычи исходного углеводородного (нефть, газ) сырья, используемого для последующего производства пористых звукопоглощающих структур материалов, с учётом невосполнимости этих сырьевых минеральных и углеводородных ресурсов, ведут к их неизбежному истощению, а технологические процессы добычи, транспортировки и технологической переработки - к сопутствующему загрязнению окружающей среды. С другой стороны – значительной технической проблемой является «экологически грязная» вторичная переработка (рециклирование) вспененных открытоячеистых звукопоглощающих веществ, недопускающая их энергетической утилизации путем сжигания.

Решением описанного комплекса экологических проблем может являться использование универсального шумопоглощающего модуля, концепция которого в максимальной степени унифицирована и направлена на улучшение шумопонижающей эффективности, экологических характеристик и снижение себестоимости шумопоглощающих устройств, предназначенных для различного типа шумоактивных технических объектов (транспортных средств, производственно-технологического оборудования, энергетических установок, систем вентиляции и кондиционирования воздуха, электрических машин, бытовой техники и прочих). Некоторые конструктивные концептуальные схемы универсальных шумопоглощающих модулей приведены на рис. 1.

Конструктивные концепции предлагаемых универсальных шумопоглощающих модулей содержат внешнюю несущую оболочку, образующую замкнутую полость, выполненную, в частности, из звукопрозрачного слоя воздухонепродуваемой пленки или воздухопродуваемого нетканого материала (тканевого слоя), или из пористого звукопоглощающего формованного слоя, изготовленного из нетканого волокнистого или вспененного открытоячеистого материала. Полость, образуемая внешней несущей оболочкой, заполняется обособленными дробленными фрагментированными звукопоглощающими элементами, изготовленными из идентичных или различных типов структур и марок звукопоглощающих материалов, с идентичными или отличающимися физическими характеристиками, химическим составом, пористостью, количеством и сочетанием типов структур пористых слоев в составе одно- и/или многослойных комбинаций, идентичной или отличающейся геометрической формы и габаритных размеров. Подобного типа дробленые фрагментированные звукопоглощающие элементы могут производиться из переработанных методом дробления пористых звукопоглощающих структур деталей и узлов, демонтированных с утилизируемых технических объектов, преимущественно деталей шумоизоляционных пакетов транспортных средств, завершивших свой жизненный цикл, и/или из технологических отходов и брака производства пористых звукопоглощающих материалов и деталей из них. Внешняя несущая звукопрозрачная оболочка пленочного типа может быть выполнена полиэстеровой алюминизированной, уретановой, поливинилхлоридной, или из аналогичного типа приемлемых полимерных материалов. Воздухопродуваемая звукопрозрачная оболочка из микроперфорированного фольгового материала предусматривает использование в качестве конструкционного материала алюминия, меди, латуни. Несущая звукопрозрачная оболочка воздухопродуваемого тканевого (нетканого полотна) типа может быть выполнена из материала типа «малифлиз», «филтс», стеклоткань, и т.п.

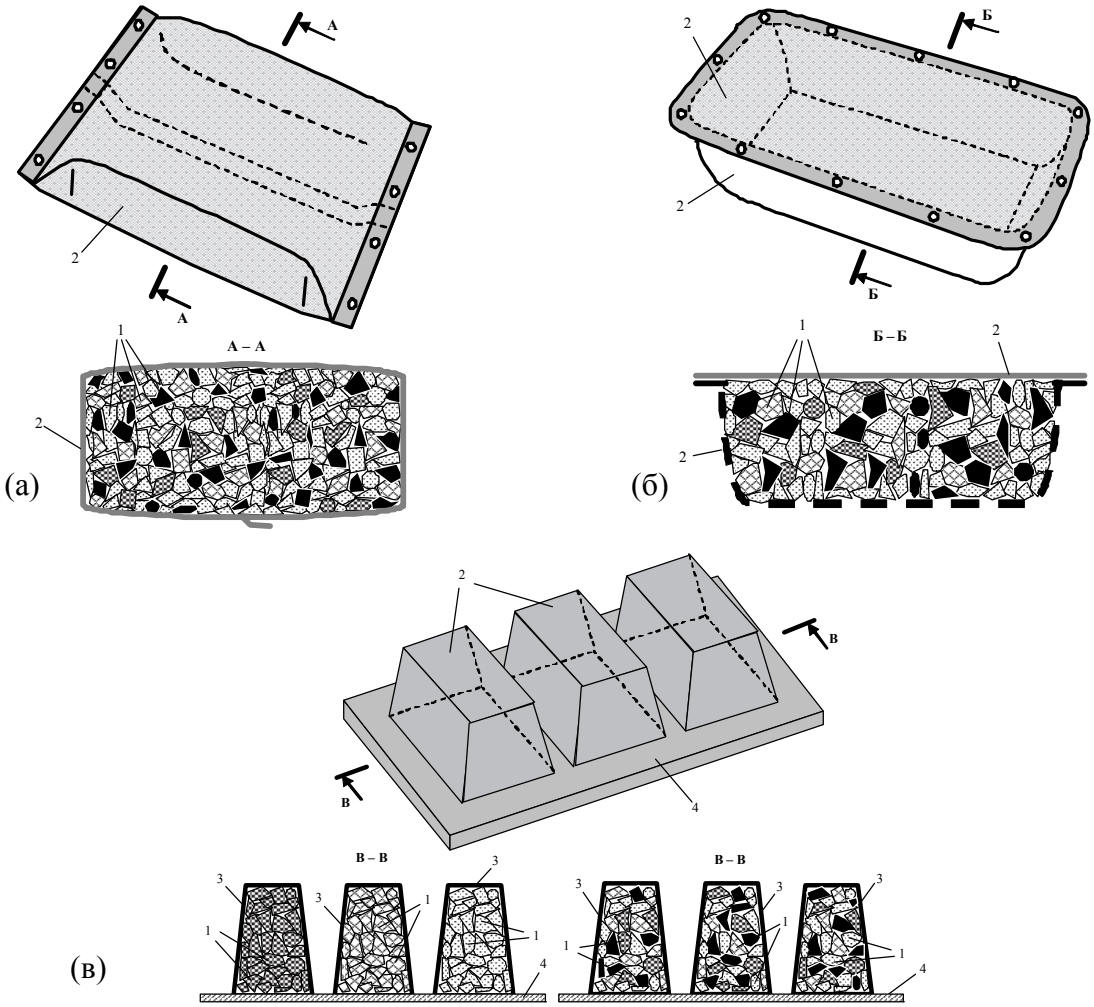


Рис. 1. Конструкция универсального шумопоглощающего модуля пакетированного (а), контейнерного (б) и брикетированного (в) типов:
1 – обособленные дробленые фрагментированные звукопоглощающие элементы; 2 – внешняя несущая звукопрозрачная оболочка; 3 – внешняя несущая цельноформованная звукопоглощающая оболочка; 4 – звукоотражающее основание

УДК 629.11

О НЕКОТОРЫХ РЕЗУЛЬТАТАХ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО СНИЖЕНИЮ ПЕРЕДАЧИ ЗВУКОВОЙ ЭНЕРГИИ В ПАССАЖИРСКИЕ ПОМЕЩЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

© 2012 А.В. Краснов, И.В. Малкин, А.Г. Назаров

Тольяттинский государственный университет

ON SOME RESULTS OF RESEARCH AND DEVELOPMENT ACTIVITIES INTENDED TO REDUCE SOUND ENERGY TRANSMISSION TO MOTOR VEHICLE PASSENGER COMPARTMENTS

Krasnov A.V., Malkin I.V., NazarovA.G. (Togliatti State University). This paper describes the results of an acoustic research and the development of a noise-damping kit for motor vehicle body parts intended to reduce the air transmission of parasitic acoustic energy to its passenger compartment.

Одним из эффективных путей улучшения акустического климата в пространствах пассажирских помещений автотранспортных средств и соответствующего повышения безопасности дорожного движения является минимизация воздушной передачи звуковой энергии из внешних зашумленных пространств (моторного отсека, поддницевой зоны, багаж-

ного отделения и других). На предыдущих этапах работы авторами были проведены исследования путей воздушной передачи звуковой энергии через ограждающие элементы кузовов автотранспортных средств и на примере легковых автомобилей выполнено их ранжирование. При продолжении работы, с учетом полученных результатов, были поставлены цели разработки высокоэффективного комплекта шумопонижающих деталей пассажирского помещения, багажного отделения и моторного отсека автотранспортных средств.

Акустические испытания проводились с использованием трех образцов легковых автомобилей категории М1. На первом этапе был разработан оптимизированный состав шумопонижающих деталей пассажирского помещения и багажного отделения, который обеспечивает снижение общих уровней шума в контрольных точках пассажирского помещения до 4,2...4,8 **дБА** – при интенсивном разгоне, на 2,3...3,8 дБА – при движении с постоянными скоростями 60…120 км/ч. Оптимизированный состав включает:

- шумоизоляционные обивки пола багажного отделения, ниши запасного колеса и арок задних колес из нетканого бесфенольного волокнистого материала (толщиной 15 мм, плотностью 60…80 кг/м^3);

- шумоизоляционную обивку пола под задним сидением из нетканого бесфенольного волокнистого материала (толщиной 10 мм, плотностью 80 кг/м^3);

- интегральную шумоизоляционную обивку пола пассажирского помещения, содержащую ворсовое ковровое покрытие на воздухопродуваемой латексной основе (толщиной 7 мм) и формованные панели из нетканого волокнистого материала (толщиной 25 мм, плотностью 65 кг/м^3);

- формованная шумоизоляционная обивка щитка передка, содержащая нетканое бесфенольное полотно (толщиной 22 мм, плотностью 82 кг/м^3) и вязкоэластичный звукоотражающий слой на основе битума (толщиной 3,5 мм, плотностью 2000 кг/м^3).

Были исследовано влияние наличия отверстий в интегральной шумоизоляционной обивке пола, предназначенных для установки блока контроля подушек безопасности и корпуса рычага коробки перемены передач. Определено, что введение типичного отверстия размером 0,002 м^2 под блок контролера подушек безопасности приводит к увеличению передачи звуковой энергии из подднищевой зоны до 5%. Введение увеличенного отверстия (площадью 0,32 м^2) под установку корпуса рычага коробки перемены передач приводит к ощутимому до 18% увеличению воздушной передачи звуковой энергии во всем исследуемом диапазоне частот 400…10000 Гц. Таким образом, выполнение отверстия под блок контроллера подушки безопасности следует считать допустимым, а отверстия под корпус рычага коробки перемены передач – нежелательным, и требующим использования дополнительных мероприятий (дистанционных втулок, исключающих выполнение крупногабаритных отверстий).

Снижение воздушной передачи звуковой энергии (до 17,3 дБ в диапазоне частот 315…10000 Гц) из пространства моторного отсека дополнительно было достигнуто использованием оптимизированной шумоизоляционной обивки моторного отсека (монтируемой на панель щитка передка). Обивка содержит в своем составе:

- слой пористого волокнистого нетканого или вспененного открытоячеистого материала (плотность 30…40 кг/м^3);

- слой плотного вязкоэластичного материала (толщиной 2,5…3,5 мм, плотностью 2300…2500 кг/м^3);

- слой уплотненного пористого волокнистого нетканого или вспененного открытоячеистого материала (толщиной 12…18 мм, плотностью 100 кг/м^3);

- слой звукопрозрачного воздухопродуваемого нетканого облицовочного материала (с удельным сопротивлением продуванию 20…500 н·с/м^3, толщиной 0,03…0,20 мм) или звукопрозрачного воздухонепродуваемого пленочного покрытия (толщиной 0,01…0,08 мм, удельной поверхностной плотностью не более 70 г/м^2).

Наличие в структуре шумоизоляционной обивки моторного отсека отверстий в зонах петлей капота, прохождения шланга вакуумного усилителя тормозов и главного тормозного цилиндра, характерных для конструкций серийных шумоизоляционных обивок моторного отсека, приводит к существенному увеличению (до 8,1 дБ) воздушной передачи звуковой энергии. Для ее снижения (на величину до 7,2 дБ) может рекомендовано применение уплотнителей из вспененного

полимерного материала (к примеру, полиуретана или полистирола).

На завершающем этапе были оценены эффекты снижения воздушной передачи шума через неперекрытые технологические отверстия кузовов автомобилей различных габаритных размеров с использованием заглушек различного конструктивного и структурного исполнения. В частности, были исследованы варианты использования круглых заглушек площадью $1 \cdot 10^{-4} \ldots 0{,}1$ м^2, изготовленных из различных материалов – полиуретанового пластика (плотность 1400 кг/м^3), резины (3500 кг/м^3) или битуминизированного вязкоэластичного материала (2000 кг/м^3). Из полученных результатов испытаний следует, что выполнение круглого шумопередающего отверстия площадью $(1{,}0 \ldots 2{,}0) \cdot 10^{-4}$ м^2 в геометрическом центре стальной пластины (имитирующей панель кузова) и последующее его перекрытие соответствующих размеров заглушками, не приводит к существенному изменению воздушной передачи звуковой энергии. Выполнение круглого шумопередающего отверстия площадью $2{,}1 \cdot 10^{-4} \ldots 0{,}1$ м^2 и последующее его перекрытие образцами заглушек приводит к существенному увеличению воздушной передачи звуковой энергии в диапазоне частот 2500…10000 Гц относительно сплошной пластины (до 13,9 дБ – при использовании заглушек из полиуретанового пластика, до 5,0 дБ – при использовании заглушек из резины). Одновременно с этим перекрытие аналогичного отверстия образцами заглушек, изготовленных из битуминизированного вязкоэластичного материала приводит к некоторому снижению (до 3,2 дБ) воздушной передачи звуковой энергии в диапазоне частот 3150…6300 Гц, относительно варианта сплошной пластины.

Полученные результаты исследований с пользой могут быть использованы при проектировании и совершенствовании шумопонижающих деталей, а также при определении значимости и рациональности различных конструктивных решений, влияющих на формирование акустического комфорта в пассажирских помещениях автотранспортных средств.

Работа выполнена в рамках гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых.

УДК 534.83:629.7

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛЕЙ БИРОТАТИВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В ЗАГЛУШЕННОЙ КАМЕРЕ ЦИАМ

© 2012 Ю.Д. Халецкий

Центральный институт авиационного моторостроения, Москва

EXPLORATORY TESTS OF ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF CONTRA ROTATING FANS MODELS IN CIAM DEAD ROOM

Khaletsky U.D. (Central Institute of Aviation Motors, Moscow). The paper reviews the exploratory tests results for three models of contra rotating fans 22 inches in diameter. The noise spectra were compared in different modes and the quietest structure was identified.

В настоящее время приоритетной задачей ведущих двигателестроительных компаний является поиск новых схем авиационных двигателей повышенной экономичности. В первую очередь такие схемы должны обеспечить конкурентные показатели топливной экономичности, надёжности, уровней шума, веса авиадвигателей. Развитие техники проектирования ТРДД большой двухконтурности вызвало возрождение интереса к закапотированным биротативным вентиляторам. Следствием этого явилось создание в ЦИАМ стенда Ц-3А с биротативным приводом, позволяющего испытывать модельные биротативные вентиляторы в большой заглушенной камере.

Закапотированный биротативный вентилятор даёт возможность реализовать степень двухконтурности m = 10÷15 и тем самым повысить топливную экономичность двигателя на 15÷20%. Достижение прогресса также связано с развитием технологий изготовления лопаточных венцов, а также облегченных лопаток из композиционных материалов.

Рассмотрены результаты эксперимен-

тального исследования трех моделей биротативного вентилятора диаметром 22 дюйма полученные в заглушенной камере стенда ЦИАМ (рис. 1).

Модель CRTF1 имела тонкие титановые лопатки рабочих колес, а профиль титановых лопаток модели CRTF2A имитируют лопатки из композитного материала. Более легкая по сравнению со сплошной титановой лопаткой углепластиковая лопатка имеет существенно более толстые кромки и большую максимальную толщину. Третья модель биротативного вентилятора CRTF 2b изготовлена по технологии «Блиск».

Для всех моделей биротативного вентилятора характерно присутствие в спектрах шума большого числа дискретных составляющих шума на частотах следования лопаток и их гармониках для РК1, РК2, а также составляющих на их комбинационных частотах. Именно дискретные составляющие шума на комбинационных частотах в основном определяют шумность вентилятора в рабочей области частот.

Показано, что вентилятор CRTF2A с утолщенными лопатками более шумный по сравнению с модельным вентилятором CRTF1. Сравнение спектров этих вентиляторов на одних и тех же режимах показывает, что на комбинационных частотах происходит перераспределение акустической энергии в спектрах шума. Так, в спектре шума вентилятора CRTF1 доминирует тональная составляющая на частоте, равной сумме частот следования 1-го и 2-го РК, а в спектре шума вентилятора CRTF2A доминирует третья гармоника этой комбинационной частоты. Широкополосный шум вентилятора CRTF2A с утолщенными лопатками на 3-5 дБ выше, чем у вентилятора CRTF1.



Рис. 1. Модель биротативного вентилятора на стенде ЦИАМ

Еще более шумной оказалась третья модель вентилятора CRTF2b. Этот результат не явился неожиданностью, поскольку величина осевого зазора между роторами почти вдвое меньше, чем у первых двух моделей.

Наименее шумный из трех испытанных вентилятор CRTF1 с системой шумоглушения имеет значительный запас по шуму относительно норм Главы 4 ИКАО.

УДК 629.7.036.3:534.83

АНАЛИЗ ШУМОВ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2012 Г.И. Сокол, У.Н. Тучина

Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара, Днепропетровск

THE PULSEJET ENGINE NOISE ANALYSIS

Sokol G.I., Tuchina U.N. (Dnepropetrovsk National University). This paper considers the pulsejet engine noise. Basing on the test results a spectral analysis of the noise generated by a pulsejet engine was carried out. It shows that the main part of energy is concentrated within the low-frequency range.

Изучение шума ПуВРД является актуальным вследствие применения двигателя в различных областях народного хозяйства: в качестве двигателей на телеуправляемых самолетах, для приведения в движение лопастей винтов геликоптеров, для резки арктических льдов, как составная часть воздушно-реактивного двигателя. Применение ПуВРД в указанных областях неразрывно связано с защитой окружающей среды от их шумового воздействия.

ПуВРД воздействует на среду циклически следующими потоками газов или струй из сгоревших компонентов топлива. В процессе работы ПуВРД вызывает периодические возмущения среды, которые распространяются в области атмосферы, ранее волнами не затронутые.

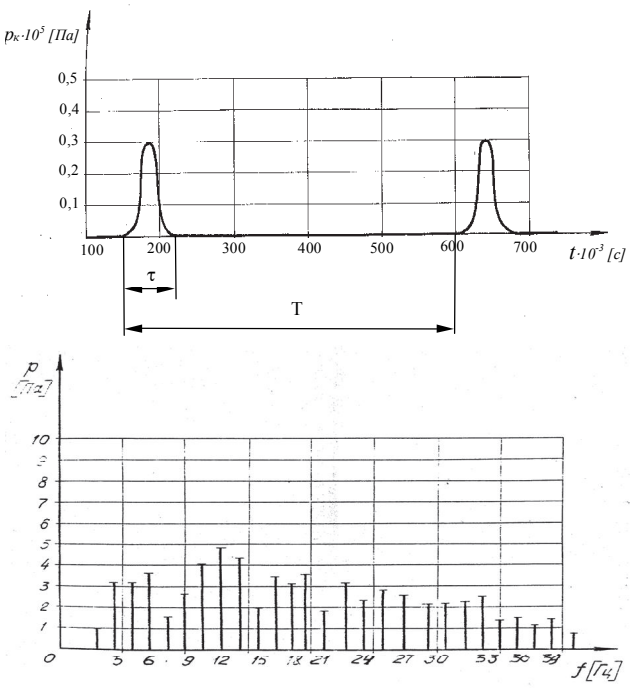


Рис. 1. Вид и спектр пульсаций давления и внутри камеры сгорания

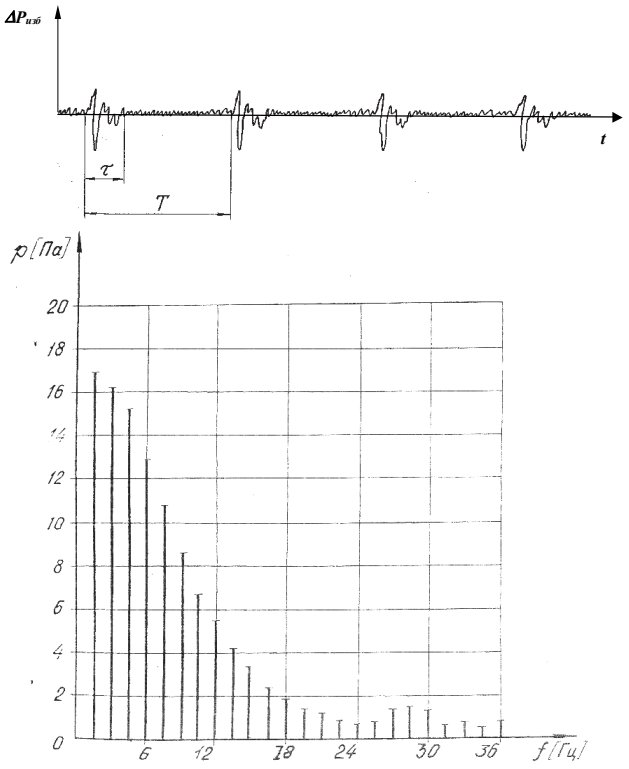


Рис. 2. Вид и спектр функции звукового давления, в зависимости от времени, в атмосфере при действии на среду струями из продуктов сгорания ПуВРД

Частотная характеристика звукового поля обусловлена частотой следования отдельных потоков газа в секунду, а значит, частотой пульсации давления в камере сгорания двигателя.

В настоящее время проводятся многочисленные исследования по повышению эффективности процессов проектирования ПуВРД, разработке методов моделирования рабочего процесса [1].

В условиях лаборатории ПНИЛ САКУ Днепропетровского национального университета были проведены исследования шумов пульсирующей камеры, или ПуВРД, работающего на месте [2].

Величина давления в камере сгорания при пульсациях и частота появления пульсаций измерены и записаны на осциллограмме при экспериментальных исследованиях (рис. 1). На рис. 2 представлен вид и спектр шума в воздушной среде при воздействии на атмосферу периодически вытекающими струями из продуктов сгорания ПуВРД.

Разработана методика спектрального анализа шумов, заключающаяся в том, что сначала путем измерений получают вид функции периодически меняющегося избыточного давления, а затем, используя разложение Фурье, рассчитывают спектральные составляющие.

Анализ спектров показал, что при воздействии на воздушную среду периодически следующими струями из продуктов сгорания ПуВРД с частотой пульсаций давления в камере сгорания 1,5 Гц наиболее энергонесущими гармониками спектра являются низкочастотные составляющие. Причем 70% из них составляют гармоники низкочастотного диапазона.

Библиографический список

1. Сейфетдинов Р.Б. Разработка методов моделирования рабочего процесса пульсирующего воздушно-реактивного двигателя с аэродинамическим клапаном: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Самара, 2008.

2. Сокол Г.И., Косько И.К. О шуме пульсирующего воздушно-реактивного двигателя // Деп. ВИНИТИ № 4326 –80 от 10.10.1980. 1990. 16 с.

УДК 534.6.621.643.3

АКУСТИЧЕСКИЙ ИМПЕДАНС ГИБКОЙ ВСТАВКИ

© 2012 В.С. Коневалов

ГНЦ РФ ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

THE ACOUSTIC IMPEDANCE OF THE FLEXIBLE INSERT

Konevalov V.S. (Krylov Shipbuilding Research Institute, Saint Petersburg). The present study is aimed at the determination of the acoustic impedance of liquid into the flexible insert used to reduce noise and vibration of ship pipelines. The joint oscillations of a cylindrical shell and the liquid filling the shell were considered. The presented decision was restricted by considering the axial cylindrical waves propagating in the liquid.

Для снижения вибрации и шума корабельных трубопроводов, используются гибкие вставки и глушители гидродинамического шума, которые объединяет наличие у каждого из них оболочки с мягкой стенкой, более податливой, чем стенки корабельных трубопроводов. Оболочка с мягкой стенкой не только обеспечивает виброизоляцию трубопроводов от источников вибрации, но и изменяет акустические свойства жидкости, заполняющей трубопроводы гидравлических систем.

Исследовалась упругая вставка для трубопровода цилиндрической формы из резины диаметром 0.1 м. Вязкость жидкости мала, а ее взаимодействие с оболочкой осуществляется исключительно нормальными усилиями. Поэтому потери колебательной энергии в рассматриваемой структуре обусловлены внутренними потерями упругой оболочки.

Предполагалось, что в металлическом трубопроводе (вне вставки) в диапазоне частот ниже 10000 Гц распространяются без затухания только плоские волны [1]. Поэтому во всех точках входного сечения упругой вставки амплитуда скорости полагалась одинаковой. Для определения динамических параметров упругой вставки ее выходное сечение было закрыто жесткой стенкой, а на входном сечении установлен невесомый поршень, колеблющийся в аксиальном направлении со скоростью V_0. Рассчитываемыми параметрами являлись входной акустический импеданс $Z_{11} = P_1/V_0$ и переходной акустический импеданс $Z_{12} = P_2/V_0$, где P_1, P_2 – средние значения звукового давления на поршне и на жесткой стенке.

Гармонические осесимметричные колебания тонкостенной цилиндрической оболочки описывались с помощью уравнений, представленных в работе [2]. При наличии жидкости внутри оболочки уравнения колебаний цилиндрической оболочки необходимо дополнить волновым уравнением сжимаемой среды, которое для потенциала скоростей записывается в виде [3]. Проведенный анализ классических решений и дисперсионных уравнений позволяет выявить три характерных диапазона частот колебаний жидкой среды, заполняющей упругую цилиндрическую оболочку:

1) на низких частотах до кольцевой частоты оболочки – распространение бегущих волн по стенке оболочки, сопровождаемое неоднородными волнами в жидкости;

2) на частотах выше кольцевой частоты,

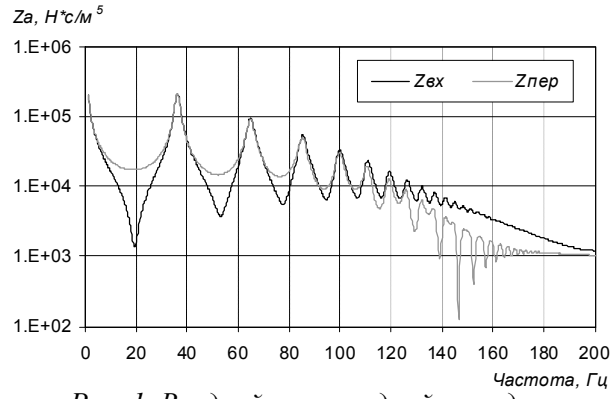


Рис. 1. Входной и переходной импеданс исследуемой упругой вставки в диапазоне частот ниже кольцевой частоты

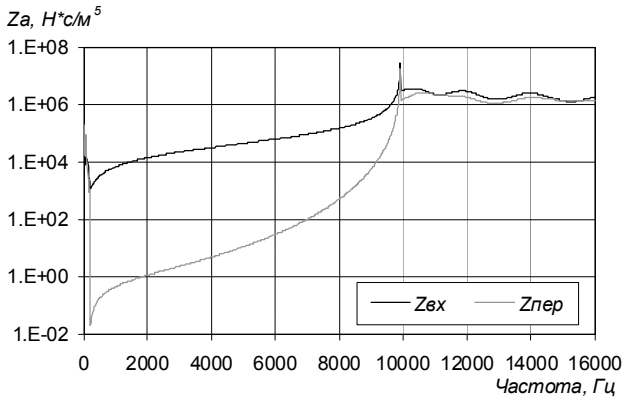


Рис. 2. Входной и переходной импеданс упругой вставки в диапазоне частот ниже 16 кГц

но ниже критической частоты – зона «запирания волновода»;

3) на высоких частотах, выше критической частоты – трубопровод становится волноводом.

Граничными частотами, разделяющими перечисленные диапазоны частот, являются кольцевая частота оболочки, существенным образом изменяющая ее импедансные свойства, и низшая критическая частота бегущих волн в среде, заполняющей трубопровод.

Для вычисления акустических импедансов гибких вставок определена функция Грина, удовлетворяющую неоднородному волновому уравнению среды с источником единичной производительности.

Результаты расчета входного и переходного импедансов исследуемой упругой вставки представлены на рис. 1 и 2.

Выводы

1. В цилиндрической оболочке, заполненной жидкостью, создаются условия для возникновения и распространения осесимметричных оболочечных форм колебаний, начиная с самых низких частот. На частотах ниже кольцевой частоты оболочки бегущие волны сопровождаются неоднородными цилиндрическими волнами в жидкой среде, заполняющей оболочку.

2. Условие «запирания» распространяющихся оболочечных волн, реализуется только в том случае, когда кольцевая частота оболочки будет располагаться ниже критической частоты жидкой среды.

3. Распространение звуковых волн в жидкой среде, заполняющей цилиндрическую оболочку, возможно только на частотах выше критической частоты этой среды.

Библиографический список

1. Исаакович, М.А. Общая акустика. М., Наука, 1973.

2. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластины и оболочки. М., Физматгиз, 1966.

3. Скучик Е. Основы акустики.Т.1, Т.2. М.: Мир, 1976.

УДК 534.61

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗВУКОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

© 2012 С.В. Попков, Ю.И. Кузнецов, А.Н. Соколов, Ю.С. Смольников

ГНЦ РФ ФГУП «ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

DETERMINATION OF THE SOUND COMPONENT FROM THE HYDRODYNAMIC NOISE IN A HYDRAULIC SYSTEM

Popkov S.V., Kuznetsov U.I., Sokolov A.N., Smolnikov U.S. (Krylov Shipbuilding Research Institute, Saint Petersburg). The paper presents a technique of distinguishing the sound component from the hydrodynamic noise at a special stand. It has shown the necessity of prolong water preparation in the stand hydraulic system. The results of measuring the sound component of the hydrodynamic noise of different sources are given.

Известно, что при работе арматуры, а также при обтекании потоком рабочей среды различных неоднородностей в гидравлических системах трубопроводов, возникает турбулентное возмущение рабочей среды и, как следствие, гидродинамический шум (ГДШ). В свою очередь ГДШ разделяется на две составляющие – локализованную вблизи вышеперечисленных источников составляющую ГДШ (псевдозвук) и звуковую составляющую ГДШ, распространяющуюся по рабочей среде трубопроводов гидравлических систем.

Экспериментальное исследование по выявлению звуковой составляющей ГДШ производилось на специальном безнасосном стенде, включающем исследуемую арматуру и три измерительных участка, состоящих из трех измерительных гидрофонов, образующих три гидрофонных базы.

Использовался метод выявления звуковой составляющей, основанный на некоррелированности псевдозвуковой составляющей ГДШ и помехи (вихревых турбулентных пульсаций давления) со звуковой составляющей ГДШ в сечениях трубопровода, расположенных на расстоянии, по крайней мере, трех диаметров трубопровода по рабочему потоку [1].

Измеренная автоспектральная плотность звуковой составляющей давления равна:

$$G_{ii}a = \frac{|G_{ij}| \times |G_{ik}|^2}{|G_{jk}|}, \text{ Па}^2. \qquad (1)$$

Здесь $G_{ii}a$ – автоспектральная плотность звукового давления;

$|G_{ij}|, |G_{ik}|, |G_{jk}|$ – взаимные спектральные плотности сигналов с гидрофонов на гидрофонных базах.

Выражение (1) легко приводимо к виду:

$$L_{G_{ii}a} = 10\lg\frac{|G_{ij}| \times |G_{ik}|}{|G_{jk}|} + 94, \text{ дБ}. \qquad (2)$$

При этом в качестве нулевого порога по ГДШ принимается $P_0 = 2 \times 10^{-5}$ Па.

Оценка суммарной погрешности измерения автоспектральной плотности и звуковой составляющей ГДШ составляет величину 2.3 дБ [2, 3, 4].

Учитывая сильное влияние содержания воздуха на распространение звуковой волны в жидкости, эксперименты предварялись выполнением длительного процесса водоподготовки, состоящего из трех этапов при различном статическом давлении рабочей среды.

Процесс водоподготовки занимает период времени от двух до трех суток. В качестве контрольного параметра используется значение скорости распространения звуковых волн в рабочей среде трубопровода. Кроме того, в процессе водоподготовки выполняются измерения значений функции когерентности между гидрофонами одной гидрофонной базы и гидрофонами различных измерительных участков. Водоподготовка заканчивалась при практическом совпадении скорости звука в воде, заполняющей трубопроводы стенда, с теоретическим значением [5, 6].

Выполнены измерения звуковой составляющей ГДШ для арматуры различного типа и диаметра условного прохода.

На рис. 1 представлены измеренные одним гидрофоном уровни автоспектральной плотности ГДШ (кривая «а») и измеренные на измерительном участке уровни звуковой составляющей ГДШ (кривая «б») и звуковой составляющей помехи (кривая «в») для запорного клапана Ду100. Видно, что уровни ГДШ и звуковой составляющей ГДШ запорного клапана разнятся на 5 – 17 дБ.

На рис. 2 показаны те же зависимости для фильтра Ду200. Видно, что уровни ГДШ и

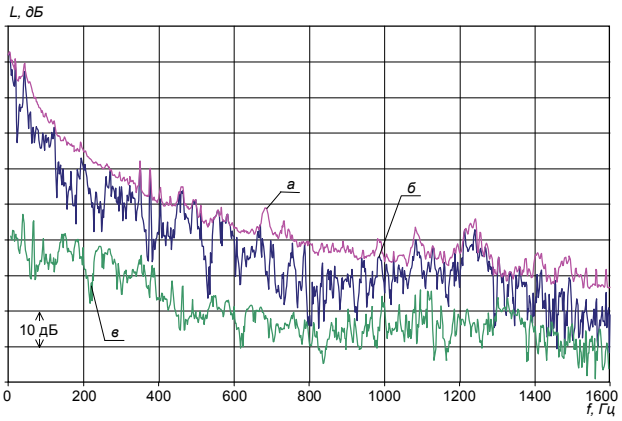


Рис. 1. Уровни ГДШ (а), звуковой составляющей ГДШ (б) и звуковой составляющей помехи (в) запорного клапана Ду100

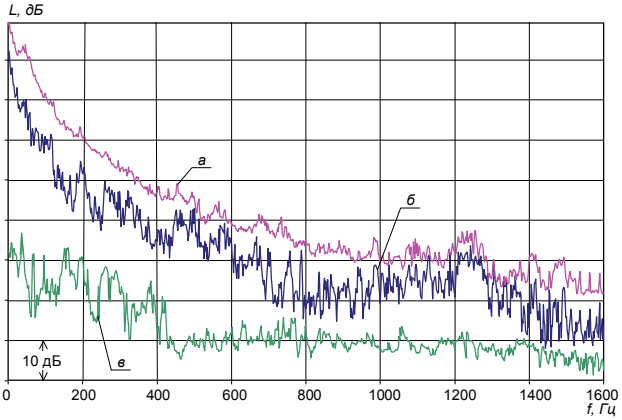


Рис. 2. Уровни ГДШ (а), звуковой составляющей ГДШ (б) и звуковой составляющей помехи (в) фильтра Ду200

звуковой составляющей ГДШ разнятся на 5 – 20 дБ. Характер звуковой составляющей ГДШ стал более плавным. Для обоих случаев характерна хорошая помехозащищенность звуковой составляющей ГДШ, которая отличается от уровней помех на 5 – 30 дБ.

Выводы

1. Процесс водоподготовки для выявления звуковой составляющей ГДШ необходим и занимает достаточно длительное время, до трех суток.

2. Уровни звуковой составляющей ГДШ лежат значительно ниже уровней ГДШ измеренного на том же измерительном участке стенда.

Библиографический список

1. Chung J.Y. Rejection of flow noise using a coherence function method. J. Acoust. Soc. Am., Vol. 62, № 2, August 1977, p. 388.

2. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. Москва, Наука, 1979.

3. Бендат Дж. , Пирсол А. Прикладной ана-

лиз случайных данных. М.: Мир, 1989.

4. Бендат Дж. , Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа. М.: Мир, 1983.

5. Марголис Д.Й., Браун Д.А. Измерение распространения длинноволновых возмущений в турбулентном потоке в трубе // Труды ASME, TOUP – 1976, № 2. С.311.

6. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 496 с.

УДК 534.21

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ МЕХАНИЗМ КАК ИСТОЧНИК МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

© 2012 В.И. Попков, А.В. Колбина

ГНЦ РФ ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

THE ENERGY PARAMETERS CHARACTERISING A MECHANISM AS A SOURCE OF MECHANIC OSCILLATION

Popkov V.I., Kolbina A.V. (Krylov Shipbuilding Research Institute, Saint Petersburg). The work of mechanisms is accompanied by the radiation of oscillatory energy into the attached structures and the environment. The parameters characterizing a mechanism as a source of oscillations are presented as a result of the analysis of the energy equations of joint mechanism oscillations as well as of the vibroisolation and the foundation. The expression for determining the r.m.s vibration on the supporting and non-supporting ties has been obtained.

Задачи анализа и синтеза колебаний пространственных систем «механизм – виброизоляция – фундамент» удается успешно решать при использовании информации о потоках колебательной энергии, с помощью энергетических уравнений [1], описывающих соотношение между шестью составляющими колебательных мощностей в каждом сечении активной системы «механизм – виброизоляция – фундамент».

Виброактивность механизма, работающего в реальных условиях, наиболее полно и однозначно характеризуется величиной колебательной мощности, излучаемой механизмом в присоединенные конструкции, то есть работой, совершаемой механизмом в единицу времени при возбуждении колебаний в присоединенных к нему конструкциях.

При описании колебательных процессов принято рассматривать механизм, виброизоляторы и фундамент как линейные дискретные механические системы с конечным числом точечных контактов. Величина контактируемой «точки» между элементами зависит от исследуемого частотного диапазона. В области частот до 500 – 1000 Гц в качестве точечного можно принять участок контакта механизма и фундамента с отдельным виброизолятором (в этом диапазоне частот опорные сечения отдельных виброизоляторов или патрубков обычно колеблются как жесткие). На частотах от 500 – 1000 Гц до 10 кГц такой точкой контакта служит узел болтового соединения механизма с опорными и неопорными связями и, в свою очередь, виброизоляторов и патрубков с фундаментом.

Колебательные мощности, присутствующие и распространяющиеся через каждое сечение (см. рис. 1), интегрируют работу всех сил, действующих в отдельных точках сечений контакта механизма с виброизоляцией и виброизоляции с фундаментом.

В соответствии с энергетическими уравнениями потенциальные возможности механизма как источника вибрации характеризуются:

1) силами, действующими на присоединенные конструкции с бесконечным сопротивлением;

2) скоростью вибрации механизма в свободном состоянии;

3) механическими сопротивлениями механизма в свободном состоянии.

Введем понятие обобщенной эффективной силы ${}^0F_i$ как коэффициента пропорциональности между потоком колебательной мощности $\widetilde{P}$ через соответствующее сечение системы «механизм – виброизоляция – фундамент» и среднеквадратичным значением колебательной скорости по периметру сечения $\hat{\dot{q}}_i$ (для каждого направления i = 1, 2, ...6).

Среднеквадратичные по пространству вибрации, обобщенные эффективные силы и эффективные сопротивления, пропорциональные колебательным мощностям, интегрировано характеризуют вибрационные и силовые

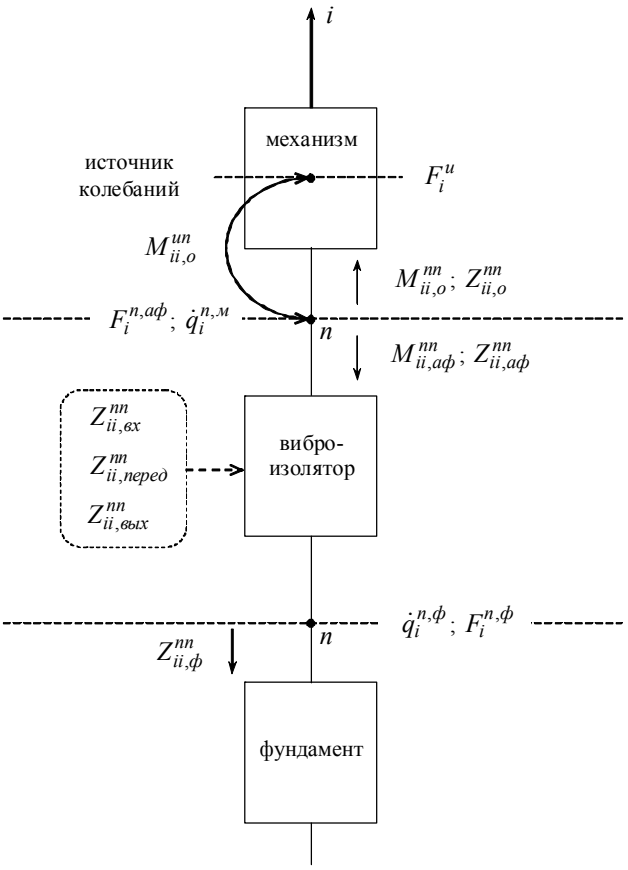


Рис. 1. Схема однонаправленных колебаний

процессы колебаний и инерционно-жесткостные свойства пространственной системы.

Излучение вибрации механизмом или установкой происходит через точки его контакта с опорными и упорными виброизоляторами (опорные связи) и гибкими вставками в трубопроводах (неопорные связи). Полный и однозначный контроль виброактивности механизма может быть выполнен в случае, если удается измерить вибрационную мощность, излучаемую как в опорные, так и в неопорные связи механизма или установки. При измерении только вибрации однозначную оценку виброактивности механизма можно выполнить, если определить параметр вибрации, который удастся связать с величиной колебательной мощности, излучаемой механизмом как системой с распределенными параметрами в опорные и неопорные связи.

Излучаемая в опорные и неопорные связи колебательная мощность равна:

$$P_i(\omega)=\sum_{n=1}^{h_o}(\dot{q}_i^{n,oc}(\omega))^2\,\mathrm{Re}Z_{ii,oc,Bx}^{nn}(\omega)+\sum_{n=1}^{h_{нс}}(\dot{q}_i^{n,нос}(\omega))^2\,\mathrm{Re}Z_{ii,нос,Bx}^{nn}(\omega)= =(\hat{\dot{q}}_i^{o+н}(\omega))^2\,\mathrm{Re}Z_{ii,o+н,Bx}^{\Sigma}(\omega), \quad (1)$$

где $\dot{q}_i^{n,oc}(\omega)$ и $\dot{q}_i^{n,нос}(\omega)$ – эффективные значения вибрации механизма или установки в точках присоединения опорных и неопорных связей, соответственно; $\mathrm{Re}\,Z_{ii,oc,Bx}^{nn}(\omega)$, $\mathrm{Re}\,Z_{ii,нос,Bx}^{nn}(\omega)$ – реальные части входных сопротивлений виброизоляторов и гибких вставок, соответственно; $\mathrm{Re}\,Z_{ii,o+н,Bx}^{\Sigma}(\omega)$ – реальная часть суммарного сопротивления виброизолирующего крепления.

Выражение для среднеквадратичной по опорным и неопорным связям вибрации механизма или установки принимает вид:

$$\hat{\dot{q}}_i^{o+н}(\omega)=\left(1\Big/(\mathrm{Re}Z_{ii,o+н,Bx}^{\Sigma})^{1/2}\right)\times \times\left(\sum_{n=1}^{h_o}(\dot{q}_i^{n,oc}(\omega))^2\,\mathrm{Re}Z_{ii,oc,Bx}^{nn}(\omega)+\sum_{n=1}^{h_{нс}}(\dot{q}_i^{n,нос}(\omega))^2\,\mathrm{Re}Z_{ii,нос,Bx}^{nn}(\omega)\right)^{1/2}. \quad (2)$$

Таким образом, механизм как источник вибрации характеризуется двумя параметрами:

1) среднеквадратичной вибрацией по опорным и неопорным связям в трех взаимно-перпендикулярных направлениях, определяемой с учетом соотношения механических сопротивлений опорных и неопорных связей;

2) суммарными квадратичными силами, действующими со стороны механизма через опорные и неопорные связи в трех взаимно-перпендикулярных направлениях.

Эти параметры имеют четкую физическую основу. Они пропорциональны суммарной мощности, излучаемой механизмом через опорные и неопорные связи в виде вибрации. Поэтому позволяют оценить виброактивность механизма в целом по всем связям одной цифрой и выбирать оптимальные, взвешенные решения по опорным и неопорным связям для обеспечения равнозначности различных путей излучения колебательной мощности.

Библиографический список

1. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций. СПб.: Сударыня, 2009.

УДК 534.1:62

СОВМЕСТНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СУДОВЫХ УСТАНОВОК, МЕХАНИЗМОВ И СВЯЗАННЫХ С НИМИ СИСТЕМ ТРУБОПРОВОДОВ

© 2012 В.И. Попков, С.В. Попков

ГНЦ РФ ФГУП «ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

SIMULTANEOUS VIBRATIONS OF SHIP POWER PLANTS, MECHANISMS AND ATTACHED PIPELINE SYSTEMS

Popkov V.I., Popkov S.V. (Krylov Shipbuilding Research Institute, Saint Petersburg). The paper presents the studies into vibroacoustic dynamics of mechanisms, plants, pipeline systems and dynamic characteristics of vibroisolating means (frequency response of input and transfer impedance). The research findings have shown that to comply with the requirements for the sea equipment in terms of vibroacoustic characteristics, habitability, and radiation into the environment, it is necessary to develop the systems of vibroacoustic protection. When designing these systems, the pipelines restricting the movement of liquid should be viewed as active vibration radiating elements. These elements should not only be characterized by mechanical and acoustic impedances but by sound pressures and dynamic forces affecting the structures and restricting the flow of liquid.

Традиционно уменьшение вибрации, динамических сил и потоков колебательной мощности, излучаемых механизмами и системами трубопроводов через опорные и неопорные связи в окружающее пространство, осуществляется двумя способами:

1) уменьшением виброактивности источников колебаний за счет совершенствования конструкции и принципов действия механизмов, точности их изготовления и т. п.;

2) созданием комплексов виброакустической защиты, в том числе повышением виброизолирующей эффективности амортизирующих креплений механизмов, установок и присоединенных к ним систем трубопроводов.

1. Состояние отечественной промышленности не позволяет рассчитывать на дальнейшее снижение уровней виброшумовых характеристик механизмов и оборудования, по сравнению с достигнутыми в период начала 90-х годов прошлого века. Значит, для достижения требований к объектам морской техники по виброакустическим характеристикам, обитаемости и излучению в окружающую среду, необходимо развивать систему виброакустической защиты, то есть бороться с колебаниями, излучаемыми механизмами, установками и системами трубопроводов на путях из распространения.

2. В настоящее время, при разработке систем виброизоляции механизмов и систем трубопроводов ограничиваются только продольными и поперечными динамическими жесткостями гибких вставок, а их динамическими характеристиками (частотными зависимостями механических и механо-акустических сопротивлений) пренебрегают. При этом механические динамические жесткости гибких вставок определяют без учета взаимного влияния колебаний структуры гибкой вставки и жидкости друг на друга.

Выполненные за последнее время теоретические и экспериментальные исследования виброакустической динамики механизмов, установок, систем трубопроводов и динамических характеристик гибких вставок показывают, что такой подход является глубоко ошибочным и приводит к разработке и реализации не эффективных способов уменьшения виброактивности механизмов и систем.

2.1. В связи с наличием связанности колебаний структуры и жидкости в элементах систем трубопроводов величина сопротивления, например, гибких вставок, резко возрастает с частотой. Поэтому на частотах выше 50 – 200 Гц для случая использования в составе амортизирующего крепления резинометаллических амортизаторов (см. рис. 1) и выше 50 – 70 Гц для пневматических амортизаторов значения механических сопротивлений гибких вставок превышают значения механических сопротивлений амортизаторов.

Кроме того, используемая в настоящее время информация о том, что сопротивления гибких вставок по отношению к поперечным силам значительно меньше сопротивлений по отношению к продольным силам также неверна.

В силу изложенных причин, на практике излучение колебаний механизмов и установок происходит через неопорные связи – трубопроводы, а не через опорную амортизацию. Именно исходя из этой ситуации следует исследо-

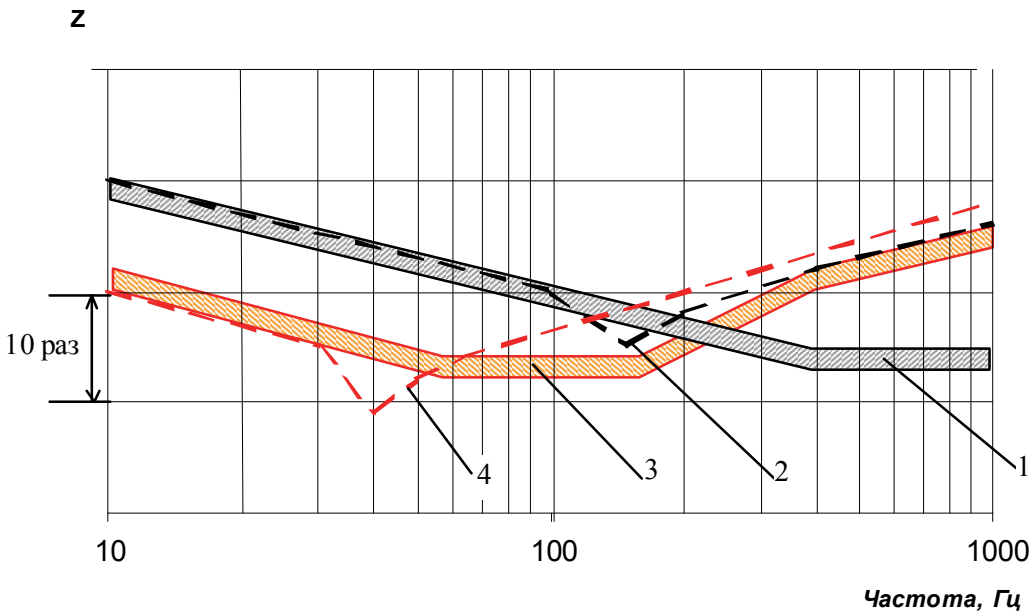


Рис. 1. Соотношение между сопротивлениями резинометаллических амортизаторов и гибких вставок:
1, 2 – передаточные и входные сопротивления резинометаллических амортизаторов; 3, 4 – передаточные и входные сопротивлениягибких вставок

вать и проектировать эффективные системы виброизоляции малошумных сложных технических систем.

2.2. Другой принципиальной особенностью колебаний механизмов и установок совместно с гидравлическими системами, является необходимость рассматривать гибкие вставки и участки трубопроводов, ограничивающих движение жидкости, как активные, излучающие колебания элементы. Для этого надо характеризовать их не только механическими и акустическими сопротивлениями, но и излучаемыми ими динамическими силами, действующими на ограничивающие поток жидкости конструкции, а также звуковыми давлениями.

Для теоретического моделирования течений жидкости в элементах систем трубопроводов наиболее подходящим из развиваемых в настоящее время методов оказывается метод отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation, DES) [1]. Использование метода отсоединенных вихрей (DES) для моделирования турбулентных течений в структурных элементах трубопроводов полностью обеспечивает получение информации, требуемой для оценки зарождения колебательной мощности в жидкости и динамических сил, действующих на структуру, при изменении формы и размеров структурных элементов систем трубопроводов.

2.3. В настоящее время Институтом с использованием новых методов оптимального проектирования виброакустической защиты, учета реальных динамических характеристик существующих средств виброизоляции и глушения, а также процессов вибро- и шумозарождения колебаний при движении жидкости в ограниченном пространстве, предложены и апробированы принципы исполнения специальных несущих конструкций, обладающих одновременно высокой вибро и звукоизолирующей эффективностью, для размещения на объектах морской техники выпускаемых промышленностью энергетических установок, механизмов и оборудования. При этом, перепад вибрации имеет положительные значения, начиная с 10 Гц, и составляет 40 – 50 дБ на частотах 50 – 1000 Гц, а коэффициент передачи динамических сил составляет –20 дБ, начиная с 10 Гц, и достигает –(60 – 70) дБ на частотах 250 – 1000 Гц.

Библиографический список

1. Метод исследования виброактивности элементов трубопроводов различной формы с неоднородным потоком жидкости / Д.В. Багаев, В.В.Безъязычный, Н.А. Кузнецов, М.П. Лобачев, В.И. Попков, С.В. Попков, Е.В. Романенко // Материалы III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия». Санкт-Петербург, 2011.

УДК 534.231.3

ИМПЕДАНСЫ РЕЗИНОКОРДНОГО ПАТРУБКА С УЧЕТОМ СТРУКТУРНО-ЖИДКОСТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ

© 2012 А.Н. Соколов

ГНЦ РФ ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

IMPEDANCES OF RUBBER-CORD HOSE WITH ACCOUNT OF FLUID-STRUCTURE INTERACTION

Sokolov A.N. (Krylov Shipbuilding Research Institute, Saint Petersburg). The present study is aimed at the dispersion curves of a rubber cylindrical shell. A matrix of hose impedances with account of the fluid-structure interaction has been obtained using the finite element method.

Одним из самых распространенных средств снижения колебаний трубопроводов гидравлических систем являются резинокордные патрубки. Конструктивно патрубок представляет собой резинокордную оболочку с присоединительными фланцами. Особенностью патрубка как динамической упругой системы является наличие двух каналов передачи колебательной энергии – структурного (механические колебания) и жидкостного (акустические колебания). Кроме того, при колебаниях патрубка происходит взаимодействие указанных каналов, что приводит к преобразованию структурных колебаний в акустические и обратно. Отмеченные особенности выражаются в том, что в рамках используемой в практике инженерных расчетов модели многополюсника, динамические характеристики патрубка описываются в общем виде матрицей сопротивлений размерностью 14×14 [1].

Колебания бесконечной упругой цилиндрической оболочки с жидкостью описывается системой дифференциальных уравнений с граничным условием на границе контакта жидкости и оболочки [2, 3]. Анализ дисперсионных кривых волн, распространяющихся в системе оболочка – жидкость, показал, что при продольных колебаниях оболочки (волна K01) происходит преобразование структурных колебаний в акустические (в жидкости) при этом фазовая скорость продольной волны оболочки с жидкостью выше скорости в пустой оболочке. При изгибных колебаниях (балочная волна K11) фазовая скорость волны понижается за счет наличия присоединенной массы воды, при этом обмена колебательной энергией между структурным и жидкостным каналами не происходит. Жидкостной канал внутри оболочки представляет собой цилиндрический волновод с податливыми стенками, при этом фазовая скорость волны K00 существенно ниже скорости в волноводе с жесткими стенками. При крутильных колебаниях (волна K02), взаимодействия оболочки с жидкостью не происходит. Оболочечная волна K12 является распространяющейся, начиная с критической частоты. В заполненной оболочке фазовая скорость этой волны выше, чем в пустой.

По результатам анализа дисперсионных зависимостей с учетом принципа взаимности и симметрии относительно трех плоскостей, матрица сопротивлений многополюсника эквивалентного прямоточному патрубку будет иметь следующий вид (см. рис. 1). Из матрицы видно, что число элементов, подлежащих определению, равно четырнадцати.

Для определения элементов приведенной матрицы использован метод конечных элементов. Сопротивления представляются в абсолютных единицах с размерностями: (Н·с/м) – для элементов $Z_1^1, Z_7^1, Z_2^2, Z_8^2$; (Н·м·с/рад) – для элементов $Z_4^4, Z_{10}^4, Z_5^5, Z_{11}^5$; (Н·с) – для элементов Z_6^2, Z_{12}^2; (Н·с/м^3) – для элементов Z_{13}^1, Z_{14}^1; (Па·с/ м^3) – для элементов Z_{13}^{13}, Z_{14}^{13}.

Были рассчитаны элементы матрицы для патрубка, состоящего из резиновой оболочки и недеформируемых фланцев. Объем внутри патрубка разбивался элементами FLUID30, оболочка и фланцы – элементами SHELL181, инерционные характеристики фланцев моделировались элементами MASS21. Для определения элементов матрицы сопротивлений задавались соответствующие граничные условия согласно требованиям теории многополюсников. На рис. 2 – 5 для примера представлены модули некоторых импедансов прямоточного патрубка с жидкостью.

Полученные значения сопротивлений патрубка согласуются с результатами их экспериментального определения для патрубка

		$\dot{q}_{x(in)}$	$\dot{q}_{y(in)}$	$\dot{q}_{z(in)}$	$\dot{\varphi}_{x(in)}$	$\dot{\varphi}_{y(in)}$	$\dot{\varphi}_{z(in)}$	$\dot{q}_{x(out)}$	$\dot{q}_{y(out)}$	$\dot{q}_{z(out)}$	$\dot{\varphi}_{x(out)}$	$\dot{\varphi}_{y(out)}$	$\dot{\varphi}_{z(out)}$	$V_{x(in)}$	$V_{x(out)}$
		V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_7	V_8	V_9	V_{10}	V_{11}	V_{12}	V_{13}	V_{14}
$F_{x(in)}$	Q_1	Z_1^1	0	0	0	0	0	Z_7^1	0	0	0	0	0	Z_{13}^1	Z_{14}^1
$F_{y(in)}$	Q_2	0	Z_2^2	0	0	0	Z_6^2	0	Z_8^2	0	0	0	Z_{12}^2	0	0
$F_{z(in)}$	Q_3	0	0	Z_2^2	0	Z_6^2	0	0	0	Z_8^2	0	Z_{12}^2	0	0	0
$M_{x(in)}$	Q_4	0	0	0	Z_4^4	0	0	0	0	0	Z_{10}^4	0	0	0	0
$M_{y(in)}$	Q_5	0	0	Z_6^2	0	Z_5^5	0	0	0	Z_{12}^2	0	Z_{11}^5	0	0	0
$M_{z(in)}$	Q_6	0	Z_6^2	0	0	0	Z_5^5	0	Z_{12}^2	0	0	0	Z_{11}^5	0	0
$F_{x(out)}$	Q_7	Z_7^1	0	0	0	0	0	Z_1^1	0	0	0	0	0	Z_{13}^1	Z_{14}^1
$F_{y(out)}$	Q_8	0	Z_8^2	0	0	0	Z_{12}^2	0	Z_2^2	0	0	0	Z_6^2	0	0
$F_{z(out)}$	Q_9	0	0	Z_8^2	0	Z_{12}^2	0	0	0	Z_2^2	0	Z_6^2	0	0	0
$M_{x(out)}$	Q_{10}	0	0	0	Z_{10}^4	0	0	0	0	0	Z_4^4	0	0	0	0
$M_{y(out)}$	Q_{11}	0	0	Z_{12}^2	0	Z_5^{11}	0	0	0	Z_6^2	0	Z_5^5	0	0	0
$M_{z(out)}$	Q_{12}	0	Z_{12}^2	0	0	0	Z_{11}^5	0	Z_6^2	0	0	0	Z_5^5	0	0
$P_{(in)}$	Q_{13}	Z_{13}^1	0	0	0	0	0	Z_{13}^1	0	0	0	0	0	Z_{13}^{13}	Z_{14}^{13}
$P_{(out)}$	Q_{14}	Z_{14}^1	0	0	0	0	0	Z_{14}^1	0	0	0	0	0	Z_{14}^{13}	Z_{13}^{13}

Рис. 1. Матрица сопротивлений прямоточного патрубка с жидкостью

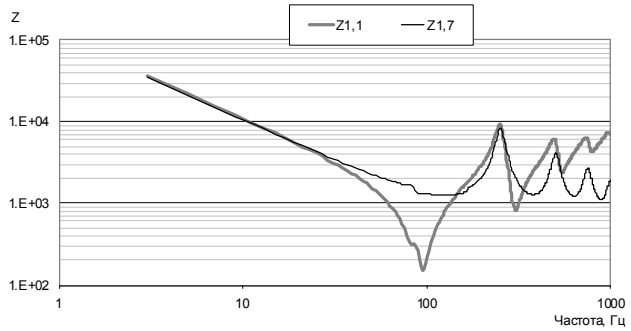


Рис. 2. Импедансы Z_1^1, Z_7^1

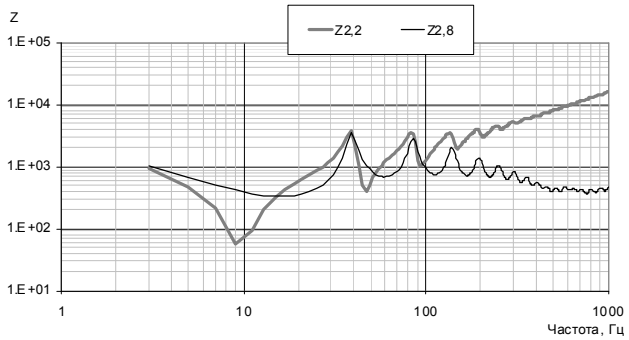


Рис. 3. Импедансы Z_2^2, Z_8^2

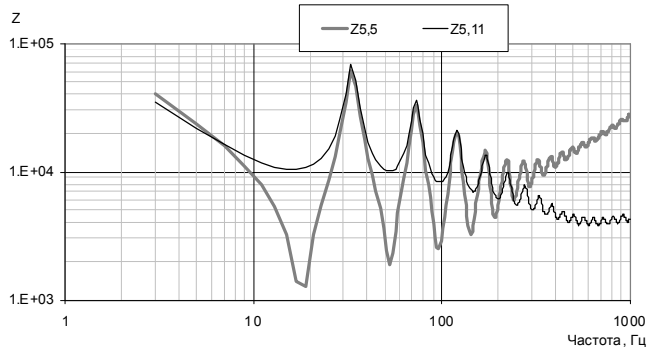


Рис. 4. Импедансы Z_5^5, Z_{11}^5

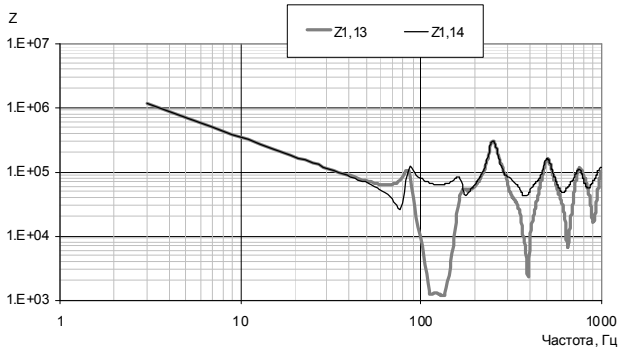


Рис. 5. Импедансы Z_{13}^1, Z_{14}^1

ПФ – 100 1.0 1000 [4]. Для дальнейшего уточнения модели необходимо учитывать наличие корда в упругой оболочке патрубка.

Библиографический список

1. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций. С-Пб., 2009.

2. Ильгамов М.А. Колебания упругих оболочек, содержащих жидкость и газ. М.: Наука, 1969.

3. Kennard E.H. The new approach to shell theory of circular cylinders. J.Appl.Mech., 1953, 20, 1.

4. Соколов А.Н. Результаты экспериментальных исследований динамических характеристик резинокордного патрубка с жидкостью // Сборник трудов научной конференции «Сессия научного совета РАН по акустике и XXV сессия российского акустического общества». Таганрог, 2012 (принято к печати).

УДК 629.113

DYNAMIC NOISE MAPPING OF THE TERRITORY OF SAMARA REGION

© 2012 A.V. Vasilyev, V.O. Bukhonov, V.A. Vasilyev, U.P. Tereshchenko

Togliatti State University

The paper discusses the issues of dynamic noise mapping of the territory of Samara Region. A new method and software for making up city noise maps have been developed. The developed software package is called "Sound City Test".

Noise calculation and mapping in urban territories is rather difficult task. In modern multi-stored building living territories near to highways with long houses and front houses arrangement along the streets reduction of sound level is determined mainly by divergence and by screening effect. In little-stored building effect of screening is slight, role of sound reflection is increased, significant role is gaining surface type of the territory, and main input is given by the straight sound energy, or sound energy, diffracted on buildings butt-ends. Some influence to noise propagation may give greenery: trees, shrubs. Significant influence on noise propagation inside of living territories from the screens: solid walls, land embankments, slopes of hollows etc. In order to create precise noise mapping products by calculation methods it is necessary to take these factors into consideration. Another approach is using of measurements data for noise mapping.

There are a lot of noise mapping methods and instruments, but it is trend to search new solutions in noise mapping approaches. It should be noted that existing noise mapping tool mainly showing the acoustical situation for some defined period. Collaborators of R&D Laboratory "Acoustics, Vibration, Ecology and Life Protection" have developed their own method and program provision for city noise maps drawing. It is very important if noise mapping allows to carry out the storage of database on noise levels and to make more efficient evaluation of noise comparing with traditional methods. There is possibility of noise situation forecasting in the living territories which are similar to the investigated territory. The scale of map may be completely different and depending on the required task: city map, districts maps, neighbourhood units maps and even living houses maps.

Software "Sound City Test" have been developed allowing to save in database the results of transport noise measurements for the all period of measurements. It is possible to add the data and to show on the map all the results of measurements and their dynamics.

Dynamic noise maps of the most largest cities of Samara Region (Samara, Togliatti, Syzran, Zhigulyovsk) have been developed. Visual dB method was used to show the fact of exceeding of sanitary norms in the points of measurements. Orange colour was used for the points with equivalent noise level in the range from 65 to 70 dBA, red colour – points with equivalent sound levels over 70 dBA etc.

Using of suggested noise mapping approaches and software allows to increase efficiency of noise forecasting in urban territories.

Acknowledgments

The authors would like to express many thanks to the to the Russian Ministry of Education and Science for the financial support of this research in framework of State task to Universities

УДК 534.833.53

ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ УПРУГО-ПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА «МЕТАЛЛОРЕЗИНА»

© 2012 А.И. Сафин, А.А. Иголкин, Е.В Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

INVESTIGATION OF THE ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF SOUND ABSORBING STRUCTURES MADE OF ELASTIC-POROUS MATERIAL «METAL RUBBER»

Safin A.I., Igolkin A.A., Shakhmatov E.V. (Samara State Aerospace University). The study aims to help solve the fundamentally new problems associated with the development of sound-absorbing structures to reduce the noise of the combustion chamber and the turbine aircraft turbine engines. A distinctive feature of this study is the use of a porous material obtained by cold pressing dosed by weight of the metal coil.

Пористые материалы нашли широкое распространение в различных областях народного хозяйства для решения задач снижения шума и теплоизоляции. Металлорезина (МР)

является пористым материалом с частично связанной структурой.

Материал МР выгодно отличается от существующих пористых материалов, благодаря совокупности преимуществ характерных только этому материалу:

• широкие возможности моделирования акустических характеристик на стадии проектирования;

• создание градиента свойств (пористости, проницаемости) пористых элементов;

возможность внедрения в фильтрующий элемент каталитических добавок.

Известно, что установка пористого материала с зазором (на относе от конструкции), увеличивает коэффициент звукопоглощения конструкции в области низких частот. При этом облегчается конструкция. В настоящей работе исследованы различные комбинации звукопоглощающих конструкций, состоящих из МР.

Для исследования коэффициента звукопоглощения было выбрано две звукопоглощающие конструкции (ЗПК) с воздушным зазором (ВЗ) 5,10,15,20 мм из МР изготовленных из проволоки марки 12Х18Н9Т – диаметром проволоки $d_П$=0,2 мм; пористостью П=0,8; толщиной h=5 и 10 мм (рис. 1).

Измерения коэффициента звукопоглощения проводились в импедансной трубе Spectronics [2]. Некоторые результаты измерений представлены на рис. 2 и 3.

Анализ результатов показывает, что с увеличением ВЗ происходит смещение пикового значения коэффициента звукопоглощения в область более низких частот (рис. 2).

В результате исследований коэффициента звукопоглощения двух ЗПК с различными ВЗ было выявлено, что коэффициент звукопоглощения зависит от конструкции ЗПК (комбинации элементов конструкции в ней). На рис. 3 показано, что две конструкции с одинаковой поверхностной массой, но с различным порядком расположения МР имеют разный коэффициент звукопоглощения.

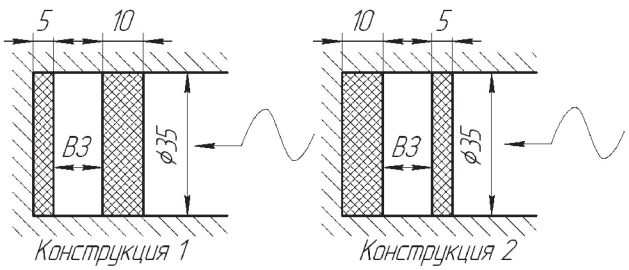


Рис. 1. Исследуемая звукопоглощающая конструкция

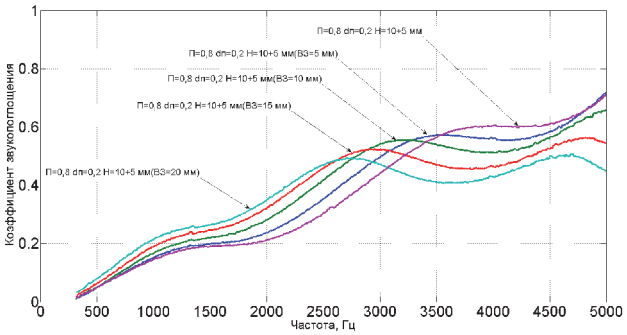


Рис. 2. Коэффициент звукопоглощения конструкции 1

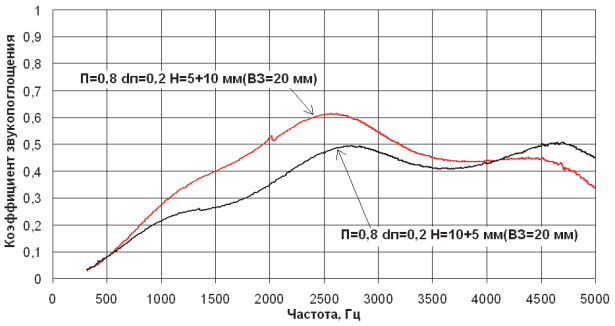


Рис. 3. Коэффициент звукопоглощения конструкции 1 и конструкции 2

В результате исследования было выявлено, что коэффициент звукопоглощения ЗПК зависит от воздушного зазора и от конструкции ЗПК. Так, например, конструкция, у которой во фронтовой части (по отношению к источнику шума) установлен элемент из МР толщиной 10 мм, имеет больший коэффициент звукопоглощения в диапазоне частот 500-4000 Гц, чем 5 мм при тех же габаритно-массовых характеристиках ЗПК.

Библиографический список

1. Изжеуров Е.А. Формирование элементов конструкций гидродинамического тракта энергетических установок из упруго пористого материала МР. М.: Машиностроение, 2001. 284 с.

2. О применении различных типов микрофонов при измерениях в импедансной трубе / А.А. Иголкин, А.И. Сафин, Е.В. Шахматов // Вектор науки. Тольятти: ТГУ, 2011 С.49-51.

3. Исследование акустических характеристик материала МР / А.А. Иголкин. Е.А. Изжеуров, Цзян Хунюанъ, Уо Гоучи // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета).2006. № 2-2. С. 165-169.

УДК 629.1.013

ПОДАВЛЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

© 2012 В.Б. Держанский[1], И.А. Тараторкин[1], А.И. Тараторкин[2]

[1] Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург
[2] МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва

SUPPRESSION OF PARAMETRIC VIBRATIONS OF RUNNING GEAR ELEMENTS OF TRACKED VEHICLES

Derzhanskiy V.B.[1], Taratorkin I.A.[1], Taratorkin A.I.[2] ([1] Engineering Science Institute of Ural Division of RAS, Yekaterinburg, [2] Bauman Moscow State Technical University). The paper presents an analysis of proximate solutions of the Mathieu equation, taking into account the energy dissipation in the contact zone of "tire-rubber grips treadmill track." The minimum value of the modulation depth of elasticity has been substantiated to exclude parametric resonances at speeds of 15 m/s or more. The paper describes an embodiment of the track, providing a limited variation of the parameter of the modulation depth of elasticity.

В работе [1], посвященной исследованию параметрических колебаний в гусеничном движителе показано, что переменная жесткость в контакте «шина–обрезиненная беговая дорожка (ОБД)» гусениц приводит к возбуждению параметрических резонансов. При движении машин по дорогам с малодеформируемым основанием параметрические колебания опорных катков ограничивают долговечность элементов ходовой части, нарушают эффективность функционирования лазерного оптико-электронного оборудования систем управления. Кроме того эти колебания существенно повышают тепловую напряженность шин. При анализе динамики процесса в соответствии с полученным дифференциальным уравнением при многих допущениях установлена область устойчивости параметрических колебаний в форме Айнса-Стретта. В тоже время фундаментальные закономерности, современные методы и алгоритмы нелинейной динамики и хаоса позволяют более точно определить область устойчивости систем [2]. Кроме того в работе [1] не учитывались силы вязкого трения, которые сужают область устойчивых параметрических резонансных колебаний, т.е. оказывают стабилизирующее действие.

В связи с этим в данной работе решаются задачи анализа математической модели и определения параметра глубины модуляции жесткости упругого взаимодействия в контакте «шина–обрезиненная беговая дорожка» численными методами и с учетом диссипативных характеристик, исключающих резонанс. В соответствии с результатами моделирования разрабатывается конструкция гусеницы с требуемыми параметрами.

Решение уравнения Матье, определяющего движение опорного катка [1] дополненного экспериментально определенной составляющей вязкого сопротивления позволило получить критические значения параметра глубины модуляции, исключающие возникновение параметрического резонанса (см. рис. 1). Пиловидная кривая характеризуют границы двух первых областей неустойчивости соответственно при $\omega_0/p = 1$ и $2\omega_0/p = 1$. Как видно из графика, для исключения параметрических колебаний необходимо либо снижать текущее значение коэффициента модуляция с целью выйти за пределы диапазона устойчивых параметрических резонансных колебаний (ниже пиков границ устойчивости), либо увеличивать коэффициент диссипации, т. е. вязкое сопротивление в системе, что приведет к расширению границ неустойчивости и обеспечит требуемый результат. Например, для глубины модуляции $\mu_{кр}$=0,6 (вариант: шина 560·95·30, трак h =27 мм.) опорный каток будет находиться в зоне устойчивых параметрических резонансных колебаний в диапазоне скоростей от 2 до 6,3 м/с и от 8 до 16 м/с.

Из графиков следует, что для исключения параметрических резонансных колебаний опорных катков при движении машины со скоростью менее 7 м/с значение параметра глубины модуляции *м* не должно превышать 0,28. При скорости более 7 м/с для полного исключения резонанса глубина модуляции должны быть менее 0.077.

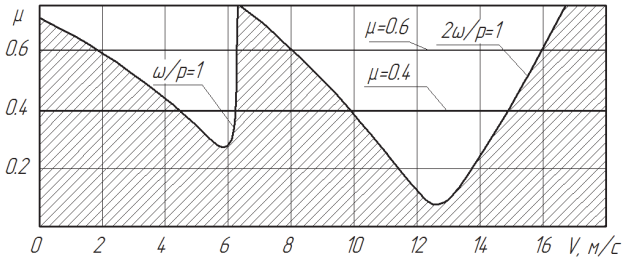


Рис. 1. Результаты определения зон устойчивых параметрических колебаний (незаштрихованные области)

Учитывая тенденцию дальнейшего повышения скоростных качеств машин, задача исключения параметрических резонансов приобретает еще большую актуальность. В соответствии с полученным результатом разработана конструкция гусеницы параметр глубины модуляции жесткости которой соответствует приведенным требованиям [3].

Эффективность предлагаемого решения подтверждена результатами численного моделирования в пакете ANSYS. Предложенное решение стабилизирует упругость, т.е. снижает значение параметра модуляции упругости гусеницы в вертикальной плоскости, что способствует непрерывности контакта шин с обрезиненной беговой дорожкой, соответственно и вероятность возбуждения параметрических колебаний. Это позволит увеличить долговечность элементов ходовой части, повысить эффективность функционирования лазерного оптико-электронного оборудования систем управления, снизить температуру шин опорных катков.

Библиографический список

1. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Формирование высокочастотного динамического нагружения элементов ходовой части гусеничной машины // Механика машин, механизмов и материалов [Международный научно-технический журнал. Минск: Изд-во БНТУ]. 2010. № 2 (11). С. 48 – 52.

2. Закржевский М.В. Щукин И.Т., Евстигнеев В.Ю., Фролов В.Ю. и др. Нелинейная динамика и хаос // Бифуркационные группы и редкие аттракторы. Рига: Издательство РТУ, 2012. 181 с.

3. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. и др. Гусеница транспортной машины. Заявка на полезную модель. Рег. № 2012126204 от 22.06.2012.

УДК 534.83

ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИй

© 2012 М.А. Ермилов, А.Н. Крючков, Г.О. Белов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

SHOCK ABSORBER FOR SCREW COMPRESSORS AT GAS STATIONS

Yermilov M.A., Kryuchkov A.N., Belov G.O. (Samara State Aerospace University). The paper describes the screw compressor vibration problem and its solution. It also presents the design of mufflers and shows the results of the tests.

Процесс работы компрессоров неизбежно сопровождается вибрацией и шумом, допустимые уровни которых жестко регламентируются у всех машин. И это неудивительно, поскольку шум отрицательно влияет на работоспособность человека в производственных условиях и может представить угрозу для его здоровья, при оценке интенсивности шума учитывают также санитарные требования в части допустимых уровней громкости (высоты тонов и частот). Так же совместные колебания упругих оболочек и газа в некоторых случаях могут привести к дестабилизации работы контрольно-измерительных приборов и автоматики. Ввиду указанного, борьба с шумом является важной производственной и социальной задачей, и эта проблема должна учитываться при создании и эксплуатации гидромашин.

Исследования высокочастотных спектров воздушных шумов компрессоров показали, что главные составляющие, имеющие наиболее высокие уровни, являются тона кратные

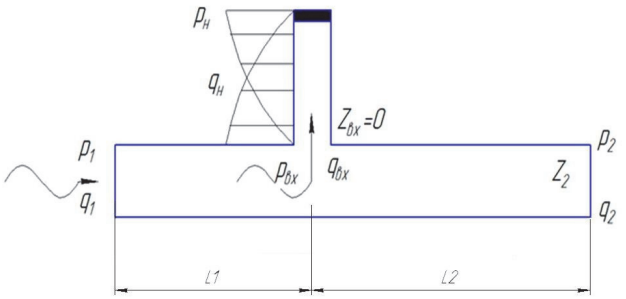


Рис. 1. Участок трубы с ответвленным резонатором

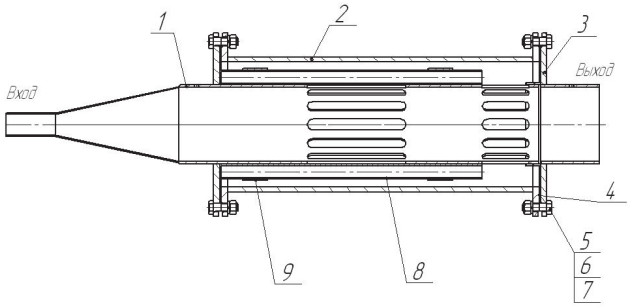


Рис. 2. Глушитель шума выхлопа компрессора: 1 – внутренний контур; 2 – корпус; 3 – крышка; 4 – прокладка; 5, 6, 7 – болт, гайка, шайба; 8 – трубка-резонатор; 9 – хомут

частотам «выстреливания» рабочих камер. В соответствии с этим наибольший уровень шума возникает на высоких гармониках (роторной) частоты. Следовательно, наша задача погасить гармоники на частотах кратные частоте выхлопа винтового компрессора. Так как рабочим телом компрессора является углеводородный газ, то вариант применения звукопоглощающий материал неприемлем, так как он быстро «разрушится». Применение глушителей, создающих большое гидравлическое сопротивление, также неактуально, так как это скажется на дальнейшей транспортировке газа.

Следуя этим выводам, в качестве глушителя шума выхлопа компрессора был выбран глушитель на основе четвертьволнового резонатора.

Волна, проходя по трубопроводу, будет идти по тому пути, на котором звуковое сопротивление меньшее, т.е. $Z_{вх}$ должно быть меньше Z_2 (рис. 1). При этом условии волна, попадая в резонатор, будет отражаться обратно к источнику пульсаций.

Для участка трубы с закрытым торцом входное сопротивление равно

$$Z_{вх} = Z_в \operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c}.$$

Следовательно, $Z_{вх}$ будет равно 0 тогда, когда $\operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c} = 0$, а это будет при $\frac{\omega L}{c} = (1,3,5...)\frac{\pi}{2}$.

Исходя из конструкторских соображений, был создан вариант конструкции опытного образца глушителя шума (рис. 2), состоящий из основной трубы и пучка трубок заключенные в общую оболочку.

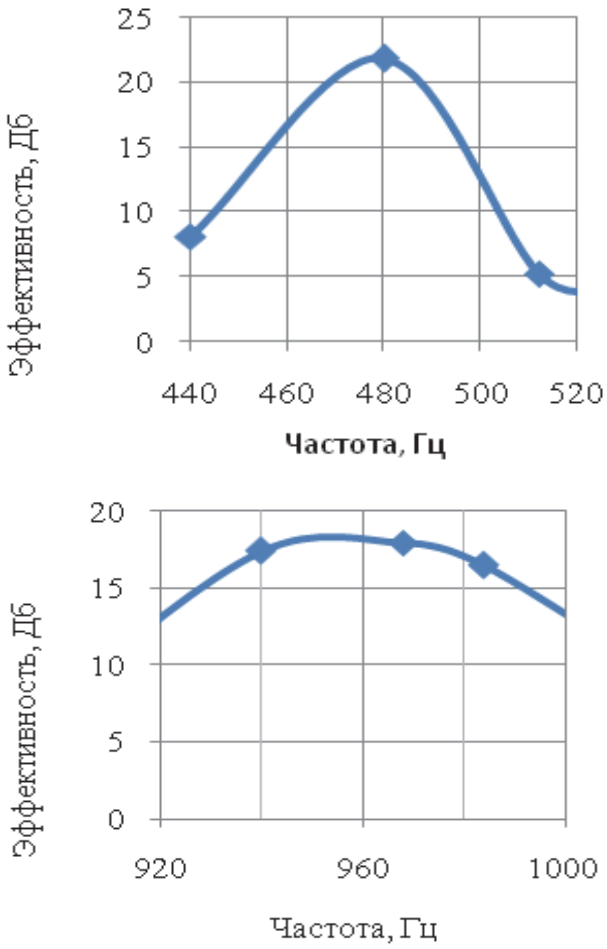


Рис. 3. Эффективность гасителя на первой и второй гармонике (480Гц и 960Гц)

Эффективность (снижение пульсаций давления) такого гасителя для наших частот (480Гц, 960Гц, 1440Гц) составила от до 15 до 22 Дб.

Библиографический список

1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980.

УДК 534.62

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

© 2012 М.А. Ермилов, Г.О. Белов, А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

TEST STAND FOR NOISE SILENCERS

Yermilov M.A., Belov G.O., Kryuchkov A.N. (Samara State Aerospace University). The paper describes the block diagram and the operation principle of the stand for testing the silencers.

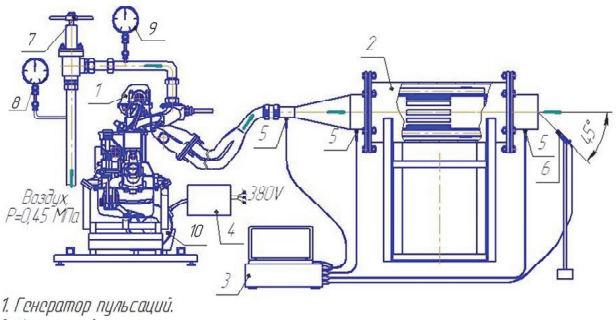
При проектирование и создания глушителей шума возникает проблема проверки их эффективности. Для решения этой проблемы был разработан стенд для испытания глушителей шума. Главной задачей стенда является создание условий работы испытуемых образцов приближенных к реальным.

На рис. 1 показана структурная схема стенда для испытаний опытного образца глушителя шума.

В качестве генератора пульсаций 1 используется двигатель внутреннего сгорания, а в частности восьмиклапанный двигатель от автомобиля ВАЗ-2101 (рис. 2). Привод двигателя осуществляется от электродвигателя 10 через ременную передачу (передаточное число равно 1,74) (рис. 3).

Электродвигатель управляется частотным регулятором оборотов, который подключен к сети 380 В. Поршня генератора пульсаций неподвижны, так как привод коленчатого вала отсутствует, и находятся в среднем положении.

От электродвигателя в движение приводится только распределительный вал генера-



1. Генератор пульсаций.
2. Испытуемый глушитель шума
3. Регистрирующий комплекс
4. Регулятор оборотов электродвигателя
5. Датчик пульсаций давления
6. Микрофон
7. Вентиль
8. Манометр до вентиль
9. Манометр после вентиль
10. Электродвигатель

Рис. 1.Функциональная схема стенда для испытаний опытного образца глушителя шума



Рис. 2. Генератор пульсаций (восьмиклапанный двигатель от автомобиля ВАЗ-2101)



Рис. 3. Привод генератора пульсаций

тора 1, который управляет клапанами. Входные клапана постоянно открыты, поэтому в камерах цилиндров всегда постоянное давление воздуха, который подается из воздушной магистрали университета под давлением. Давление на входе можно регулировать при помощи вентиля 7 Открываются и закрываются только выходные клапана, тем самым создаются пульсации газа. За один оборот распределительного вала срабатывают два клапана, следовательно, создается две пульсации.

Далее пульсирующий газ поступает в опытный образец глушителя шума 2 (рис. 1).

Замеры пульсаций давления газа проводятся с помощью датчиков 5 в узком сечении на входе в глушитель , в расширенном сечении на входе в глушитель и в сечении на выходе из глушителя. Также замеряется шум с помощью микрофона 6, установленного под углом 45° к выходному потоку газа из глушителя.

Разработанный стенд позволяет эффективно определять опытным путём собственные характеристики разрабатываемых глушителей пульсаций расхода и давления.

УДК 62-503.57

ОЦЕНКА МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ АКТИВНОГО СНИЖЕНИЯ ШУМА

© 2012 М.С. Гаспаров[1], М.Ю. Харитонов[2], Д.Е. Гаврилина[1]

[1]Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ООО «УРАРТУ», Самара

SECONDARY PATH IDENTIFICATION IN ACTIVE NOISE CANCELLATION SYSTEMS

Gasparov M.S.[1], Kharitonov M.U.[2], Gavrilina D.E.[1] ([1]Samara State Aerospace University, [2] URARTU Systems LLC. *This paper presents the influence of the hardware on the estimation of the secondary path identification and the noise cancellation system. The active noise cancellation system with feedback neutralization has been developed. Two systems were investigated: FPGA with VxWorks real time operating system and PXI controller with Labview real time operating system.*

Тенденции развития энергоустановок и гидропривода в направлении повышения энергетической эффективности приводят к появлению новых методов и средств управления потоком рабочей жидкости, основанных на использовании дискретной техники. По данным зарубежных источников применение таких средств позволяет повысить КПД гидропривода на десятки процентов. Одной из актуальных задач является разработка эффективных методов и средств снижения пульсации давления рабочей жидкости и шума.

Активные методы управления широко развиты и используются в области подавления структурного и воздушного шумов [1]. Идея заключается в применении принципа суперпозиции для создания интерференционной картины и таким образом снижения шума. Примеры снижения гидравлического шума на базе принципа активного управления шумом (ANC) являются редкими вследствие ограничений средств аппаратной реализации.

Несмотря на широкое применение систем снижения воздушного шума, в некоторых случаях существует проблема акустической связи датчиков управления и опорного сигнала. Особенно это проявляется в широком диапазоне шума, когда нет возможности использовать не акустический опорный сигнал, и не помогают такие способы как применение направленных микрофонов. Для решения этой проблемы развиваются методы подавления обратной связи, такие как алгоритм Fu-LMS связанный с применением рекурсивного фильтра с переменным шагом и синтез систем управления на базе теории H_∞ [2].

В данной работе уделено внимание практическому применению различных аппаратных платформ для идентификации модели передаточной функции объекта управления (модель вторичного канала Sz) и учета передаточной функции обратной связи Fz (рис.1, 2). Оба блока реализованы в виде цифровых фильтров.



Рис. 1. Объект исследований – модельный вентиляционный канал

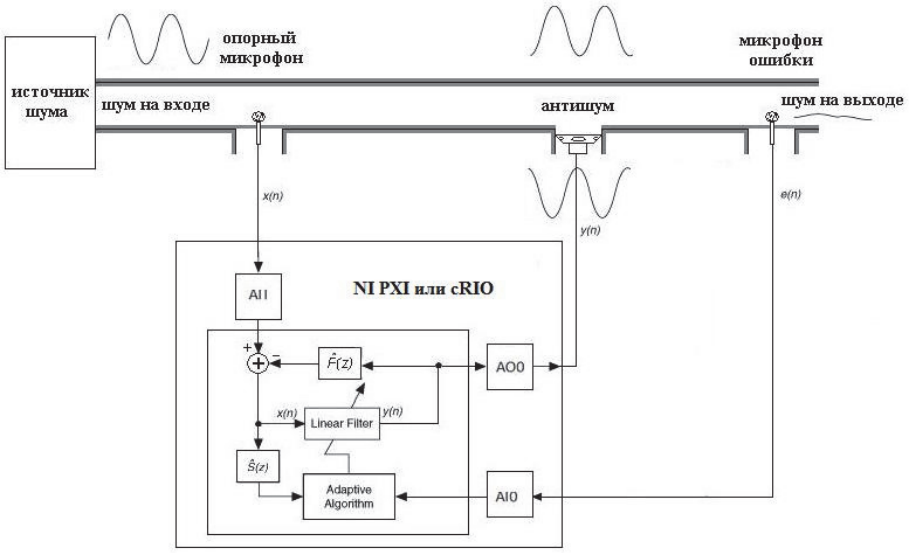


Рис. 2. Схема активного снижения шума

Знание вторичного пути S(z) имеет большое значение в алгоритме FXLMS. Обычно оценка вторичного пути определяется в режиме офлайн и затем передается в контроллер и оценивается в приложениях реального времени. Для идентификации используется дополнительный LMS фильтр. В некоторых системах, где условия вторичного канала не стационарны, требуется одновременное проведение онлайн идентификации и снижения шума.

Для этой задачи могут быть использованы оба фильтра, как во временной, так и в частотной области. На практике использование фильтра во временной области может вызвать проблемы с онлайн идентификацией, поскольку оценка может быть повреждена сигналом ошибки, который содержит несвязанные компоненты с опорного сигнала. Это может увеличить время сходимости фильтра и как следствие нестабильность. Вследствие чего многие применяют фильтры в частотной области. В нашей работе внимание уделено изучении влияния характеристик аппаратной платформы на оценку вторичного пути и системы снижения шума в целом.

В результате реализована система активного снижения шума с подавлением обратной связи, и проведены исследования на двух аппаратных платформах. Первая – на базе ПЛИС и контроллера cRIO с операционной системой реального времени VxWorks , вторая – на базе платформы PXI с операционной системой реального времени Labview (PharLap). Система на базе PXI более удобна для отладки, так как в данном случае имеется возможность быстро вносить изменения в систему без длительного процесса компиляции программы для ПЛИС.

Работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" (2009-2013гг.), выполняемой в рамках мероприятия 1.2.2. "Проведение научных исследований под руководством кандидатов наук

Библиографический список

1. Kuo S. and Morgan D. Active noise control systems: algorithms and DSP implementations. John Wiley & Sons, Inc. New York, NY, USA, 1995.

2. Zeng J., de Callafon R.A. Recursive filter estimation for feedforward noise cancellation with acoustic coupling // Journal of Sound and Vibration. 2006. Vol. 291. Pp. 1061–1079.

УДК 534.614

ИЗМЕРЕНИЯ АКУСТИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ В ЗАДАЧАХ ЛОКАЛИЗАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ШУМА

© 2012 М.С. Гаспаров[1], М.Ю. Харитонов[2], Д.Е. Гаврилина[1]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ООО «УРАРТУ», Самара

MEASURING THE ACOUSTIC PARTICLE VELOCITY IN SOLVING THE NOISE SOURCE LOCALIZATION PROBLEMS

Gasparov M.S.[1], Kharitonov M.U.[2], Gavrilina D.E.[1] ([1]Samara State Aerospace University, [2]URARTU Systems LLC, Samara). *The paper presents the advantages of sound intensity measurements based on the acoustic particle velocity. It gives a review of the acoustic camera and in-situ absorption systems.*

При изучении различных шумовых полей измерения звукового давления далеко не всегда дают исчерпывающую информацию об особенностях поля, особенно если оно имеет сложную пространственную структуру. Гораздо более полная информация может быть получена из анализа энергетических характеристик звукового поля: плотности потенциальной и кинетической энергии, вектора акустической интенсивности. Особый интерес представляет информация о векторе интенсивности: определение его величины и направления в различных точках звукового поля позволяет, в частности локализовать источник шума и вычислить его акустическую мощность [1].

Интенсивность звука является произведением звукового давления на колебательную скорость частиц. Традиционные средства определяют интенсивность звука методом 2х микрофонов.

$$\hat{I}_{pp} = \langle \hat{p}\hat{u} \rangle_t = \left\langle \frac{p_1(t) + p_2(t)}{2} \int_{-\infty}^{t} \frac{p_1(\tau) - p_2(\tau)}{\rho \Delta r} d\tau \right\rangle_t$$

Данный способ вносит значительные ошибки, связанные с расстоянием между микрофонов и фазой.

$$\hat{I}_{pp} / I = \frac{\sin k\Delta r}{k\Delta r},$$

$$\hat{I}_{pp} \cong I_{pp} - \frac{\varphi_{pe}}{k\Delta r} \frac{p_{rms}^2}{\rho c} = I\left(1 - \frac{\varphi_{pe}}{k\Delta r} \frac{p_{rms}^2 / \rho c}{I}\right).$$

Более точные измерения можно провести, непосредственно измеряя интенсивность звука, а именно измеряя звуковое давление и колебательную скорость. Такого рода датчики разработаны в университете Твенте (Нидерланды) и изготавливаются компанией Microflown Technologies.

Данные датчики непосредственно измеряют колебательную скорость и позволяют за одно измерение записать весь частотный диапазон (20 Гц – 20 кГц). При этом измерения возможны при высоком показателе интенсивности-давления [2].

Одним из основных продуктов локализации источников шума является акустическая камера ближнего поля на основе датчиков PU (давление, скорость). Эта решетка может быть использована в реальных условиях эксплуатации и в условиях реверберации. В отличие от традиционных методов массив датчиков измеряет не только звуковое давление, но и колебательную скорость и интенсивность звука [3].

Эти камеры дают точную карту скоростей частиц в полном диапазоне звуковых частот. Динамический диапазон частотно независимый, поэтому для всех частот может быть достигнут тот же самый высокий диапазон.

Поскольку камера ближнего поля непосредственно визуализирует данные измерений в частотной области, пространственная разрешающая способность определяется только областью датчика, которая обычно составляет несколько сантиметров и может быть легко изменена (рис. 1, 2)

Метод измерения непосредственно колебательной скорости не имеет аналогов среди других систем (на базе микрофонов) по достигнутому разрешению, особенно на низких частотах.

Способ позволяет также измерять звукопоглощение материалов без применения камер и импедансной трубы (300 Гц – 10 кГц).



Рис. 1. Система локализации источников шума

Библиографический список

1. Кравчун П.Н.. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации. М.: Изд-во МГУ, 1991. 184 с.

2. ГОСТ 30457-97 (ИСО 9614-1-93) / Акустика. Определение уровнеи звуковои мощноси источников шума на основе интенсивости звука. Интесивность звука.

3. Сайт Microflown Technologies. URL: www.microflown.com (дата обращения 12.06.2012).

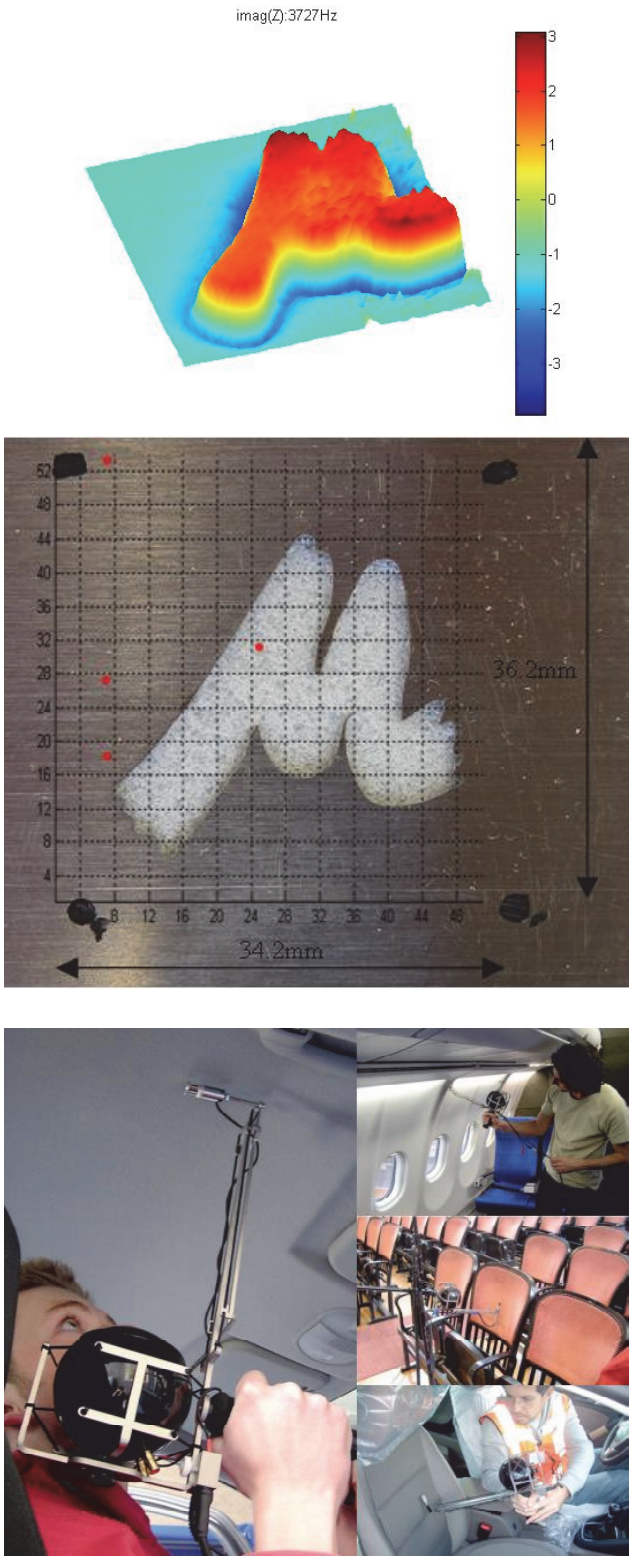


Рис. 2. Система измерения звукопоглощения и пример измерения

УДК 534.833

О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ МЕТОДОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ОБОРУДОВАНИЯ

© 2012 А.Б. Майзель, Р.В. Слуцкий

ОАО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург

ON IMPROVING THE METHODS OF DESIGNING THE VIBRO-ACOUSTIC PROTECTION FOR SHIP POWER PLANTS AND EQUIPMENT

Mayzel A.B., Slutskiy R.V. (Central Design Bureau of Marine Equipment "Rubin" OJSC, Saint-Petersburg). The requirements to the ship vibro-acoustic protection design are not easy to meet. The existing numerical techniques for acoustic design in combination with technologies of virtual 3D simulations provide the designer with a powerful tool. To improving the methods of using these tools is a priority of ship acoustics.

В настоящее время виброакустическую защиту судовых энергетических установок и оборудования проектируют, исходя из следующих основных положений:

- наиболее виброактивное оборудование устанавливается в блоках с той целью, чтобы реализовать эффекты двухкаскадного амортизирующего крепления и агрегатирования оборудования, при этом стараются минимизировать число опорных и неопорных связей блока с окружающими конструкциями;

- частотам свободных колебаний блоков на амортизации придают как можно более низкие значения (желательно вывести их за пределы нормируемого диапазона частот) для получения максимального виброизолирующего эффекта;

- частоты свободных колебаний промежуточных рамных конструкций, напротив, стремятся увеличить или хотя бы сделать их отличающимися от частот основных возмущающих усилий, создаваемых работающим оборудованием.

На практике далеко не всегда удается добиться получения положительного эффекта от внедрения перечисленных мероприятий. Сказанное объясняется, прежде всего, тем, что объекты судостроения по сравнению с любыми другими техническими объектами чрезвычайно сложны. Во-вторых, при реальном проектировании виброакустической защиты энергетических установок и оборудования зачастую оказываются невыполнимыми заданные требования к параметрам амортизирующих креплений, промежуточных, фундаментных и корпусных конструкций, не опорных связей и т.п. Например, практически очень трудно избежать совпадения частот возмущающих усилий с резонансными частотами какой-либо из конструкций. Элементы блоков ведут себя существенно более сложным образом, чем это следует из простых моделей, на основе которых формулировались перечисленные выше положения. В-третьих, что вытекает из предыдущего, существующие аналитические методы оценки виброакустических характеристик энергетических установок и оборудования, применяемые при их проектировании, недостаточно точны и не позволяют достоверно спрогнозировать результат осуществления того или иного мероприятия. Наконец, существенное понижение частот свободных колебаний блоков на амортизации порождает иные технические проблемы.

В последние годы активно развиваются численные методы акустических расчетов, такие, как методы конечных и граничных элементов, метод статистического энергетического анализа и другие. Сочетание этих методов с также развивающимися технологиями виртуального трехмерного моделирования объектов и конструкций дает в руки исследователя мощный инструмент действительно акустического проектирования, причем инструмент совместного проектирования амортизирующих креплений, промежуточных, фундаментных и корпусных конструкций. Такое сочетание позволяет существенно повысить точность расчетов, досконально исследовать особенности конкретной конструкции, отказаться от упрощений, применяемых при проектировании виброакустической защиты судовых энергетических установок и оборудования, и, в результате, обеспечить целенаправленную разработку мероприятий по ее улучшению.

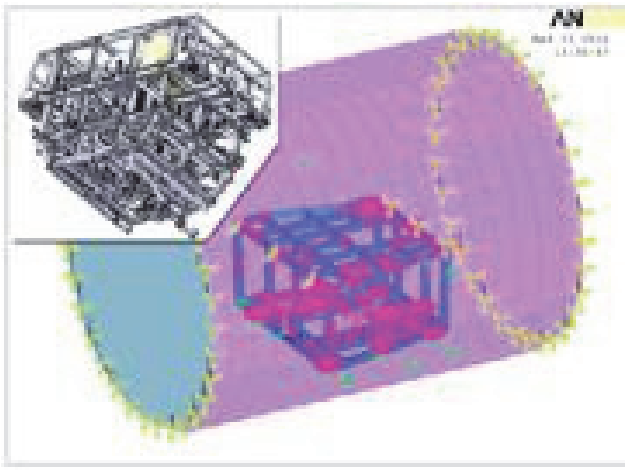


Рис. 1. Пример блока оборудования и его модели

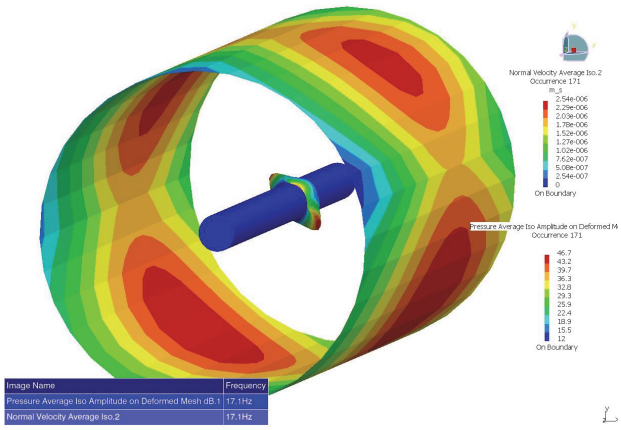


Рис. 2. Пример расчета акустического поля

Расчеты динамических и акустических характеристик судов новыми методами должны иметь комплексный характер в том смысле, что они должны охватывать все такие характеристики.

Однако главными из них должны являться параметры акустического поля в окружающей судно среде. Минимизация уровней этого поля должна служить основным критерием эффективности акустического проектирования.

Совершенствование методологии построения виброакустической защиты судовых энергетических установок и оборудования, а говоря шире – построения всей акустической защиты объектов судостроения на базе использования трехмерного моделирования и численных методов акустических расчетов является первоочередной задачей судовой акустики.

УДК 55.49.81

ОДНОКАНАЛЬНАЯ СИСТЕМА ГАШЕНИЯ ШУМА С УПРЕЖДАЮЩИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

© 2012 М.Д. Рыбальченко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

SINGLE-CHANNEL SYSTEM OF CLEARING OF NOISE WITH ANTICIPATORY INFLUENCE

Rybalchenko M.D. (Samara State Aerospace University). The system of suppression of noise by anticipatory influence with clearing of noise by antinoise, in a ventilating pipe had been received decrease in noise with frequency of 10 Hz, a zero initial phase, amplitude of 0,2 Hz and loudness 59 dB to level of 0,005 Hz. Thus antinoise moved perpendicularly to the basic stream. Researches were spent on the installation created on the basis of equipment NationalInstruments.

Наиболее сильное из всех физических воздействий на психологическое состояние человека оказывают звуки. Шум интенсивнее 30 - 35 дБ нарушает нормальный отдых и сон. Действуя на нервную систему, шум интенсивностью 45 - 60 дБ понижает внимание, замедляет психические реакции, мешает логическому мышлению, повышает утомляемость. Шум интенсивнее 80 дБ угнетает секрецию пищеварительных желез, повышает частоту пульса и кровяное давление, может быть причиной раздражительности и неврозов, ухудшает течение гипертонической болезни. Шум интенсивностью выше 85 дБ вредно воздействует на аппарат среднего уха, что проявляется в неприятных субъективных ощущениях (звон в ушах, “оглушение”) и в понижении остроты слуха.

Существуют два метода гашения шумов – активный и пассивный. Средства активного снижения шума позволяют эффективно бороться с шумом на частотах от 20 до 500 Гц, тогда как пассивные средства снижения шума

на этих частотах теряют свою эффективность, как с акустической, так и с экономической точки зрения.

Активный, или компенсационный метод снижения шума основан на эффекте одномерной, плоской или пространственной интерференции. Две звуковые волны от разных источников с одной частотой, накладываясь одна на другую, могут образовывать области повышенного и пониженного уровня звука. Если волны распространяются в одном направлении, то, варьируя их параметры, в определенной области можно получить полное гашение распространяющейся звуковой волны. Для равномерного подавления необходимо, чтобы звуковые волны шума и волны, излучаемые устройством, были не только когерентны, но чтобы при этом совпадали по форме их поверхности волнового фронта и направления их распространения. В противном случае, когерентные волны, приходя в различные точки пространства, будут иметь разные фазы и в зависимости от разности фаз будут в одном месте гасить друг друга, а в другом усиливать.

На кафедре АСЭУ были проведены исследования по снижению шумов в источниках малой мощности, таких как серверные стойки, вентиляционные каналы и т.п. с локализованным источником шума, с возможностью близкого расположения источника антишума.

Для проведения исследований была разработана установка на базе контрольно-измерительной аппаратуры компании National Instruments с виброакустическим модулем NI 9233 и модулем аналогового вывода NI 9263. В состав установки так же вошли, микрофон и акустическая колонка, в качестве источника шума и управляющая колонка, осуществляющая противовоздействие для снижения уровня шума источника.

Инструментарий, использованный при исследовании: среда графического программирования Labview; платформа CompactRIO производства National Instruments (США) с шасси с встроенной ПЛИС (отклик 25 наносекунд), контроллером реального времени и модулей ввода/вывода. Платформа DSP SPEEDY33, микрофоны ICP и акустическая колонка по ГОСТ 7.32-2001.

Объект исследования – вентиляционный канал длиной 1,2 м и диаметром 125 мм, в середине канала Т-образное разветвление, канал изнутри и снаружи покрыт щумоизоляционным материалом, на обоих концах и в середине, напротив ответвления, выполнены монтажные отверстия для установки микрофонов. Использовались два микрофона для снятия опорного и суммарного сигнала, два громкоговорителя и вентилятор для вентиляционного канала.

Шум и антишум воспроизводился идентичными громкоговорителями и воспринимался идентичными микрофонами. Сигнал антишума моделировался генератором и подавался на громкоговоритель расположенный перпендикулярно потоку. Использовался шум постоянной частоты и интенсивности, распространяющийся по гармоничному закону. Опорный микрофон, расположенный вблизи источника шума, передавал данные о шуме на адаптивный алгоритм, который на основе полученной информации моделировал антишум, подавая его на второй громкоговоритель. При этом результат гашения воспринимался микрофоном ошибки, расположенным вблизи исследуемого пространства, в котором требовалось снижения уровня шума. Соответствующие данные передавались от микрофона ошибки на адаптивный алгоритм, анализирующий подаваемую информацию и формирующий на её основании последующий антишум. Использование микрофона ошибки позволяло учитывать задержки и другие погрешности, препятствующие сходимости, однако не полностью исключало их.

Функциональная схема одноканальной системы шумоподавления с упреждающим воздействием представлена на рис. 1, а структурная схема – на рис. 2.

В соответствии с полученной диаграммой уровня шума одноканальной системы шумоподавления упреждающим воздействием с гашением шума антишумом подаваемым перпендикулярно основному потоку в вентиляционной трубе было получено снижение шума с частотой 10 Гц, нулевой начальной фазой, амплитудой 0,2 Гц и громкостью 59 дБ до уровня 0,005 Гц.

Полученные экспериментально результаты подтвердили привлекательность метода активного гашения волновых полей, но, в то же время, выявили необходимость весьма точной настройки системы управления.

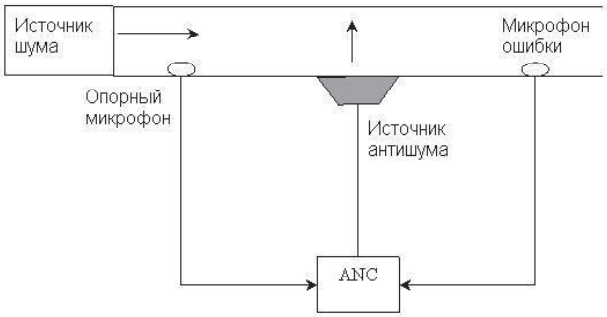


Рис. 1. Функциональная схема одноканальной системы шумоподавления с упреждающим воздействием (feedforward)

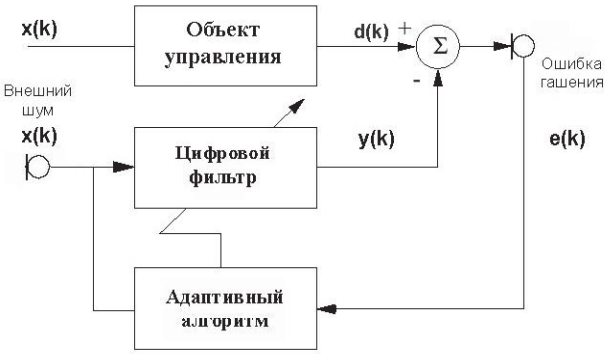


Рис. 2. Структурная схема одноканальной системы шумоподавления с упреждающим воздействием

Библиографический список

1. Васильев А.В. О принципах классификации систем активной компенсации низкочастотного шума и вибрации // Известия Самарского научного центра РАН. 2006. Т.8. №4. С. 1156-1170.

УДК 001.891.57

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ МОДЕЛИ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

©2012 И.Г. Рыбалкин, А.И.Сафин, П.С. Доденко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

EXPERIMENTAL OPTIMIZATION MODEL MUFFLERS PRESSURE

Rybalkin I.G., Safin A.I., Dodenko P.S. (Samara State Aerospace University). The work was carried out to optimize the model muffler pressure. Determined the basic design parameters that presumably have an impact on efficiency. As a result of this work was established experimental model muffler pressure with efficiency 10.6 dBA.

В современном машиностроительном производстве, а также в системах автоматического регулирования, пневматические системы становятся неотъемлемой частью общего производственного механизма. В процессе работы пневматических различного назначения, таких, например, как системы сжатого воздуха промышленного назначения, периодически возникает необходимость редуцирования сжатого воздуха (газа) на различных участках таких систем.

Шум узлов редуцирования обусловлен срабатыванием перепада давления на регулирующем органе, т.е. источником шума является регулятор давления в котором происходит процесс дросселирования газа.

Для снижения шума регуляторов давления был разработан гаситель пульсаций давления (ГПД). ГПД представляет собой проточный канал, разделенный на несколько частей. Изменение конструкции каждой части в отдельности позволяет исследовать влияние параметров газового потока на акустические характеристики ГПД.

Экспериментальные исследование акустических характеристик проводилось в заглушенной камере, что позволило снизить, влияние внешних источников шума и вибрации на систему, до минимума. Было использовано современное акустическое оборудование: шумомер “Октава – 110А”, акустическая измерительная система “Symphonie”. Так же была создана программа, на основе программного обеспечения и оборудования National Instruments, позволяющая получать в реальном времени и записывать данные с датчиков пульсаций давления и микрофона.

По результатам первоначальных испытаний было решено произвести экспериментальную оптимизацию модели гасителя пульсаций давления. Были выявлены основные парамет-

ры конструкции, предположительно имеющие влияние на эффективность ГПД. Такими параметрами являются:

- количество шайб в конструкции ГПД.
- проходное сечение первой шайбы в конструкции, при условии, что последующие шайбы реализуют дифузорный канал.
- толщина проставок, разделяющих шайбы, т.е. расстояние между шайбами.

1. Исследование влияния размера проходного сечения первой шайбы конструкции на эффективность ГПД

При проведение испытаний определялась конструкция ГПД с 6ью шайбами с максимально эффективными показателями, при этом подбиралось проходное сечение первой шайбы, а все последующие шайбы подбирались таким образом, чтобы реализовывался дифузорный канал.

Максимальную эффективность, 8,5 дБ и 9,1 дБА, показала конструкция с первой шайбой, проходное сечение 141,4 мм^2 (рис. 1).

Исходя из полученных графиков можно сделать вывод, о том что конструкция с шайбой, проходное сечение которой рано 102,3 мм^2, имеет пережатое проходное сечение, за счет чего уровень шума и эффективность уменьшается, а конструкции начиная с шайбы, проходное сечение которой рано 157,2 мм^2, имеют низкое гидравлическое сопротивление ,что следует из значений $\Delta P_{отн}$, что также умешает эффективность данных конструкций.

2. Исследование влияния количества шайб в конструкции на эффективность ГПД.

В данных испытаниях, определялось оптимальное значение шайб в конструкции ГПД. В испытаниях принимали участие конструкции имеющие от 1 до 6 шайб.

Исходя из полученного графика (рис. 2) можно сделать вывод, о том что конструкция с 5-ю шайбами имеет такое же гидравлическое сопротивление, что и конструкция с 6ью шайбами, но при этом эффективность увеличивается и составляет 8,8 дБ и 9,6 дБА. Данный факт свидетельствует о неэффективности использования шайб с большим проходным сечение, т.е. с низким гидравлическим сопротивлением, при этом данные шайбы становятся дополнительным источником шума, уменьшая эффективность всей конструкции. Дальнейшее уменьшение количества шайб приводит к уменьшению гидравлического сопротивления, а следовательно и уменьшению эффективности.

3. Исследование влияния толщины проставок на эффективность ГПД

В серии испытаний определялось оптимальное значение толщины проставок используемых в ГПД. В испытаниях принимали участие конструкции имеющие проставки толщиной 2,5,7 и 10 мм.

Исходя из полученного графика (рис. 3) можно сделать вывод, о том что конструкция с проставками 2 мм имеет максимальную эффективность 10 дБ и 10,6 дБА. Увеличение толщины проставок уменьшает эффективность конструкции ГПД.

В результате проделанной работы была создана опытная модель гасителя пульсаций давления с эффективностью 10,6 дБА. Следует заметить, что уменьшение уровня аккустической мощности на 3 дБ, означает снижение мощности потока в 2 раза.

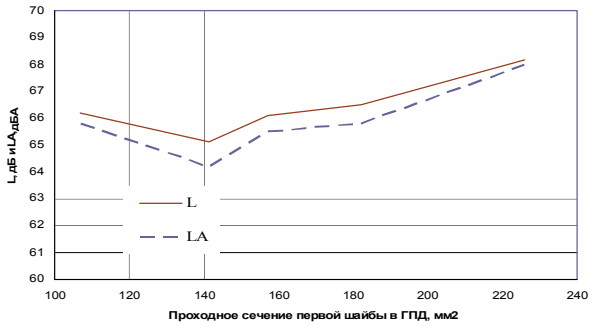


Рис. 1. Зависимость уровня шума от проходного сечения первой шайбы

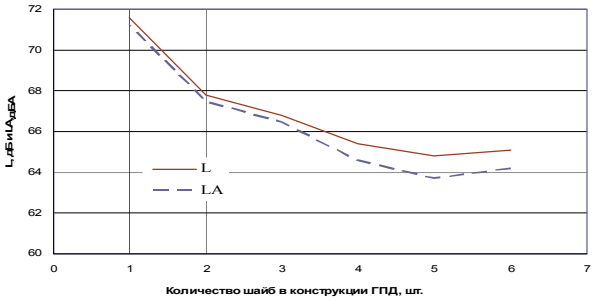


Рис. 2. Зависимость уровня шума от количества шайб

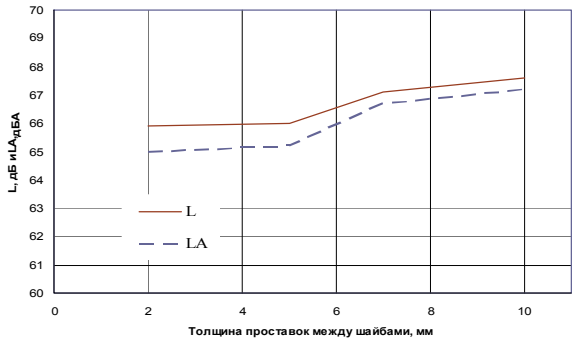


Рис. 3. Зависимость уровня шума от толщины проставок

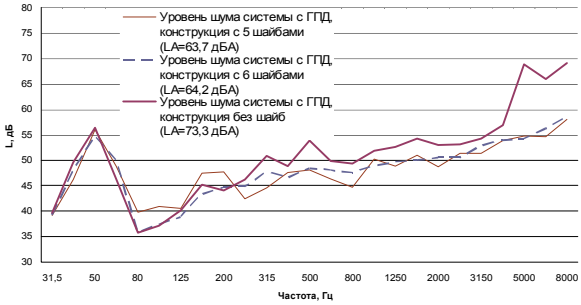


Рис. 4. Зависимость уровня шума в частотном спектре

Библиографический список

1. Справочник по контролю промышленных шумов: пер. с англ. Л. Б. Скарина, Н. И. Шабанова [под ред. д-ра техн. наук проф. В. В. Клюева]. М.: Машиностроение, 1979. 447 с.

2. Noise and vibration control engineering. Second edition. Principles and applications/ Istvan L. Ver and Leo L.Beranek.; Published by Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2006. 966 с.

УДК 621.671

НАСОСЫ ДЛЯ СВЕРХМОЩНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

© 2012 Г.М. Моргунов

Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва

PUMPS FOR HIGH-POWER GENERATING UNITS

Morgunov G.M. (National Research University "Moscow Power Engineering University", Moscow). The paper gives a brief review of the author's earlier works where he proposed some innovative and promising design solutions for the pumps of high-power generating units (about 1 GW and over) working under supercritical steam conditions. The specific features of one multi-stage pump option are described in more detail. The material may be of interest for power engineering companies and electrogenerating unit developers.

Получены инновационные и, по нашему мнению, перспективные проектные решения для последовательной совокупности насосов основного цикла: конденсатных (КН), бустерных (БН) и питательных (ПН),- для крупных энергоблоков (ЭБ) гигаваттного класса, работающих на сверхкритических параметрах пара. Представленный далее материал, по существу, может рассматриваться в качестве развития публикации [1], которая включает первые результаты настоящей темы и полагается известной, как и соответствующие ее проблематике усложненные гидродинамические и конструкторско-технологические проблемы, возникающие при совершенствовании существующих или создании питательных систем (ПС) нового поколения применительно к ЭБ с установленной мощностью порядка 1 ГВт. Более детальные описания выполненных разработок публикуются в [2]. Достаточно полные сведения по этому вопросу содержатся в изданиях [3-6].

На данный момент предлагаемые проектные решения относятся по преимуществу к концептуальному этапу синтеза сверхмощных энергетических объектов ПС с отвечающим ему уровнем определения, либо прогнозной оценки показателей назначения и качеств. Эти показатели базируются главным образом на обобщении и экстраполяции опытных данных и, частично, экспертных рекомендациях.

В [2] в установленной ранее последовательности приводятся варианты исполнения насосного оборудования ПС на режимные параметры с суммарной мощностью 50 МВт, а именно, агрегата конденсатных насосов (АКН), включающего два вертикальных насоса КН1 первого подъема и один высокооборотный насос КН2 второго подъема, а также по одному БН, ПН, но с тремя и двумя модификациями исполнения соответственно. Для каждого из данных объектов прогнозируются повышенные свойства по их энергокавитационным и виброакустическим показателям, надежности и ресурсу. Обратим, в частности, внимание на то, что в конструкциях насосов отсутствуют спиральные элементы в подводящих и отводящих устройствах, являющихся источниками неуравновешенных радиальных нагрузок, особенно значительных на неоптимальных режимах работы мощных гидромашин.

БН спроектированы для двух новых модификаций ПН: с параллельной работой по подаче (ДПН), т.е. с двухсторонним подводом РТ [1] и последовательной с двумя эквивалентными по напорности, но встречно действующими секциями ступеней. Существо конструктивного исполнения такого ПН с аббревиатурой обозначения ПНД изложено в [2]. Параметры номинального режима функционирования спроектированных модификаций ПН содержатся также в статье [1].

Для БН, в связи с их преобладающим назначением обеспечивать бескавитационное обтекание лопастных систем РК первых ступеней ПН, расчетным явился режим наибольшей подачи из её полного диапазона (0,3÷1,5) $м^3с^{-1}$, т.е. при Q_{sup}=1,5 $м^3с^{-1}$. При этом параметр кавитации РК для ДПН с $Q_{sup/z}$=0,75 $м^3с^{-1}$ имеет оценку $H_{к.дп}$=120 м, а для ПНД при подаче $Q_{sup}H_{к.пд}$=265 м (см. в [1] рис. 3). Тогда, учитывая давление насыщенных паров $H_п$=130 м при t=190°, установленное ранее давление на входе в БН $H_{1.БН}$=144 м (как результат действия АКН с учетом потерь $h_г$ в гидролиниях) и принимая достаточно высоким кавитационный запас на входе в ПН $\Delta H_{пн}$=30 м, получим следующие значения напоров БН при отмеченных подачах: $H_{Д2.Б}$=135 м для ДПН и $H_{ДБ}$=285 м для ПНД. В

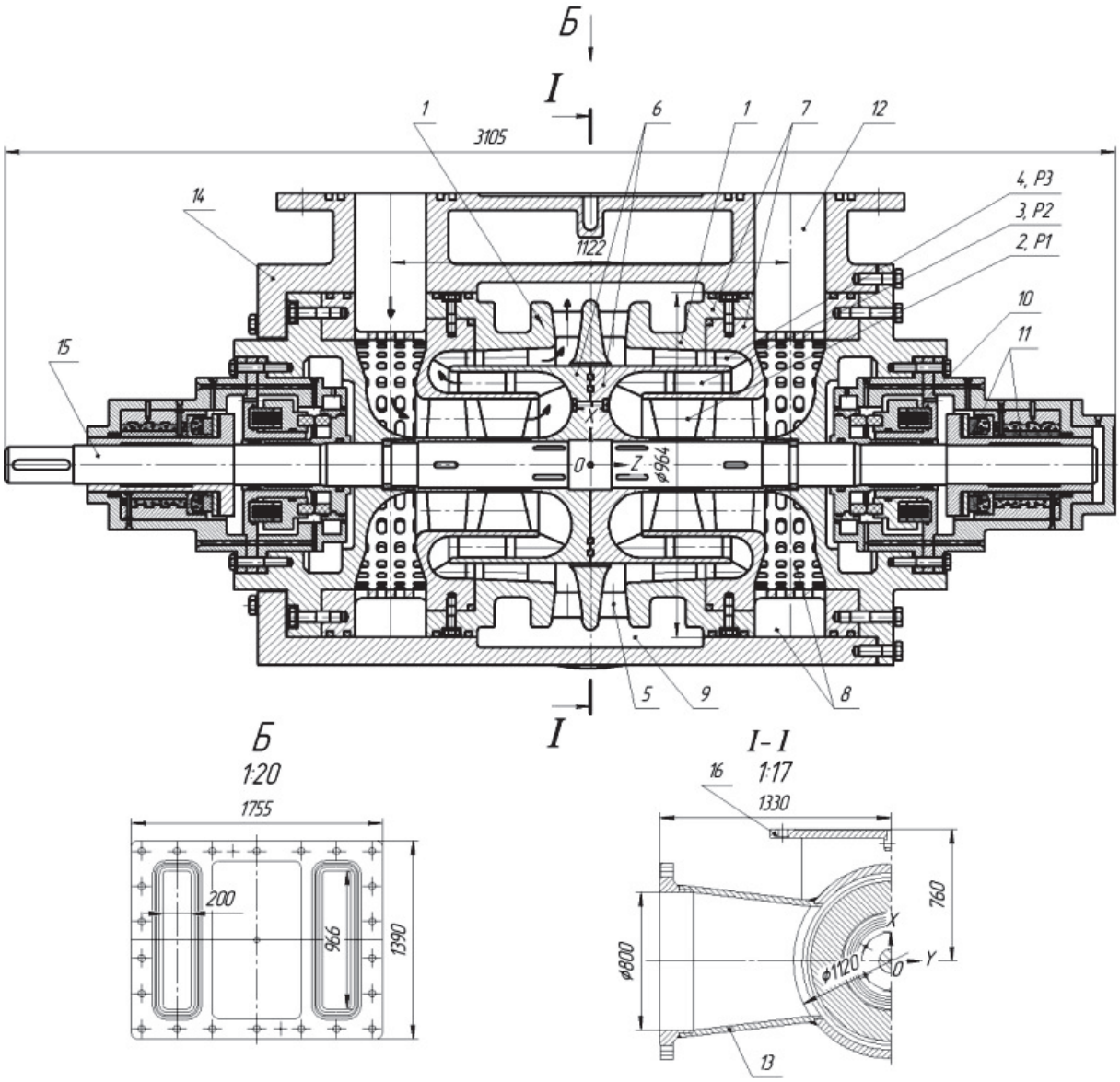


Рис. 1. Бустерный насос ДБНS:
1-картридж; 2-шнековая ступень РО первого (втулочного) ряда P_1, 3-ступень РО второго (среднего)ряда P_2; 4- ступень РО третьего (периферийного)ряда P_3; 5-выправляющая радиальная решетка; 6-втулка РК среднего и периферийного рядов; 7-корпусные детали НА; 8-кольцевой подвод с турбулизирующей диафрагмой; 9-кольцевой отвод; 10-торцевое уплотнение; 11-осерадиальный подшипник; 12-патрубок всасывания; 13-патрубок нагнетания; 14- корпус картриджа; 15-вал; 16-полка крепления насоса к основанию деаэратора

соответствии с этими результатами БН для ДПН при общепринятом применении центробежных РК может быть выполнен одноступенчатым по напору и двухсторонним как по входам в РК, так и выходу РТ из насоса, а для ПНД целесообразно двухступенчатое по напору исполнение БН с двухсторонним входом РТ в РК и общим центральным его выходом из насоса.

В качестве одного из вариантов проектной разработки на рис.1 представлен разрез по полирядному бустерному насосу ДБНS с аналогичным другим модификациям БН свойством симметрии элементов, имеющих номера позиций 2-12. Активная часть картриджа этой гидромашины состоит из двух, установленных встречно, трехрядных ($P_k k$=1,2,3), последовательно действующих по напору одноступенчатых в каждом ряде осевых лопастных систем ступеней 2,3,4. Особенности функционирования и позитивные свойства таких полирядных ступеней изложены в [7]. В частности, выполнение в данном решении ступени втулочного ряда P_1 в виде усеченного шнека, позволило повысить частоту вращения ротора до n=3000об/мин с удовлетворением (по расчетным данным) условию бескавитационной работы ДБНS во всем рабочем диапазоне подач 0,3 – 1,5 $м^3с^{-1}$. При этом снижение радиально-

го и осевого габаритов картриджа 1 по сравнению с БН, в конструкциях которых применены центробежные рабочие колеса (РК), составило ~25% РК в каждом ряде спроектированы на следующие напоры: 20м, 85м и 180м для P_1,P_2,P_3 соответственно.

Автор полагает, что предлагаемые проекты насосов для мощных теплоэнергетических энергоблоков носят достаточно общий характер и найдут ту или иную степень дальнейшей практической проработки и конкретного применения в организациях энергетического машиностроения и на фирмах по разработке электрогенерирующих установок.

Библиографический список

1. Моргунов Г.М. Совершенствование основного насосного оборудования в мощных теплоэнергетических установках // Теплоэнергетика. 2010. №12. С.45-53.

2. Моргунов Г.М. Разработка насосов нового поколения для питательных систем мощных энергоблоков // Теплоэнергетика, 2012. №8. С. 1-12.

3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.-Л.: Машиностроение,1966, 364 с.

4. Лопастные насосы: Справочник [под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова]. Л.: Машиностроение. Ленингр.отд.,1986. 334 с.

5. Вестник Южно-Уральского Государственного университета. Сер. “Машиностроение”. 2005. Вып.6. №1. С.25-93,143-167.

6. Деснер О.Г., Вахитов У.Г. Высоконапорные насосы осевого типа для перекачки химически активных жидкостей, содержащих твердые частицы // Изв. РАН. Энергетика. 2005. №3. С. 156-161.

7. Моргунов Г.М. Лопастные машины для жидкостей и газов с увеличенной плотностью полезно используемой энергии // Вестник МЭИ. 2007. №4. С. 5-13.

УДК 62-522.7

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ИЗДЕЛИЙ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

© 2012 Ю.Л. Арзуманов[1],С.К. Тусюк[2], Е.М. Халатов[1]

[1] КБ “Арматура” – филиал ГКНПЦ им. М.В. Хруничева, Ковров.
[2] Тульский государственный университет, Тула.

ASSESSMENT OF THE TECHNICAL CONDITION OF PNEUMATIC CONTROL COMPONENTS OF ROCKET AND SPACE COMPLEXES

Arzumanov U.L.[1], Tusyuk S.K.[2], Khalatov E.M.[1] ([1] Design Bureau “Armatura”, a branch of Khrunichev State Research and Production Space Centre, Kovrov, [2] Tula State University). *The paper explores the problem of assessing the technical conditions of the pneumatic control components of rocket and space complexes. It provides the main assessment characteristics of the components and the factors affecting the component performance capacity. The study has defined the main tasks of assessing the technical conditions of the pneumatic control components at each stage of their life cycle and provided the approaches to their solution.*

Под оценкой технического состояния будем понимать оценку работоспособности изделий пневмоавтоматики на соответствие их характеристик техническим требованиям, установленных в нормативных документах. Изделие пневмоавтоматики считается работоспособным, если его характеристики удовлетворяют требованиям технических условий. Выход значений характеристик изделия за пределы, установленные в технических условиях, означает потерю работоспособности или параметрический отказ изделия [1].

Характеристики являются функциями параметров, которые в процессе производства и эксплуатации изделий имеют отклонения или погрешности от своих номинальных значений. Погрешности параметров подразделяются на технологические и эксплуатационные.

Технологические отклонения или погрешности параметров, возникают в процессе производства и испытаний изделий и обусловлены разбросом параметров в пределах полей допусков в результате изготовления деталей и сборки, неоднородностью физико-химических свойств исходных материалов, температурных и упругих деформаций, неточностью изготовления и износа инструмента и приспособлений, погрешностью измерительных приборов.

Эксплуатационные отклонения параметров, возникают на этапе эксплуатации и обусловлены изменением внешних условий работы изделия (температуры, влажности, атмосферного давления, вибрации), а также действием процессов износа и старения в результате наработки ресурса, времени работы или хранения.

Проблема обеспечения технического состояния изделий пневмоавтоматики должна решаться на всех этапах их жизненного цикла, а именно проектирования, производства, испытаний и эксплуатации.

Изделия пневмоавтоматики представляют собой сложные газодинамические объекты, работоспособность которых оценивается характеристиками различной физической природы.

Работоспособность регулирующей пневмоавтоматики оценивается точностью статических характеристик при работе с расходом и без расхода газа, обеспечением заданного расхода газа, герметичностью клапанного узла, устойчивостью установившегося состояния.

Основными характеристиками работоспособности запорно-распределительной пневмоавтоматики является герметичность подвижных и неподвижных соединений вентилей, кранов, требуемое время срабатывания и отпускания электро- и пневмоклапанов, заданный расход газа.

Характеристиками работоспособности предохранительной пневмоавтоматики также служат герметичность соединений, точность давлений срабатывания и отпускания, отсутствие режимов автоколебаний.

Таким образом, в проблеме оценки технического состояния изделий пневмоавтоматики на каждом из этапов их жизненного цикла можно выделить следующие основные задачи.

1. На этапах проектирования и производства: задача оценки начального технического состояния устройств пневмоавтоматики или, другими словами, задача анализа работоспособности изделий после их проектирования и производства; а также задача обоснованного назначения технических условий на характеристики изделий.

2. На этапе испытаний - задача определения режимов контрольных испытаний на надежность, при которых проверка работоспособности дает наиболее достоверный результат при минимальных затратах на их проведение.

3. На этапе эксплуатации: задача прогнозирования технического состояния устройств пневмоавтоматики или прогнозирование безотказной работы изделий в течение заданного времени или наработки; задача оценки долговечности изделий или определение предельного состояния работоспособности (допустимого ресурса работы) и задача оценки ремонтопригодности или определение сроков регламентных и профилактических работ, для поддержания и восстановления работоспособного состояния изделий пневмоавтоматики.

Решение поставленных задач предполагает выполнения целого комплекса организационных, теоретических, методических и экспериментальных работ (рис. 1).

Таким образом, на первом этапе необходимо создание обобщенного математического описания объекта исследования, отвечающего определенным требованиям, учитывающих специфику решаемых задач.

Второй этап состоит в проведении статистических экспериментальных исследований влияния производства и эксплуатации на параметры и характеристики изделий пневмоавтоматики.

Третий этап состоит в разработке, на основе полученного обобщенного детализированного математического описания функционирования, системы частных математических моделей, отражающих различные режимы ра-

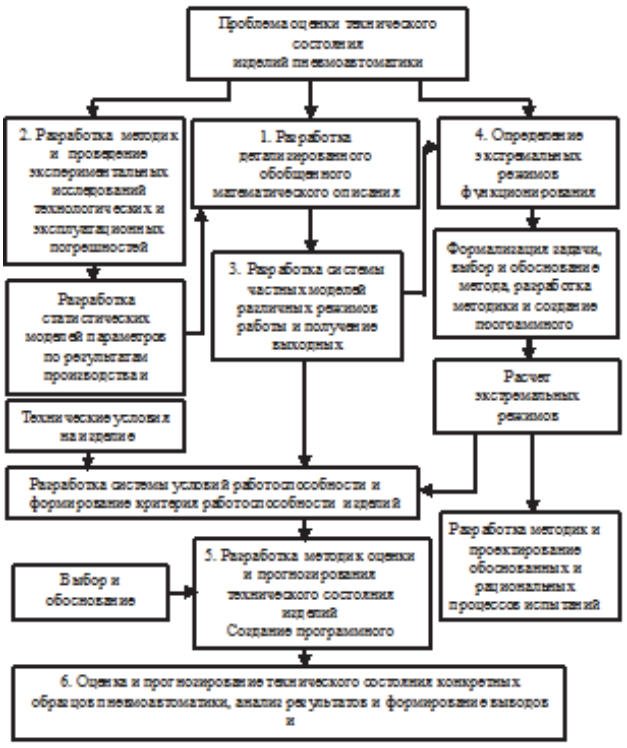


Рис. 1. Основные этапы решения проблемы технического состояния изделий пневмоавтоматики

боты объекта исследования, такие как статический и динамический режимы, процесс герметизации, процесс настройки, процесс наработки ресурса и т.д.

На четвертом этапе работ по оценке технического состояния изделий пневмоавтоматики необходимо определить условия, при которых следует проводить проверку полученных условий работоспособности изделий, т.е. найти значения параметров, характеризующих внешние воздействия на объект, когда выходные характеристики принимают экстремальные значения наиболее близко расположенные к границам области работоспособности. Получение этих условий также требует проведения ряда работ.

На пятом этапе работ производится выбор и обоснование метода оценки технического состояния изделий пневмоавтоматики, разработка на его основе машинно-ориентированных методик и создание программного обеспечения.

На заключительном шестом этапе с использованием условий работоспособности, критерия технического состояния, значений экстремальных режимов функционирования производится оценка и прогнозирование технического состояния конкретных образцов пневмоавтоматики и на основе анализа полученных результатов формирование выводов и рекомендаций по определению гарантированного ресурса работы изделий, определения предельного допустимого ресурса работы и рациональных сроков регламентных и профилактических работ изделий пневмоавтоматики.

В целом решение перечисленных типовых задач позволяет:

- повысить качество проектных работ, сократить сроки на отладку и доработку опытных образцов за счет возможности учета в процессе проектирования влияния этапов производства к эксплуатации на параметры и характеристики разрабатываемых образцов пневмоавтоматики;
- повысить качество изделий за счет получения количественной оценки технического состояния существующих и вновь разрабатываемых систем, обоснованного назначения допусков на параметры, обеспечивающих требуемую надежность и максимум технологичности;
- определить наиболее влияющих на надежность параметры и характеристики и сформировать своевременных рекомендаций по повышению технического состояния и надежности;
- обоснованно назначить технические условия на характеристики и ресурс работы изделий, исходя из требуемого уровня технического состояния и надежности**;**
- сократить время и затраты на отладку и испытания за счет использования рациональных технологических процессов испытаний изделий пневмоавтоматики.

Библиографический список

1. Тусюк С.К. Параметрическая надежность изделий пневмоавтоматики систем газоснабжения стартовых ракетных комплексов // Известия ТулГУ. Серия «Проблемы специального машиностроения». 2002. Выпуск 5 (ч.2).С. 251-258.

УДК 629.735

ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА (НА ПРИМЕРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВЕРТОЛЁТА МИ-8)

© 2012 Н.В. Чекрыжев, А.Н. Коптев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика СП. Королёва (национальный исследовательский университет)

FORMALIZATION OF THE AIRCRAFT FUNCTIONAL SYSTEM REPRESENTATION FOR THEIR STRUCTURED ANALYSIS (EVIDENCE FROM THE HYDRAULIC SYSTEM OF MI-8 HELICOPTER)

Chekryzhev N.V., Koptev A.N. (Samara State Aerospace University).The paper is aimed at the improvement of means and methods of diagnosing the condition of the functional systems of the complex vehicle-borne equipment. The hydraulic system of Mi-8 helicopter serves an example of the method of generating a system pattern which is based on the postulates of the combinatorial theory of pattern recognition. The conducted analysis allows to identify the strongly connected components subject to servicing.

Основным направлением повышения безопасности полётов в ГА в настоящее время является совершенствование средств и методов диагностики состояния функциональных

систем (ФС) сложного бортового комплекса оборудования (БКО) воздушных судов (ВС) на основе использования теории распознавания [1].

Применение граф-моделей ФС БКО ВС для создания информационной базы о её текущем состоянии и использование в целях диагностирования математических методов позволяет управлять технической эксплуатацией ВС по состоянию и обеспечивать безопасность полетов.

На примере гидравлической системы (ГС) вертолета Ми-8 рассмотрим методику построения образа ФС БКО, основанную на положениях комбинаторной теории образов У.Гренандера [2].

Предполагаем, что образ исследуемой ГС, представляющий десять функциональных контуров работы, состоит из простейших неделимых объектов – образующих g_n (насосов, фильтров и т.д.), объединенных в конфигураций C, соответствующие контурам работы.

Формальное изображение образующей g_n окруженной входящими $\omega_{вх.}(g_n)$ и выходящими $\omega_{вых.}(g_n)$ внешними связями представлено на рис. 1.

Реальная сложная система, задаётся составом образующих её элементов и схемой их соединения между собой (рис.2).

Подсистемы ГС, представленные в виде регулярных конфигураций $C_2, C_3, ..., C_{10}$ в дальнейшем рассматриваем как макрообразующие g_i с фиксированными внутренними и внешними связями данной конфигурации C_i. $g_i \in$, и образ ГС G представляет $C_i \in G$.

Для анализа работы ГС используем общее её представление в рамках теории графов, образующей g_i, как источнику и приемнику информации (энергии), ставим в соответствие вершину графа x_i, а линиям связи между образующими (трубопроводам их соединяющим) – направленные дуги a_i ориентированного графа [3].

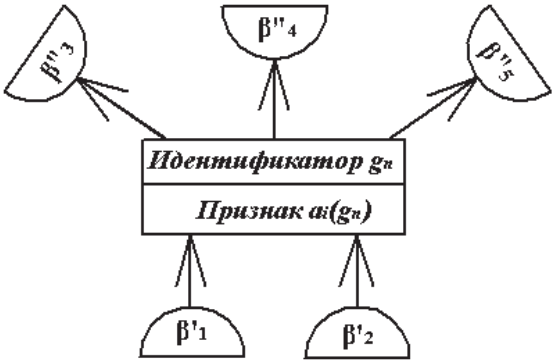


Рис. 1. Графический формализм образующей g_n

Используя предложенную методику построения конфигураций и их объединение в изображения, получим полный граф ГС как образ, анализ которого позволит выделить её сильно связанные структуры.

В рамках выделенных структур выполняются структурные исследования, необходимые при переходе к выделению сильных компонент построением порожденного графа

$$G' = \langle X - R(x_i) \bigcap Q(x_i) \rangle ,$$

где G' – порожденный граф, $R(x_i)$, $Q(x_i)$ – соответственно матрицы достижимостей и контрадостижимостей [3].

С помощью этого анализа выделяются сильные компоненты, подлежащие обслуживанию.

Библиографический список

1. Мозгалевский А.В. Автоматический поиск неисправностей. М.: Машиностроение, 1967. 262 с.

2. Гренандер У. Лекции по теории образов. Том 1. Синтез образов. М.: Мир, 1979. 383 с.

3. Кристофидес Н. Теория графов. Алгоритмический подход. М.: Мир, 1978. 429 с.

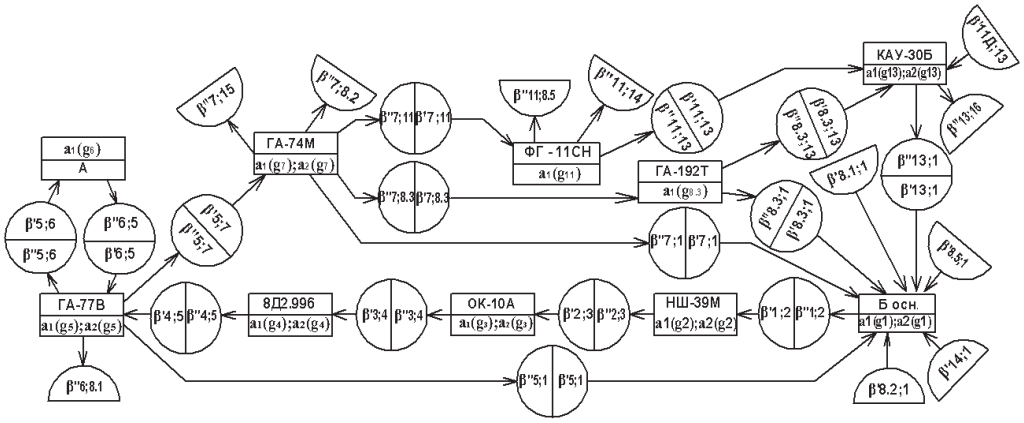


Рис. 2. Схема конфигурации (контур управления работой гидроусилителя КАУ–30Б от основной ГС)

УДК 621.22(07)

ХАРАКТЕРИСТИКА И РАСЧЕТ ИНЕРЦИОННОГО НАСОСА С ПОРШНЕВЫМ ВЫТЕСНИТЕЛЕМ И ГИДРОДИОДАМИ

© 2012 Е.К. Спиридонов

ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет»
(Научно исследовательский университет), Челябинск

DESIGN AND CHARACHERISTIC OF A POSITIVE DISPLACEMENT PUMP WITH INERTIA AND HYDRAULIC DIODES

Spiridonov E.K. (South Ural State University (Scientific Research University), Chelyabinsk). Detailed operating process, mathematical model and flow-pressure characteristic of a positive displacement pump with inertia and hydraulic diodes are considered in the paper. Its advantage in compare with typical hydraulic machines is shown.

В промышленности распространение получили поршневые насосы с клапанным распределением. Однако их применение затруднено в химической, медицинской и пищевой промышленности вследствие нежелательного воздействия органов машины и, прежде всего, клапанов на жидкость. При перекачивании абразивных гидросмесей эксплуатация насосов сопряжена с большими тратами на их ремонт изза интенсивного износа клапанов. Кроме того, изза инерционности деталей клапанного механизма поршневые насосы, как правило, тихоходны и металлоемки.

Устранения этих недостатков возможно применением инерционного нагнетателя с поршневым вытеснителем и гидродиодами. Основными элементами такой насосной установки являются входной и выходной успокоители; качающий узел, состоящий из поршня, совершающего возвратнопоступательные движения синусоидального характера в цилиндре. Последний соединен с успокоителями трубами постоянного сечения. В трубах размещены гидравлические диоды, представляющие собой полупроводниковые устройства, имеющие различную пропускную способность (коэффициент сопротивления) при изменении направления потока жидкости, протекающего через них.

Математическая модель рабочего процесса инерционного насоса с поршневым вытеснителем основывается на допущениях: жидкость считается несжимаемой, а стенки труб жесткими; закон движения поршня является синусоидальным; вместимость успокоителей достаточно велика для того, чтобы считать напор жидкости в каждом из них постоянным.

Исходными уравнениями, описывающими рабочий процесс, являются уравнения баланса расходов и Д. Бернулли для нестационарных потоков в трубах с гидродиодами и тройником, а также формулы для вычисления потерь напора в элементах установки.

Работу инерционного насоса с поршневым вытеснителем оцениваем относительным напором $H^* = 2g(H_2 - H_1)/(\omega^2 r^2)$ и относительной подачей за один цикл $q = W/(2r \cdot A_п)$, а качество резисторных гидродиодов – диодностью по сопротивлению “, равной отношению коэффициентов сопротивления полупроводника в обратном и прямом направлениях, т. е. $\Delta = \varsigma_о / \varsigma_{пр}$.

Здесь H_1 и H_2 – полные напоры жидкости в концевых успокоителях; W – подача нагнетателя за один период цикла возвратно-поступательного движения поршня; r и щ – радиус и угловая скорость вращения кривошипа качающего узла, $A_п$ – площадь поршня; g – ускорение свободного падения.

Анализ уравнений рабочего процесса выявил основные параметры, влияющие на показатели работы нагнетателя. Среди них относительный ход $\Gamma = \pi r/L$ и площадь $\Omega = A_п /A$ поршня; относительная длина всей трубы нагнетателя $L_к = L/d$ и ее начального участка

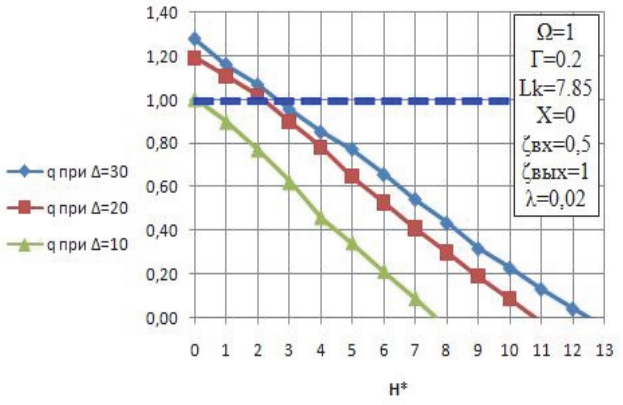


Рис. 1. Расходно-напорные характеристики насосов

$X = l_1/L$, где d и $A = \pi d^2/4$ – диаметр и площадь нормального сечения трубы.

Одна из возможных расходно-напорных характеристик в безразмерных координатах с учетом диодности и местных сопротивлений представлена на рисунке. Безразмерная подача обычного поршневого насоса (без учета утечек) равна 1. По сравнению с ней характеристика бесклапанного нагнетателя пологая. Сопоставляя характеристики, видно, что существует некоторая область, в которой относительная подача бесклапанного насоса будет выше, чем у обычного поршневого насоса (рис. 1). при частоте вращения кривошипа n = 2900 об/мин, радиусе кривошипа $r_{кр}$ = 0,05 м и площади поршня $S_п$ = 0,00196 м^2 подача насоса составляет от 0 до 40 м^3/ч, при этом насос способен развивать достаточно большой напор – до 130 м.

AXIAL CLEARANCE COMPENSATION IN GEAR PUMPS

© 2012 Jarosiaw Stryczek, Siawomir Bednarczyk

Wroclaw University of Technology

The paper presents mathematical equations which enable defining the coordinates of the repulsive and pressing forces and give a basis for a computer program which enhances the process of designing the hydraulic axial clearance compensation in the external gear pumps.

1. Introduction

The Institute of Machine Design and Operation at Wroclaw University of Technology in co-operation with HS Wroclaw Co. Ltd. have carried out a project on gear pumps which operate in a range of geometrical volumes of q=63...120 [cm^3/rev], at pressure p=24...20 [MPa]. The series of pumps labelled 'WPZ' includes four units of geometrical volumes q= 63; 80; 100; 120 [cm^3/rev].

It should be stressed that the intention of the authors of the project was to design a series of high pressure WPZ pumps where p=24...20 [MPa], of high delivery q=63...120 [cm^3/rev], high total efficiency ~87 [%] and of a relatively low, as for the pumps of this size, max noise level 85 [dB(A)].

2. Hydraulic axial clearance compensation

The process of designing gear pumps can be divided into several main stages. Among them, the following can be distinguished: designing of the gears, of the internal channels and clearances system, of the hydraulic axial clearance compensation, and of the body unit. The designing of the axial clearance compensation follows the definition of the geometrical characteristics of the gear system [2] as well as the specification of the profile and size of the internal channels and clearances in the pump.

The task of the axial clearance compensation is to maintain the axial clearance of the minimum constant height during the operation of the pump, and also to compensate its growth resulting from the abrasive wear of the collaborating parts. This can be achieved by directing the force of the discharge pressure onto the immobile walls making the clearance, which acts on the gears' surface. The force, resulting from the activity of the discharge pressure on the compensation area located on the outside of the pressing element, should be slightly bigger and should act coaxially with the repulsive force which works on the pressing element from the side of the gear system [1]. In relation to that, fundamentals of designing the system of fluid power axial clearance compensation have been developed. For the assumed concept of the design solution of the system, a special shape of the compensation elements, a system of sealing the compensation area, as well as a system of channels for transporting the working fluid onto the compensation area have been developed. Mathematical equations for determining the values of the forces repulsing and pressing the compensation elements have been determined. Mathematical equations which enable defining the coordinates of the repulsive and pressing forces have been described. On their basis, a computer program enhancing the process of designing the hydraulic axial clearance compensation in the external gear pumps has been created (Fig. 1).

The program makes it possible, at a predefined gear geometry, to determine the repulsive force and the coordinates of its application point. In the second part of the program, it is possible to optimize the geometry of the compensation area so that it fulfills the

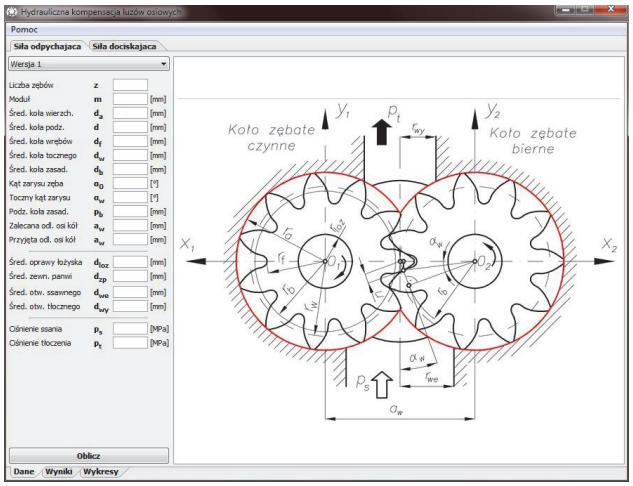


Fig.1. A screen of the program enhancing the process of designing the hydraulic axial clearance compensation

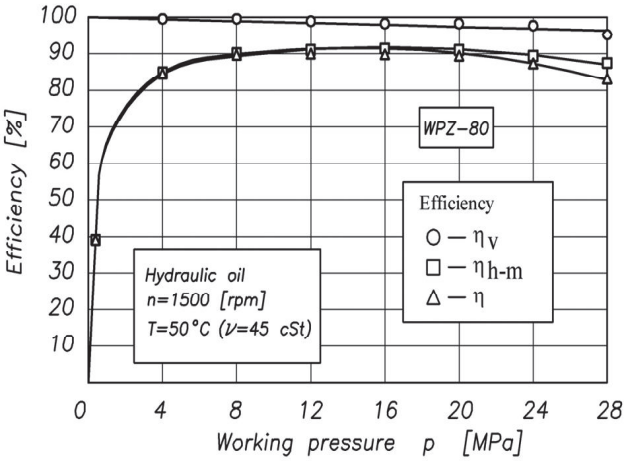


Fig.2. Efficiency characteristics of the WPZ-80 gear pump

conditions of the hydraulic axial clearance compensation in accordance with the assumed evaluation criteria. In the process of optimization, the pressing force with the coordinates of its application point are specified.

The carried out research and the obtained characteristics of the prototypes proved the design process well conducted. All the examined pumps of the WPZ series of the geometrical volume q=63...120 [cm^3/rev] met the requirements, namely performed with the total efficiency ~87 [%], at working pressure p=24 [MPa], nominal rotational speed of the shaft n=1500 [rpm] and the working fluid temperature T=50 [^{o}C].

Additionally, the pumps showed high volumetric efficiency V≥95 [%] within the whole range of the working pressures. Fig. 2 illustrates the efficiency characteristics for WPZ-80 pump, presenting volumetric efficiency q=80 [cm^3/rev].

The noise level generated by the studied pumps did not exceed the assumed max. noise level 85 [dB(A)].

References

1. Stryczek S. *Napęd hydrostatyczny. Elementy*, WNT, Warszawa 2005.

2. Stryczek J. *Koła zębate maszyn hydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.

APPLICATION OF THE PARTIAL IMAGE VELOCIMETRY TO THE STUDY OF THE FLOW IN THE INTERNAL CHANNELS AND CLEARANCES OF THE HYDRAULIC GEAR MACHINES

© 2012 Jarosiaw Stryczek, Piotr Antoniak

Wroclaw University of Technology

A proposed method makes it possible to determine the influence of the operational parameters of the pump such as rotational speed, oil viscosity, and inlet and outlet pressure in the whole process.

1. Introduction

The group of the hydraulic gear machines includes the external gear pumps, the internal gear pumps, and the gerotor pumps. In all of the units, the gear system collaborates with a system of internal channels and clearances created in the body of the machine. As a result of that, a process of transforming the mechanical energy into the hydraulic energy takes place, and at the outlet from the machine, a stream of high pressure working fluid is generated. The quality and efficiency of the process depends on the collaboration of the rotating gear system and the system of the internal channels and clearances in the machine. For observation, control and improvement of the process, the Particle Image Velocimetry (PIV) method can be used. Research of that kind has systematically been carried out by the FPRG

(www.fprg.pwr.wroc.pl) of Wrociaw University of Technology [1]. In the paper, a description of the method, as well as example findings of the research have been presented.

2. The object, the test stand and the research method (PIV)

The research was carried out on an experimental involute gear pump (1) shown in Figure 1.a. The pump has a body made of the technical glass and a standard gear system made of steel. The pump is mounted on a test stand (Fig. 1b). An electric motor (2) drives the gears of the pump which is connected to the hydraulic system with the inlet (3) and outlet (4) channels. The transparent body of the pump enables observation of the flow process inside the pump. Close observation of the stream of oil flowing through the pump is possible thanks to the air bubbles dissolved in this oil. For the observation and recording of the process, a special high-speed video camera Phantom v.7.3 (5) as well as a dedicated lighting system (6) are used.

3. Research results

Example research results have been shown in Fig. 2.

In the pump, one can observe the main stream of the flows (solid line) going from the inlet chamber (CH_I) of the pump to the intertooth displacement chambers (T), and next to the outlet chamber (CH_O). The accumulation of the air bubbles in these zones, seen as the white cloud, signals a turbulent flow. Besides, in the pump a stream of leakages (dashed line) can be observed. They are:

- leakages through the radial clearance (1) formed between the tooth top and the extrusion,
- leakages through the axial clearance (2) made between the tooth sides and the side body,
- leakages through the axial clearance (3) in the area of the gears' mesh,
- leakages through the clearance of the mesh (4) where the so called 'trapped volume' is formed.

From the studied pump, grooves that relieved the trapped volume were deliberately removed. That enabled observation of the cavitation phenomena in the meshing area. The cavitation is visible in a form of air bubbles intensely produced in the oil, which in Figure 2 can be seen as a white cloud in the area. It is caused by a rapid opening of the intertooth space and making the volume of the outlet chamber (CH_I) bigger.

As a result, a considerable fall in pressure and cavitation are provoked. Eliminating the cavitation in this unit of the pump by the application of the relief grooves of a special design is a subject of a research project carried out by three scientific centres, namely: Wrociaw Univeristy of Technology, Samara State Aerospace University, and Kiev Politechnic Institute [2].

4. Conclusions

The PIV method has proved to be very useful in the research on the flows in the internal channels and clearances of the hydraulic gear machines. It enabled the observation and analysis of the flow process through the inside of the machine, as well as the analysis of the cavitation phenomenon in particular parts of the pump. The method made it possible to determine the influence

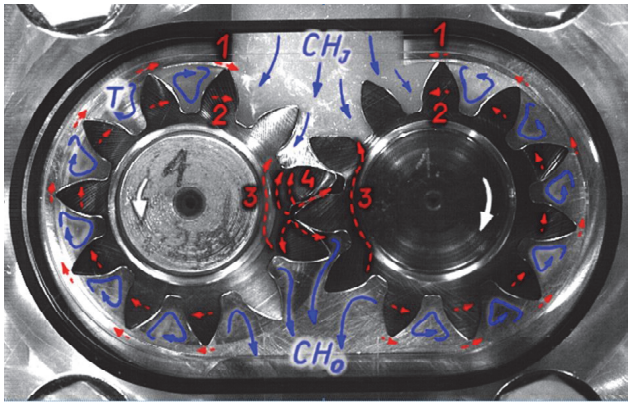


Fig. 1. Experimental gear pump and the stand for investigating the flow phenomena by means of PIV a) pump (1); b) stand: (2) – electric motor, (3), (4) – inlet and outlet channel; (5) – high-speed video camera; (6) dedicated lighting system

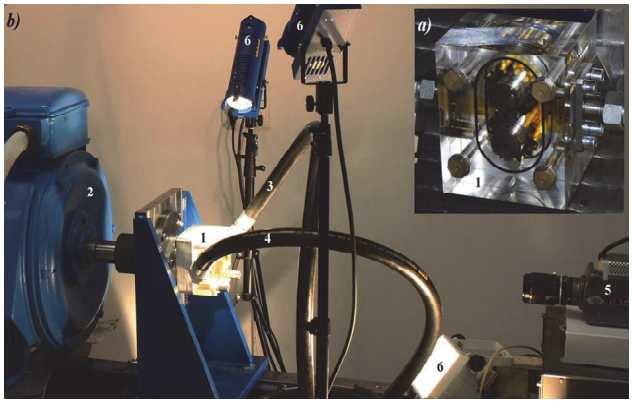


Fig. 2. Streams of the working fluid flowing through the internal channels and clearances of the experimental gear pump (description in the text) the main stream – solid lines; the leakage lines – dashed lines

of the operational parameters of the pump, such as rotational speed, oil viscosity (temperature), inlet and outlet pressure, on the process. Besides, PIV enabled the reasearch on the influence of the machine's design (exchange of the pump's elements) on the process and flow phenomena.

References

1. P. Antoniak: Application of the PIV method to optimization of the internal channels of gerotor pumps, 7th International Fluid Power Conference, Aachen 2010,

2. J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jachno, D. Kostjuk, A. Kryuchkov, G.Belov: Teoretyczno-eksperymentalne badanie procesów przepływowych w pompie zębatej, Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna, Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2012, Wrocław 2012.

УДК 629.78.064

ДИНАМИКА ПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

© 2012 В.С. Сидоренко, Ле Чунг Киен

Донской государственный технический университет, Ростов на Дону

DYNAMICS OF THE POSITION HYDRODRIVER FOR TOOL FEED OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT

Sidorenko V.S., Kien Le Chung (Don State Technical University, Rostov-on-Don). This deals with a positioning hydro driver for the system tool feeding for technological equipment. The mathematical model of the driver dynamic system consists of nonlinear differential equation system. By numerical methods, we have obtained the impact of positioning process on external force.

Характерными тенденциями развития современной техники является интенсификация рабочих процессов машин и механизмов. В этих условиях эффективным является создание перспективной техники на основе инновационных подходов. Обладая известными преимуществами, гидравлические приводы позволяют создавать такие механизмы и машины, которые являются наиболее простыми и эффективными.

Рассматривается динамическая система гидромеханического устройства технологической подачи станков в условиях изменяющихся внешних силовых воздействий, возникающих в процессе обработки металла.

Задача актуальна для различных видов обработки деталей (токарная, сверлильная, фрезерование и др.) осуществляемых позиционными системами перемещения инструмента или заготовки.

Предлагается схемотехническое решение гидромеханической системы [3] структурно-параметрического управления позиционированием механизмов технологической подачи (рис. 1).

Позиционирование объекта управления СГ обеспечивает вращающийся гидравлический распределитель ВР, кинематически связанный с движением СГ и выполняющий функции: задатчика перемещения, датчика положения и управляющего устройства РП. При подходе к заданной координате происходит совмещение рабочих окон распределителя, формирующего гидравлический управляющий сигнал на замедление, и останов СГ.

Математическую модель динамической системы привода формирует система дифференциальных уравнений, которая состоит из уравнений движения двухмассовой механической подсистемы, уравнений баланса расходов и уравнения движения управляющего устройства РП.

$$J_0 \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{ГМ} - M_{ВТ} - M_{ТО} - M_{ВР} - M_{1\text{-}2}; \quad (1)$$

$$F_{2-1} = \frac{2.M_{1-2}}{d_в tg\alpha}; \quad (2)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\upsilon}{k.t_в} = \frac{dL}{k.t_в.dt}; \quad (3)$$

$$m_{пр} \frac{d^2L}{dt^2} = F_{2\text{-}1} - F_{Н} - F_{тв} - F_{то}; \quad (4)$$

$$Q_{ГМ} + Q_{у1} + Q_{сж1} + Q_{П} + Q_{ВР} = Q_1; \quad (5)$$

$$Q_{ВР} = \mu_{ВР}.(R_Н - R_{ВН}).R_{ср}.\varphi_у.\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_{у1})}; \quad (6)$$

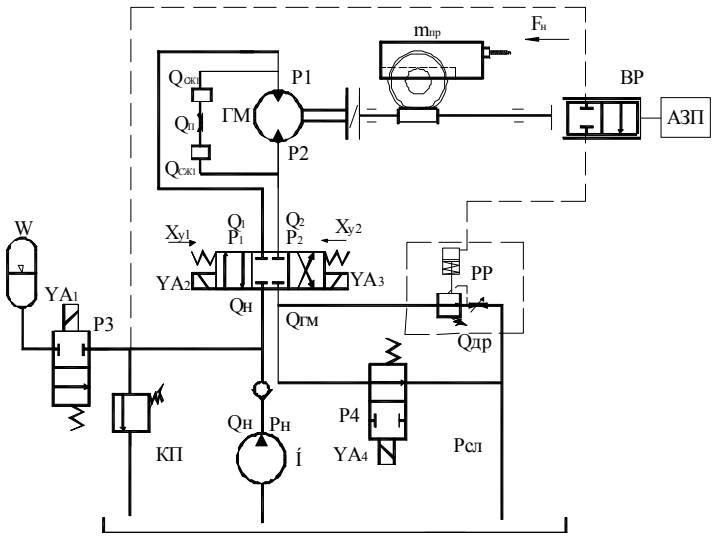


Рис.1. Гидрокинематическая и расчетная схемы позиционной подачи агрегатного инструмента

$$Q_{ГМ} - Q_{y2} - Q_{сж2} - Q_{П} = Q_2 ; \quad (7)$$

$$m_y . \frac{d^2 y_y}{dt^2} + k_{ТУ} . \frac{dy_y}{dt} + C_y . (y_0 - y_{yy}) = \\ = k_{yy} . P_y - F_{ТУ0} . sign \frac{dy_y}{dt} . \quad (8)$$

Основные параметры, входящие в уравнения (1)-(8), приведены на расчетной схеме на рис. 1.

Исследование модели выполнено с использованием численного метода Рунге-Кутта в среде Matlab при различных законах изменения технологической нагрузки с различными видами обработки металлов (рис. 2).

При исследовании динамической системы привода получены траектории изменения скоростных характеристик гидромотора при изменяющихся технологических нагрузках в реальном времени (рис. 3) в соответствии с видами обработки.

На основе аналитического описания и исследования математической модели были систематизированы основные параметры, характеризующие работу подсистем, определены диапазоны их изменения для обеспечения требуемой точности обработки детали при изменении технологической нагрузки, применительно к силовым подающим столам станочных систем для агрегатных сверлильных головок.

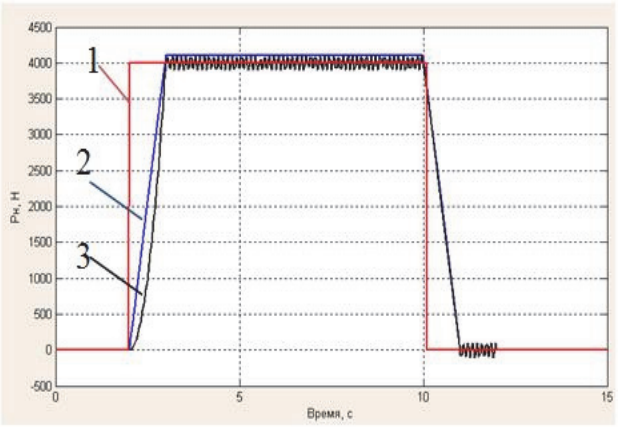


Рис. 2. Технологические нагрузки в реальном времени

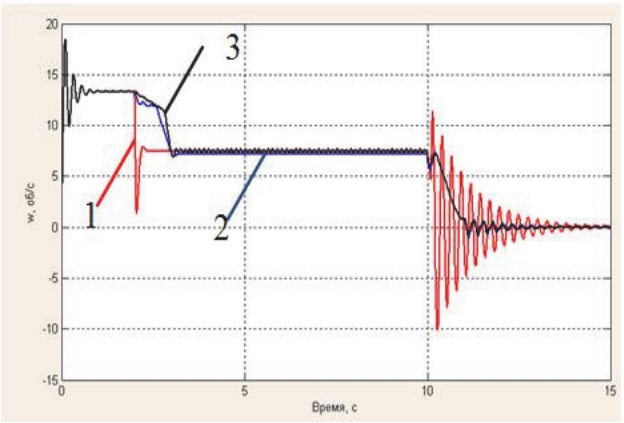


Рис. 3. Скоростные характеристики гидромотора: 1 - при малых глубинах резания, 2 - при точении, 3 - при сверлении.

Библиографический список

1 Сидоренко В.С. Синтез быстродействующих позиционирующих гидромеханических устройств // СТИН. 2003. №8. С.16-20.

2. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.

3. Сидоренко В.С., Полешкин М.С., Ле Чунг Кие. Позиционный гидропривод силовых подающих столов станочных систем // Промислова Гідравліка і пневматика. Киев, 2011, №4(34). С.64-68.

УДК 621.534

О РАЗРАБОТКЕ АКУСТИЧЕСКИХ ЗОНДОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ ТРАКТЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

© 2012 В.П. Шорин[1], А.Г. Гимадиев[1], Н.Д. Быстров[1], С.А. Ильинский[2], Т.Г. Александрова[2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

ON THE DEVELOPMENT OF PROBES FOR MEASURING PRESSURE PULSATIONS IN THE GAS-DYNAMIC CHANNEL OF GAS GENERATORS

Shorin V.P.[1], Gimadiyev A.G.[1], Bystrov N.D.[1], Ilyinsky S.A.[2], Alexandrova T.G.[2] (Samara State Aerospace University, [2] JSC "Kuznetsov", Samara) To study the dynamic processes of gas-dynamic channel gasifier GG-058, it is necessary to measure the pressure fluctuations of gas at the inlet of the fan when it leaves the high pressure compressor and a turbine nozzle assembly. In view of the impossibility of installing the sensors of pressure fluctuations at the points of measurement due to high temperatures, vibrations and other factors it is necessary to develop special acoustic probes.

Для исследования динамических процессов, протекающих по газодинамическому тракту газогенератора ГГ-058, необходимо измерять пульсации давления газа на входе в вентилятор, на выходе из компрессора высокого давления и за сопловым аппаратом турбины. Ввиду невозможности установки датчиков пульсаций давления в точках измерений из-за высоких температур, вибраций и других причин необходимо разрабатывать акустические зонды [1]. На предприятии принято решение о переходе на использование пъезокерамических датчиков пульсаций давления, обладающих более высоким диапазоном равномерного пропускания пульсаций давления, способных выдерживать более высокие средние давления и температуры, нежели индуктивные датчики пульсаций давления типа ДМИ.

В качестве зонда для всех трех сечений предложено использовать единую типовую конструкцию, содержащую датчик PS-2001, разработки ООО «Глобалтест» [2]. Датчик помещен в охлаждаемый проточным воздухом контейнер. Датчик акустически подключается к волноводному каналу, сообщающемуся с точкой измерения пульсаций давления на объекте контроля. Для устранения резонансных явлений, приводящих к существенным динамическим искажения предусмотрена акустическая нагрузка , подключаемая к датчику пульсаций с другой стороны корпуса зонда.

Проведены расчеты с использованием пакета программ ZOND для расчета динамических характеристик зонда и выбора параметров акустического корректирующего элемента.

На рис. 1 и 2 представлены теоретические и экспериментальные амплитудно-частотнаые характеристики зонда, предназначенного для измерения пульсаций давления на выходе из компрессора газогенератора. Эксперименты проводились на стендовом оборудовании СГАУ.

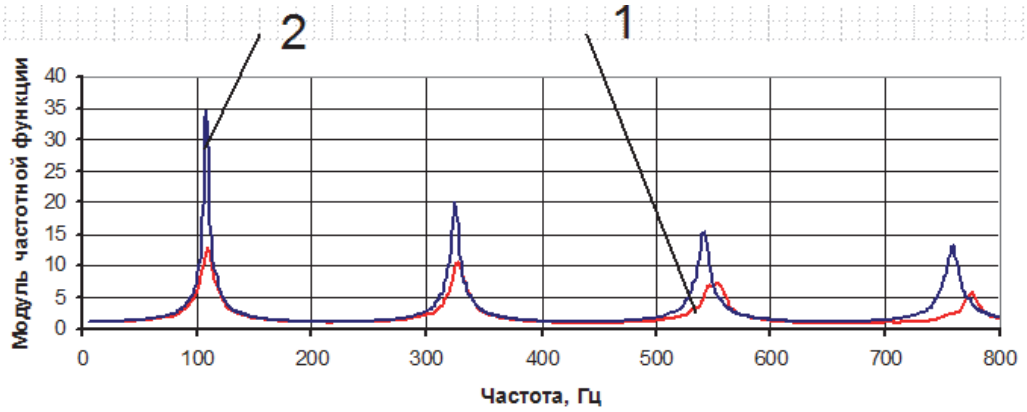


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика зонда с волноводом D_y6 длиной 0,79 м с объёмом полости датчика 100 мм³ без корректирующего элемента при давлении 8 кгс/см²: 1– эксперимент, 2 – расчет

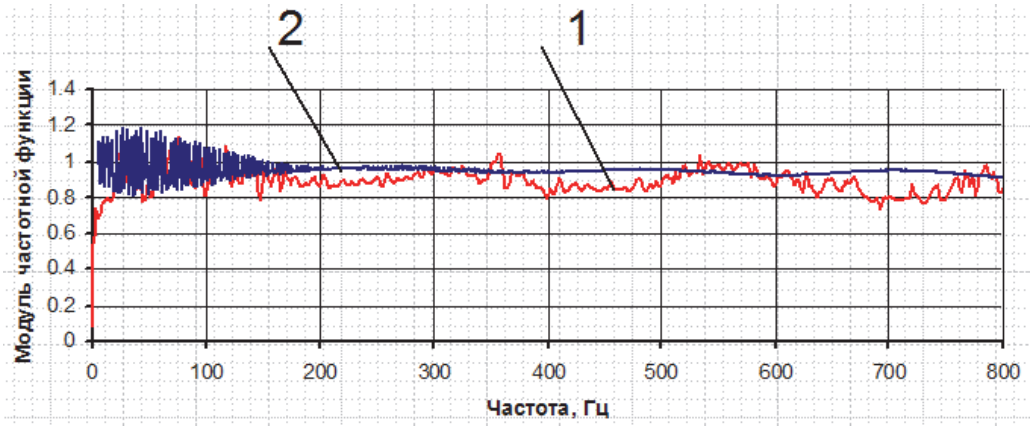


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика зонда с волноводом D_y6 длиной 0,79 м с объёмом полости датчика 100 мм³ и корректирующим элементом при давлении 8 кгс/см² : 1 – эксперимент, 2 – расчет

Таким образом, результаты исследований показывают, что созданы акустические зонды, позволяющие измерять пульсации давления по газовому тракту газогенератора с погрешностью не более 15 - 20 %.

Библиографический список

1. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления / В.П. Шорин и др. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 132 с.

2. Каталог продукции и измерительных средств. Саров: ООО «ГлобалТест», 2011. С. 58.

УДК 532.5

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ С ПОМОШЬЮ RL-ДЕМПФЕРА

© 2012 Д.М. Стадник, В.Я. Свербилов, Г.М. Макарьянц, М.В. Макарьянц

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PROVIDING STABILITY OF THE PILOT-OPERATED GAS PRESSURE CONTROL VALVE BY MEANS OF A RL-TYPE DAMPER

Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Makaryants G.M., Makaryants M.V. (Samara State Aerospace University). The paper considers the dynamics of a tank pressurization system including the pilot-operated gas pressure control valve. To stabilize the system we propose to include the RL-type damper into the controller design.

Как известно, регуляторы давления газа седельного типа (рис. 1) склонны к неустойчивой работе даже при работе в установившемся режиме. В результате возникает шум и вибрации, которые приводят к повреждению седла и других элементов. Проблема является еще более острой для газовых клапанов, работающих при сверхкритических перепадах давления. Существенные и нестабильные силы потока в сочетании с малым собственным демпфированием затрудняют решение проблемы устойчивой системы.

Требуемое демпфирование можно обеспечить путем выбора параметров канала, соединяющего глухую полость между направляющей (6) и тарелью клапана (3) (рис. 1). Изве-

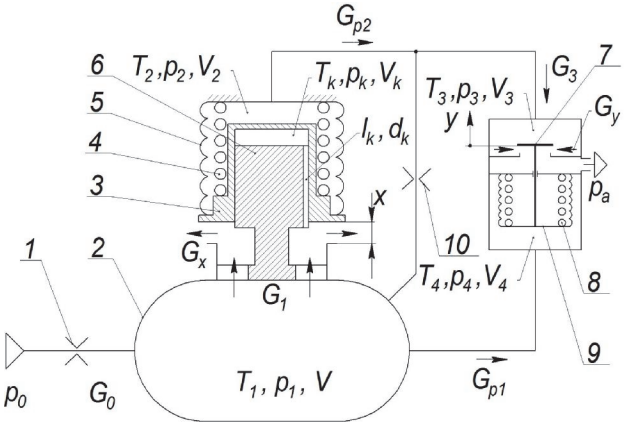


Рис. 1. Схема системы регулирования давления газа в емкости:

1,10 - дроссель; 2 - емкость; 3 - тарель клапана; 4, 8 - пружина; 5 - сильфон ОК; 6 - направляющая; 7 - шток УК; 9 - сильфон УК

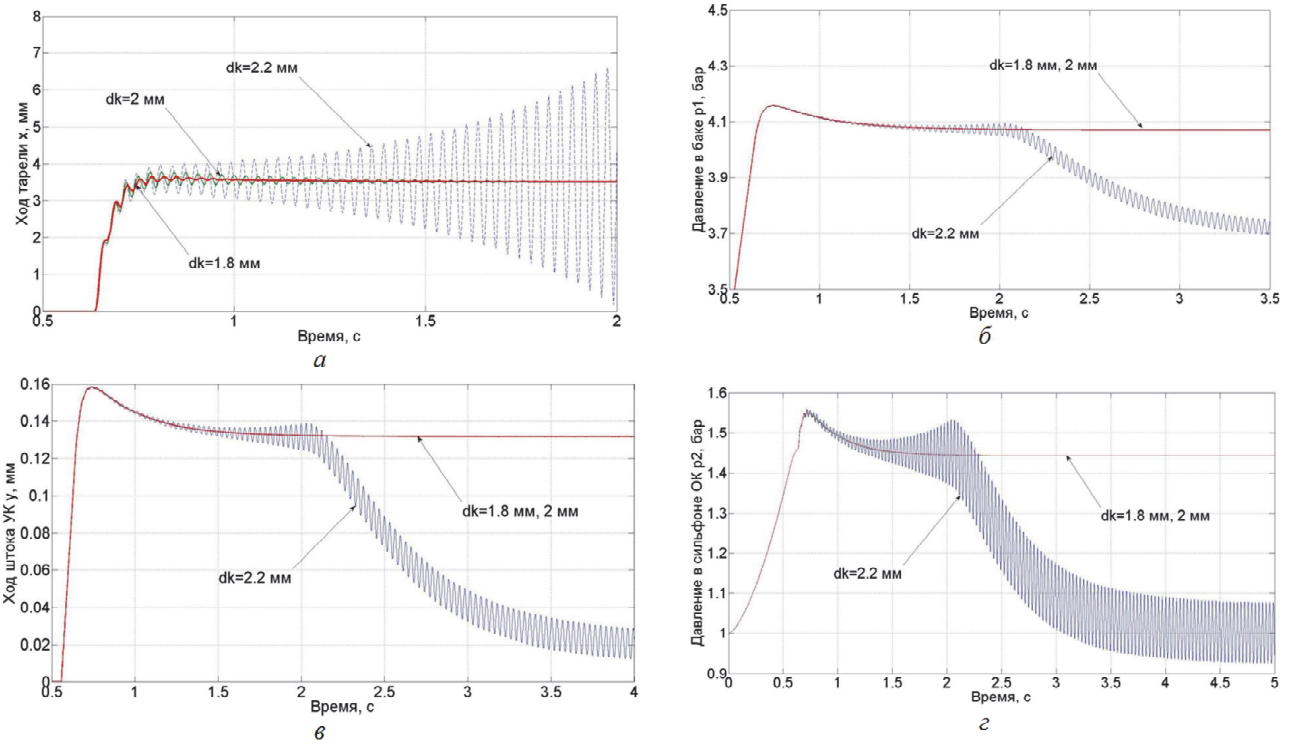


*Рис. 2 Влияние диаметра канала d_k на переходный процесс при **D=0**: а – подъем клапана **x**, б – давление в емкости $\boldsymbol{p_1}$, в - подъем штока УК **y**, г - давление в сильфоне ОК $\boldsymbol{p_2}$*

стно применение такого демпфера (RL типа) в гидравлическом переливном клапане [1].

Учитывая активное (R) и реактивное (инерционное) (L) сопротивления канала, запишем уравнения динамики системы в следующем виде

$$\frac{dG_K}{dt} = \frac{\pi d_K^2}{4}\frac{(p_1 - p_K - R_K G_K)}{l_K}; \qquad (1)$$

$$\frac{dp_K}{dt} = \frac{nRT_1}{V_K}\left(G_K - F_K\frac{p_1}{RT_1}\frac{dx}{dt}\right); \qquad (2)$$

где $R_K = \dfrac{128 l_K \nu}{\pi d_K^4}$ – гидравлическое сопротивление канала при $\boldsymbol{l_K > 20 d_K}$.

Добавляя уравнения (1) и (2) к модели клапана [2], с помощью программы MatLab/ Simulink можно определить параметры демпфирующего устройства, исходя из требований устойчивости движения клапана и качества переходного процесса. На рис. 2 приведены результаты моделирования при различных диаметрах канала длиной $\boldsymbol{l_K = 57\ мм}$ при объеме полости $\boldsymbol{V_K = 8.2 \cdot 10^{-6}\ м^3}$ и расходе воздуха $\boldsymbol{G_0 = 0.6\ кг/с}$.

Из анализа рисунков следует, что требуемое качество переходного процесса достигается при уменьшении диаметра канала от ***2.2 мм*** до ***1.8 мм.***

Библиографический список

1. Johnston D.N., Edge K.A., Brunelli M., Impedance and Stability Characteristics of a Relief valve. // Proc. IMechE, 2002, Vol. 216, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, pp. 371-382.

2. Аналитическая модель автоколебаний плоского предохранительного клапана / В.Я. Свербилов, Г.М. Макарьянц, М.В. Макарьянц, Д.М. Стадник // Известия СНЦ РАН. 2010. Т. 12. №4. С. 252-256

УДК 532.5

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ ПОСРЕДСТВОМ УСТАНОВКИ ДРОССЕЛЯ НА ВХОДЕ

© 2012 Д.М. Стадник, В.Я. Свербилов, Г.М. Макарьянц, Д.И. Сафиуллин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PROVIDING STABILITY OF THE PILOT-OPERATED GAS PRESSURE CONTROL VALVE BY PLACING A THROTTLE AT THE INLET

Stadnik D.M., Sverbilov V.Ya., Makaryants G.M., Safiullin D.I. (Samara State Aerospace University).

The paper considers the dynamics of a tank pressurization system including the pilot-operated gas pressure control valve. To stabilize the system and to comply with the transient requirements, we propose to place a throttle at the inlet of the main valve.

При работе регуляторов давления газа нередко наблюдаются повышенный низкочастотный шум, вибрация корпуса и колебания регулируемого давления. Эти явления вызваны неустойчивостью равновесия клапана в потоке газа. Трудности обеспечения устойчивости подобных конструкций объясняются сложностью физических процессов акустико-вихревого взаимодействия подвижного блока клапана с потоком газа и присоединенной системой. Кроме того, малая вязкость газа делает невозможным создание стабильных сил контактного трения в направляющих поверхностях. Во многих случаях устойчивая работа клапанов обеспечивается силами сухого трения, которые являются нестабильными и значительно изменяются в процессе эксплуатации под влиянием многих факторов. Поэтому неустойчивая работа клапанов может возникать неожиданно в отработанных конструкциях при изменении компоновки системы, изменении условий эксплуатации или технологии изготовления отдельных деталей (изменение входного импеданса присоединенной системы, изменение параметров вибрации корпуса, изменение чистоты или твердости поверхностей трения).

В результате предварительных экспериментальных исследований из партии газовых регуляторов (рис.1) были отобраны регуляторы, склонные к неустойчивой работе, и проведено их испытание на функционирование во всем диапазоне расходов. Установлено, что автоколебания клапана возбуждались на частоте, близкой к частоте пружинно-массовой системы основного клапана. При отключении управляющего клапана 7 и замене его источником постоянного давления параметры автоколебаний не изменялись. Это позволяет сделать вывод о том, что неустойчивость процесса связана с динамикой основного клапана.

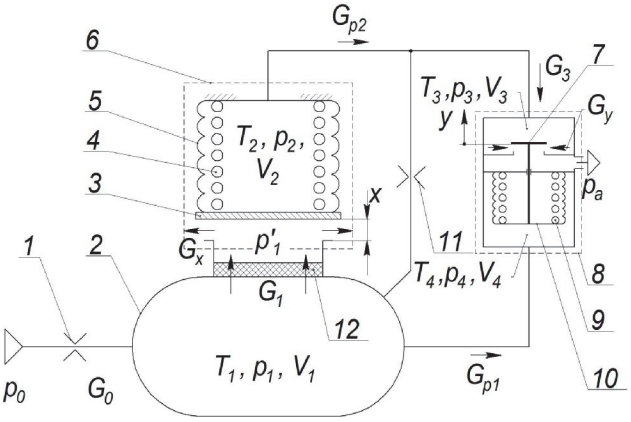


Рис. 1. Схема системы регулирования давления газа в емкости:

1, 11 - дроссель; 2 - емкость; 3 - тарель клапана; 4, 9 - пружина; 5, 10 - сильфон; 6 - основной клапан (ОК); 7 - шток;; 8 - управляющий клапан (УК); 12 - пакет сетчатых элементов

Как показано в работе [1], устойчивость предохранительного клапана можно обеспечить путем увеличения действительной части импеданса подводящей магистрали, например, с помощью дросселя, установленного во входном сечении клапана. При использовании пористого материала или пакета сетчатых элементов характеристика дросселя близка к линейной в широком диапазоне расхода. Тогда перепад давления на дросселе

$$p_1 - p'_1 = Z_R G_1. \qquad (1),$$

где $\boldsymbol{Z_R = const}$.

Добавляя соотношение (1) к модели клапана, проведем ее исследование в программе Simulink.

На рис. 2 показаны полученные на модели графики изменения высоты подъема тарели над седлом (рис. 2,а), давления в емко-

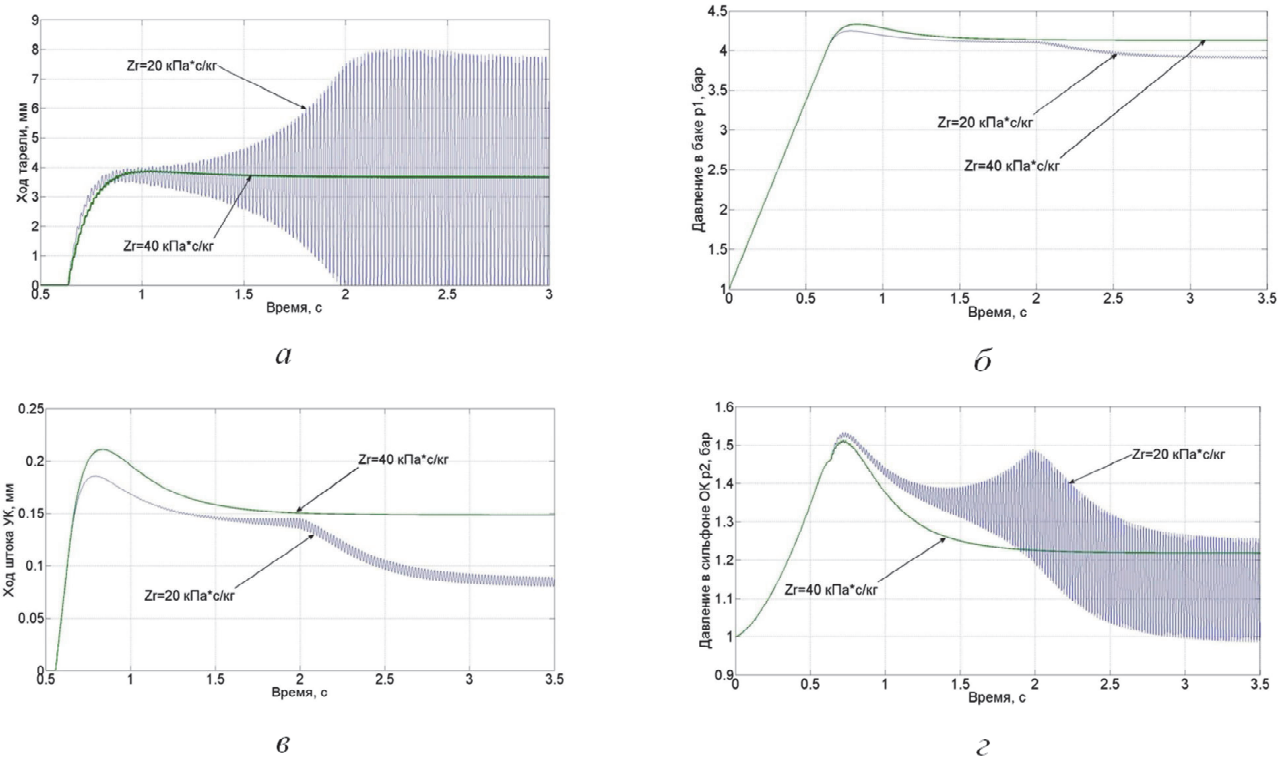


*Рис. 2. Влияние сопротивления на входе Z_R на переходный процесс при **D=0**: а – подъем клапана **x**, б – давление в емкости p_1, в - подъем штока УК **y**, г - давление в сильфоне ОК p_2*

сти (рис. 2,б), высоты подъема штока управляющего клапана (рис. 2,в) и давления в сильфоне основного клапана (рис.2,г) по времени при нулевом демпфировании и постоянном расходе газа. Как следует из рис. 2,а, существует минимальное значение гидравлического сопротивления, в данном случае, Z_R**=40 кПа·с/кг,** при котором переходный процесс становится затухающим..

Таким образом, дроссель, установленный во входном сечении клапана является эффективным средством для обеспечения устойчивости системы.

Библиографический список

1 Shorin V.P., Sverbilov V.Y., Shestacov G.V. Correcting Devices for Control Systems // Proceedings of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power, Yokohama, 4-6 Nov. 1996. Pp.597-601.

2 Свербилов В.Я. Обеспечение устойчивости систем регулирования давления газа силовых установок летательных аппаратов коррекцией динамических характеристик трубопроводных цепей: Дис. … канд. техн. наук. Куйбышев, 1983. 200 с.

УДК 621.82

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ВТОРОЙ ПРЕДКАМЕРЫ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

© 2012 А.С. Носков, А.В. Хаит, В.Ю. Энгель

Уральский федеральный университет имени первого президента России Б.Н.Ельцина, Екатеринбург

TOWARDS THE INFLUENCE OF THE SECOND PRECHAMBER ON THE AXIAL PISTON HYDRAULIC MACHINE OPERATION

Noskov A.S., Hait A.V., Engel V.U. (Ural Federal University, Yekaterinburg). Nowadays, it is considered that the main source of noise in axial hydraulic pumps is the commutation process. The present study is aimed at investigating the influence of prechambers on the commutation process by means of a computational model. It was found out that the prechamber installation allows to decrease the gradients of the pressure arising from the commutation process.

В настоящее время считается, что из всех источников шума в аксиально-поршневых гидромашинах (АПГ), включая механический, гидравлический и др., основным является коммутационный процесс (КПр), под которым понимают процесс быстрого (2-5 мс) сообще-

ния вращающихся цилиндров с полостью противоположного давления при их перемещении вдоль перемычек распределителя. Из-за большой разности величин давления между полостями низкого (НД) и высокого давления (ВД), достигающей в современных АПГ 40 МПа в цилиндрах происходит гидроудар, сопровождаемый скачком давления (СД). Этот СД возбуждает вибрацию корпуса АПГ, и, как следствие колебания окружающего воздуха, что и приводит к возникновению шума. Уровень такого шума, например, у АПН марки 210.25 достигает ... дБА, что недопустимо.

Насос имеет следующие параметры.

1. Давление нагнетания 10 МПа
2. Частота вращения вала - 1200 об/мин.
3. Число поршней – 7.

Основным способом предотвращения СД служит выполнение у современных АПГ дросселирующих канавок («усов») с цель предварительного повышения либо понижения давления в цилиндре заранее до его встречи с полостью противоположного давления. Этот способ при правильном выборе конфигурации и параметров «усов» действительно предотвращает СД, но только на одной частоте, на других частотах эффект либо равен нулю, либо даёт отрицательный результат, т.е. увеличивает уровень шума.

Значительно более эффективным является способ выполнения предкамер (резонаторов), т.е. дополнительных объемов внутри распределителя, сообщаемых через дроссельные отверстия (ДО) с перемычкой, а через неё с вращающимися цилиндрами. В литературе [1,2] этот способ описан в виде одной предкамеры, сообщающейся с той перемычкой распределителя, по которой проходит цилиндр от окна НД к окну ВД (верхняя премычка). Многие авторы считают, что СД при таком переходе намного превышает величину СД, образующегося при переходе цилиндра от ВД к НД (нижняя перемычка) и последним СД можно пренебречь.

Экспериментальная проверка [2] показала, что, хотя применение одной предкамеры существенно снизило уровень звукового давления (на 6,38 дБА) при одновременном уменьшении градиента давления в 2,9 раза, тем не менее на тех октавных частотах, шум на которых вызван прохождением цилиндра вдоль перемычки от ВД к НД, уровень шума либо не снизился, либо даже увеличился. Теоретические и экспериментальные исследования [3] КПр на этой перемычке показали, что СД в этом случае значительно превышает давление, зафиксированное в цилиндре до его сообщения с полостью ВД. Для проверки влияния второй предкамеры на КПр была составлена программа расчёта насоса, включающего вторую предкамеру. Расчет на ПК дал следующие результаты (рис.1).

На рис.1 показан КПр на верхней перемычке. Процесс здесь начинается примерно через 1,5 мс после начала КПр на верхней перемычке На рисунке видно, что через 0,6 мс после начала движения цилиндра (РК) вдоль верхней перемычки (кривая 1) давления в предкамере (кривая 2) и в цилиндре становятся одинаковыми и далее КПр идет по общей кривой. Причём на участке между 0,7 и 1,8 мс (величина Дt) градиент нарастания давления (отношение разности давлений Др к Дt) не превышает 1,4, что является очень хорошим показателем. На участке от 1,8 мс до 2,5 мс градиент давления увеличивается до 7,1, однако это не приводит к СД, как явствует из характера кри-

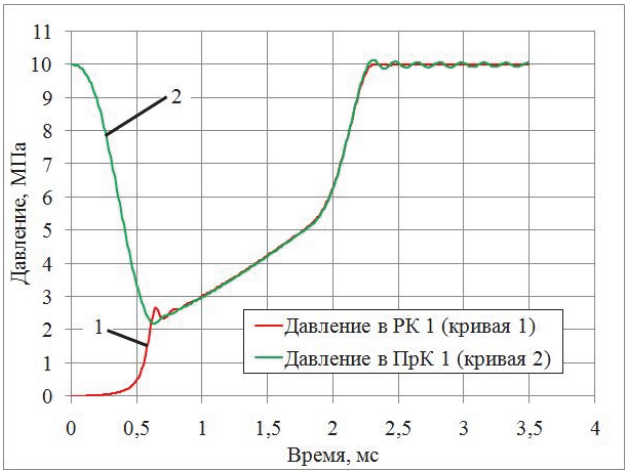


Рис. 1. График №1

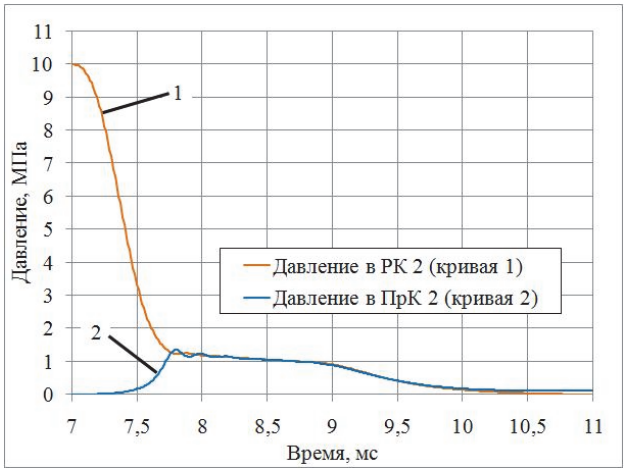


Рис. 2. График №2

вой при достижении 10 МПа.

На рис.2 показан КПр .на нижней перемычке. На нём видно, что давление в цилиндре (РК) вначале круто падает, до величины 1,2 МПа, после чего КПр продолжается при очень плавном падении давления с градиентом давления менее 2,9, что также следует считать хорошим показателем.

В докладе рассматривается также влияние на КПр процентное содержание воздуха в рабочей жидкости, давление нагнетания насоса, частота вращения вала насоса и размер отверстия, соединяющего цилиндр с предкамерой.

Библиографический список

1. Энгель В.Ю., Хаит А.В. Теоретическое исследование влияния предкамеры на рабочие процессы аксиально-поршневых насосов // Сб. трудов международной конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. современное состояние и перспективы развития. 5–7 июня 2008 г. СПб: Изд-во политехнического университета, 2008. С. 142–150.

2. Энгель В.Ю., Краев А.Н. Эффективный метод снижения шума аксиально–поршневого насоса // Сб. научных трудов «Гидропневмоавтоматика и гидропривод – 2005». В 2 т. Т.1. Ковров: КГТА. 2006. С.220–227.

3. Kollek V., Lang C.M. Einfluss des Umsteuervorganges auf den Druckverlauf in der Nahe des inneren Totpunktes bei Aksialkolbenpumpen. “Olhydraulik und Pntumatik”, 20 (1976) №2, 91-94.

УДК 621.82

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА

© 2012 А.Ш. Абдрахманов[1], А.С. Носков[2], П.А. Шмидт[1], В.Ю. Энгель[2]

[1] ОАО «Пневмостроймашина», Екатеринбург.

[2] Уральский федеральный университет имени первого президента России Б.Н.Ельцина, Екатеринбург

AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE NOISE CHARACTERISTICS OF THE AXIAL PISTON HYDRAULIC MOTOR

Abdrakhmanov A.Sh.[1], Noskov A.S.[2], Shmidt P.A.[1], Engel V.U.[2] ([1] “Pnevmostroymashina” OJSC, Yekaterinburg, [2] Ural Federal University, Yekaterinburg). *The paper examines the impact of including a prechamber into the axial-piston hydraulic motor structure on the generated noise. The graphs of noise level for experimental and standard pumps are presented.*

Аксиально-поршневые гидромоторы (АПГ) находят применение в аэрокосмической промышленности, при этом к ним предъявляются жесткие ограничения по уровню излучаемого шума. Общепризнано, что из всех источников шума этих машин наибольшее влияние оказывает узел распределения рабочей жидкости (РЖ), а именно, тот его участок, который расположен между окнами низкого (НД) и высокого (ВД) давления. (перемычка). В момент прохождения через перемычку отверстий цилиндров АПГ происходит быстрая смена НД на ВД (процесс коммутации). Поскольку разность между НД и ВД у современных АПГ достигает двух и более порядков, это приводит к гидравлическим ударам, которые в свою очередь вызывают вибрацию корпуса АПГ и излучаемый им шум, который у некоторых образцов превышает санитарные нормы. Ряд фирм последние годы успешно применяет для оптимизации процесса коммутации выполнение внутри или вне распределителя предкамеры (ПрК), т.е. объема, который сообщается с перемычкой и служит для «подзарядки» цилиндра в момент его движения вдоль перемычки. Одновременно сама ПрК «подзаряжается» за счет энергии полости ВД, с которой она соединена посредством дроссельного отверстия [1].

В ОАО «Пневмостроймашина» были изготовлены опытные образцы АПГ с ПрК, встроенной внутрь распределителя, и произведены их испытания в аттестованной заводской заглушенной шумовой камере. Измерения проводились в регламентируемых стандартом ОСТ Р 51401-99 (ИСО 3744-94) условиях существенно свободного звукового поля над звукоотражающей плоскостью. Условия проведе-

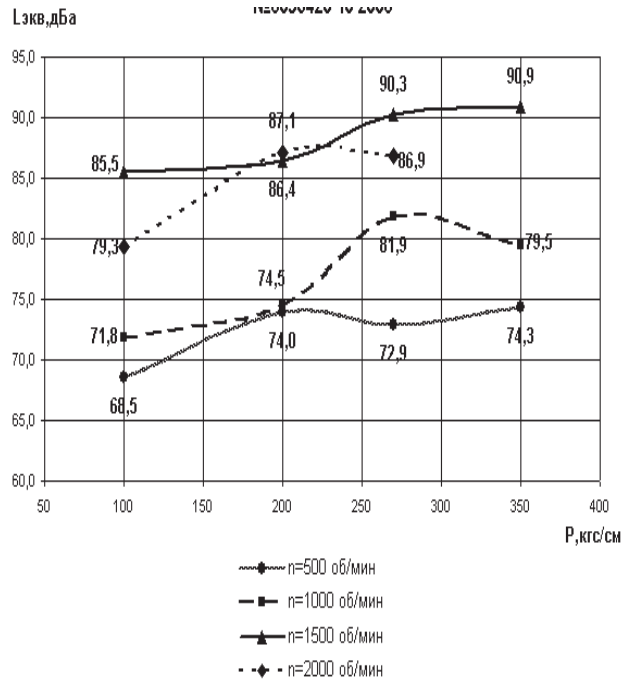


Рис. 1. Графики опытного образца

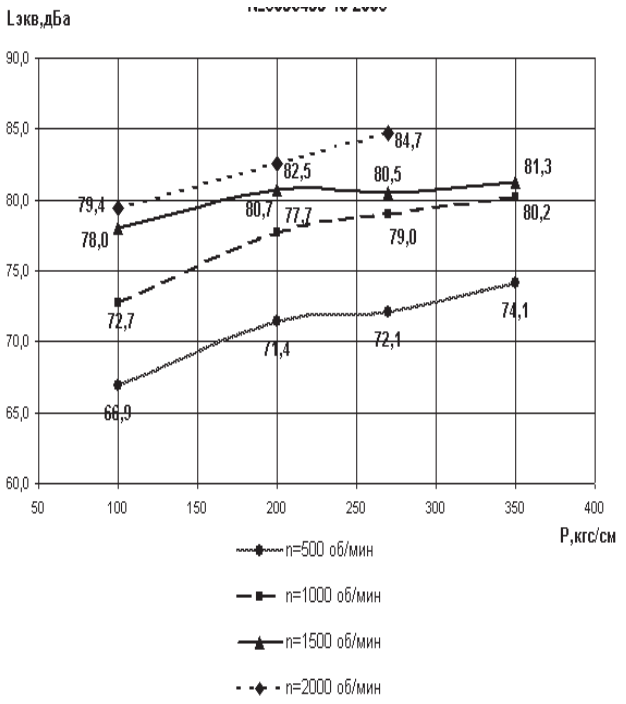


Рис. 2. Графики серийного АПГ

ния испытаний: температура воздуха - 18 °С атмосферное давление - 751 мм.рт.ст. относительная влажность - 65 %. В этой же камере были испытаны серийные АПГ марки 406.0.90. Режимы испытаний $P_{вх}$= 0.5 - 1.0 бар; вязкость рабочей жидкости (масло ндустриальное МГЕ 36) 33 мм^2/с при температуре 35 °С. Результаты испытаний представлены на рис. 1 и рис. 2.

Испытания проводились посредством анализатора звука и вибрации SVAN 912AE в широком диапазоне давлений при четырёх различных частотах вращения вала гидромотора.

По результатам указанных испытаний в ОАО «ПСМ» принято решение о включении в план опытных работ отдела главного конструктора дальнейших исследований гидромашин с предкамерами.

Выводы. Введение в конструкцию АПГ предкамеры позволило снизить эквивалентный уровень звука в пределах от 1 до 10 дБА в широком диапазоне давлений нагнетания АПГ и частот вращения вала.

УДК 621.039.512

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ И ПРОГРАММЫ РАСЧЁТА НЕОДНОРОДНЫХ ГАЗОВЫХ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ЦЕПЕЙ

© 2012 А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.В. Устинов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPMENT OF METHODS AND A PROGRAM FOR CALCULATING OF HETEROGENEOUS GAS MEASUREMENT CIRCUITS

Gimadiev A.G., N.D. Bystrov, A.V. Ustinov (Samara State Aerospace University). The paper describes calculation technique of the heterogeneous feeding channel cross-section area and the temperature of the gas measuring circuit. The corrective elements with concentrated and distributed parameters are used to align the sampling analogue-frequency measuring circuit characteristic.

Для измерения пульсаций давления в высокотемпературных условиях, например в проточной части ГТД применяются подводящие каналы, на конце которых устанавливают датчик пульсаций давления. С целью снижения погрешности измерения пульсаций давления в измерительную цепь устанавливают акустические корректирующие элементы. Для

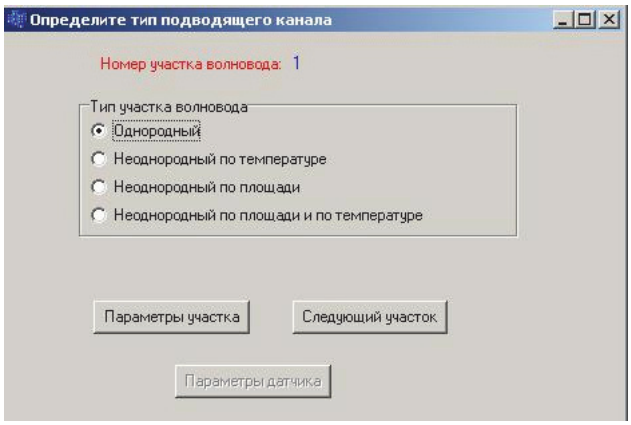


Рис. 1.Окно задания типа участка измерительной цепи

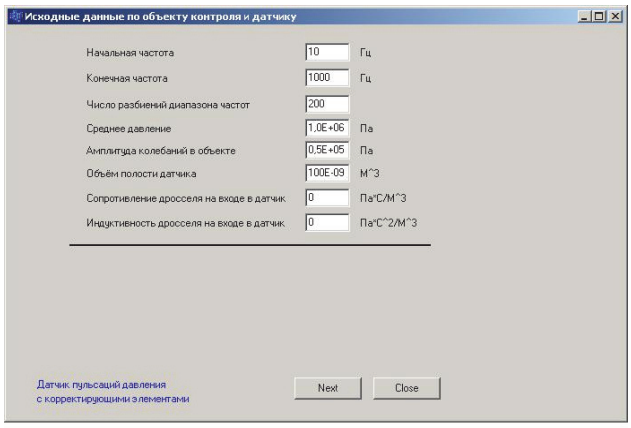


Рис. 2. Ввод исходных данных по объекту контроля и датчику

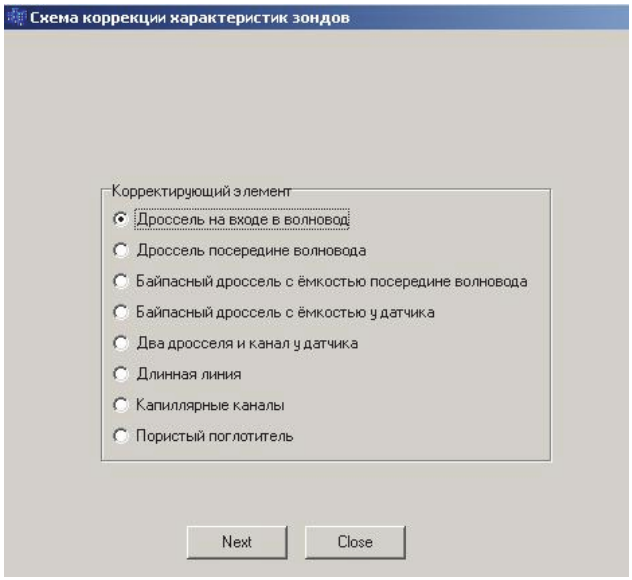


Рис. 3. Окно задания типа корректирующего элемента

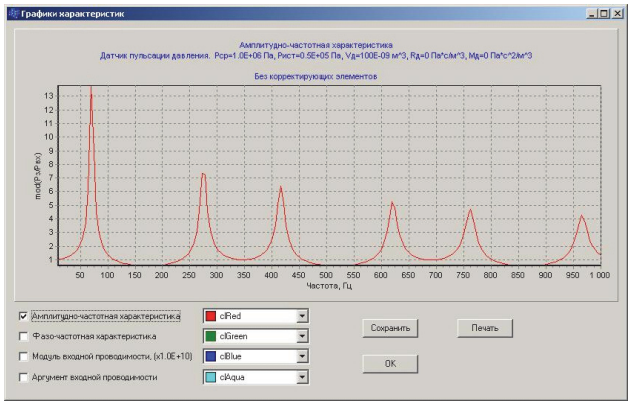


Рис. 4. Пример амплитудно-частотной характеристики неоднородной акустической измерительной цепи

выбора параметров измерительной цепи необходима разработка методики и программ расчёта её частотных характеристик [1]. В докладе излагается разработанная авторами методика и программа, позволяющая в диалоговом режиме рассчитывать частотные характеристики неоднородных измерительных цепей с акустическим корректирующими элементами.

На первом экране пользователь задаёт тип используемого датчика: датчик с одним входом или дифференциальный датчик, есть ли корректирующий элемент и число участков волновода. Для однородного волновода число участков равно 1. На двух следующих экранах (рис. 1 и 2) выбирается тип участка волновода: однородный или неоднородный по температуре и/или по площади и для каждого участка пользователь задаёт длину участка, его диаметр и температуру рабочей среды.

В случае неоднородности по соответствующему параметру приводятся значения на входе и на выходе участка. Далее вводятся данные по объекту контроля и датчику (рис. 2). Если ранее было указано, что имеется корректирующий элемент, то выбирается тип корректирующего элемента и его параметры. В программе предусмотрено восемь типов корректирующих элементов (рис. 3).

Если волновод является неоднородным, то допустимо применение только отдельных видов корректирующих элементов.

На рис. 4 представлен график амплитудно-частотной характеристики и имеется возможность рассмотреть, фазочастотную характеристику цепи, а также модуль и аргумент входной проводимости неоднородной измерительной цепи в зависимости от частоты колебаний.

Графики можно отпечатать на принтере, сохранить в файле формата Windows Bitmap или Windows Metafile. В результате расчётов амплитудно-частотных характеристик неоднородной измерительной цепи установлено, что повышенная температура на входе в волноводный канал приводит к повышению модуля частотной функции цепи.

Аналогично, если волноводный канал имеет вид рупорообразного насадка, то также происходит увеличение модуля частотной функции измерителной цепи.

С применением разработанной методики и программы рассчитаны частотные характеристики неоднородной цепи для измерения пульсаций давления в проточной части авиационного ГТД и выбраны параметры корректирующих элементов, обеспечивающих равномерную (в пределах 10…15 %) амплитудно-частотную характеристику в максимально возможном для данной измерительной цепи диапазоне частот пульсаций давления.

Библиографический список

1. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления / В.П. Шорин и др. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. 132 с.

УДК 629.073(05)

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАСИТЕЛЯ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ДЕМПФЕРОМ

© 2012 М.А. Гимадиев[1], А.С. Фральцов[2]

[1] ООО Научно-производственное предприятие «Гималаи», Самара
[2] ФГУП ГНПРКЦ “ЦСКБ-Прогресс”

STUDY OF THE LIQUID FLOW KINETIC ENERGY ABSORBER WITH A HYDRO-MECHANICAL DAMPENER

Ghimadiyev M.A.[1], Fraltsov A.S.[2] ([1] Research and Production Enterprise “Ghimalai” LLC, Samara, [2] State Research and Production Space-Rocket Center “TsSKB-Progress”, Samara). *The paper presents the findings of a theoretical study into the accelerated liquid flow absorber, the application of which improves the reliability hydraulic system installation. The simulation of fluid flow was carried out using the Simulink. It has been shown that a hydro-mechanical dampener reduces the inlet pressure to three times lower.*

Важной проблемой, возникающей при эксплуатации технологических установок на предприятиях энергетики, химической, нефтеперерабатывающей и пищевой промышленности, в водоканале, является обеспечение их надежности в условиях повышенных динамических нагрузок, действующих на трубопроводы. Наблюдающиеся в трубопроводных магистралях гидродинамические процессы, обусловленные резким открытием и закрытием запорно-регулирующей арматуры, часто приводят к разгерметизации стыков трубопроводов, поломке арматуры и могут стать причиной аварийных ситуаций. Такие процессы особенно опасны для трубопроводов, выполненных из полимерных материалов, которые начали широко применяться, например, в энергетике [1].

Для защиты трубопроводных магистралей в указанных условиях эксплуатации предложен гаситель энергии ускоренного потока жидкости [2], расчет параметров которого ведется по методике, изложенной в работе [3]. Однако конструкция предложенного гасителя такова, что ограничение скорости потока жидкости происходит мгновенно. При этом на входе в гаситель возрастает давление жидкости, которое приходится ограничивать за счёт подбора параметров, что не позволяет построить оптимальную его конструкцию. В данной работе предлагается усовершенствованная конструкция гасителя за счёт применения гидродинамического демпфера подвижного элемента (рис. 1).

Принцип действия гидромеханического демпфера, построен по известной схеме пере-

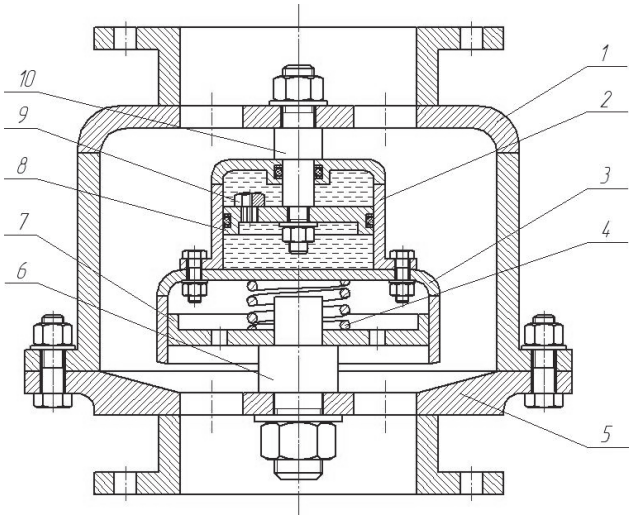


Рис. 1. Схема гасителя кинетической энергии потока жидкости с гидромеханическим демпфером: 1 – корпус, 2 – корпус демпфера, 3 – крышка, 4 – пружина, 5 – упорная втулка, 6 – шток, 7 –упор, 8 – поршень демпфера, 9 – жиклер, 10 – шток демпфера

текания рабочей жидкости из одной полости в другую через дросселирующее отверстие 9.

При достижении скорости потока жидкости выше допустимого значения крышка 3 под действием возникшего перепада давления начинает прикрывать дросселирующее сечение гасителя. Скорость потока жидкости снижается. Чем больше гидравлическое сопротивление жиклёра 9, тем меньше темп движения крышки 3 и, следовательно, меньший перепад давления на на гасителе.

Движение жидкостной пробки в трубопроводе, при прохождении через гаситель, описывается зависимостью:

$$LF_{тр}dv/dt + K_{нл}F_{тр}^2 v^2 + \Delta P_{гс} = P_{вх} - P_{вых},$$

где $P_{вх}, P_{вых}$ – давление среды на входе в жидкостную пробку и на её выходе, *Па*; $L = \rho l_{пр}/F_{тр}$ – акустическая индуктивность жидкостной пробки; $l_{пр}$ – длина жидкостной пробки в трубопроводе, *м*; $F_{тр}$ – площадь поперечного сечения трубопровода, в котором движется жидкостная пробка, $м^2$; $K_{нл} = \lambda\rho l_{пр}/(2d_{тр})$ – коэффициент нелинейных гидравлических потерь трубопровода для случая развитого турбулентного профиля. Уравнение движения крышки гасителя описывается равенством:

$$T_д^2 \frac{d^2\Delta x}{dt^2} + 2T_д\xi_д \frac{d\Delta x}{dt} + \Delta x = K_д\left(\Delta P_{гс} - \Delta P_{гс.нд}\right),$$

где $T_д = \sqrt{M_{кр.пр}/\gamma_{пр}}$ – постоянная времени демпфера; $\xi_д = (\lambda_{тр} + R_д F_{п.д}^2)\sqrt{\gamma_{пр}/M_{кр.пр}}/(2\gamma_{пр})$ – коэффициент демпфирования; $K_д = F_{т.кр}/\gamma_{пр}$ – коэффициент передачи демпфера. Перепад давления на гасителе рассчитывается по зависимости:

$$\Delta P_{ГС} = \rho_{ж}F_{тр}^2 v^2 / \left\{2\left[\mu_{щ}\pi d_{щ}(x_0 - \Delta x)\right]^2\right\}.$$

Алгоритм расчёта движения жидкостной пробки через гаситель таков, что её скорость определяется для трёх моментов времени: 1) движение пробки через гаситель с постоянным сопротивлением щелевого отверстия с зазором x_0, то есть при $\Delta x = 0$; 2) крышка перемещается в пределах $0 < \Delta x < \Delta x_{уп}$, где $\Delta x_{уп}$ – величина деформации пружины с посадкой крышки на упор; 3) жидкостная пробка движется при $\Delta x = \Delta x_{уп}$. Так как, движение жидкостной пробки через гаситель описывается нелинейными алгебраическими и дифференциальными уравнениями, то воспользовались численными методами решения нелинейных дифференциальных уравнений, реализованных в стандартном пакете Simulink.

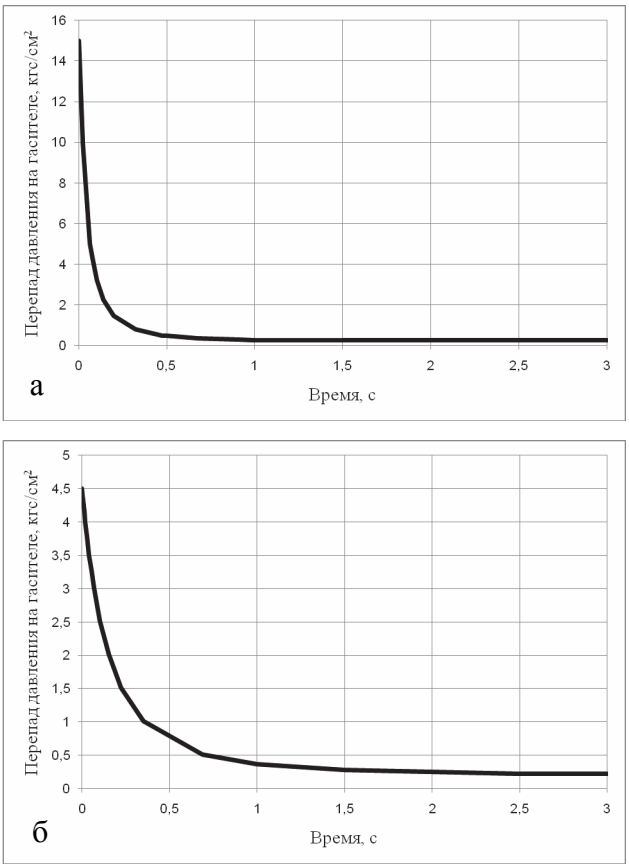


Рис. 2. Переходная характеристика гасителя по перепаду давления на нём при движении жидкостной пробки с начальной скоростью 20 м/с: а – без демпфера; б – с гидромеханическим демпфером

Таким образом, применение гидродинамического демпфера позволяет снизить максимальный перепад давления на гасителе в три раза с 1,5 МПа до 0,45 МПа что даёт возможность расширения диапазона параметров при их выборе и обеспечивает надёжную эксплуатацию гидравлической магистрали технологической установки.

Библиографический список

1. Шорин В.П., Гимадиев М.А. Математическое моделирование гидродинамических процессов в частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали // Вестник СГАУ. 2006. №1(9). С. 207-213.

2. Гимадиев М.А., Гимадиев А.А. Гаситель энергии потока жидкости. Патент РФ на полезную модель №66473 от 05.04.2007 г.

3. Гимадиев М.А. Расчёт характеристик и выбор параметров гасителя энергии ускоренного потока жидкости // Известия СамНЦ РАН. 2007. С. 585-590.

УДК 62.251

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

© 2012 А.А. Гимадиев, М.А. Гимадиев, А.З. Ермошкин

ООО Научно-производственное предприятие «Гималаи», Самара

DEVELOPMENT AND APPLICATION PRESSURE FLUCTUATION DAMPENER FOR INSTRUMENTATION

Ghimadiyev A.A., GhimadiyevM.A., Yermoshkin A.Z. (Research and Production Enterprise "Ghimalai" LLC, Samara). The paper presents dampeners used for measuring the average pulsating pressure with gauges and transducers. It is shown that installing the dampener at the instrumentation inlet reduces pressure fluctuations by 80 ... 90% with the transition time 20...30 sec. The proposed dampeners are reliable, do not cause pressure measurement errors, and are small in size.

Постоянный рост стоимости контрольно-измерительных приборов (КИП) вызывает острую необходимость в увеличении их срока службы при одновременном повышении точностных показателей. В этих условиях применение средств защиты приборов от воздействия колебаний давления рабочей среды приобретает особую актуальность. Разработанные гасители колебаний давления (ГСК) для контрольно-измерительных приборов (КИП) впервые начали применяться на авиационных предприятиях и прошли более 30-ти летний период доводки применительно к условиям эксплуатации в энергетике, химической, нефтяной, газовой и пищевой промышленностях. ГСК устанавливаются на входе в КИП при измерении среднего значения пульсирующего давления и перепада. Где и почему необходимо применять ГСК:

– в энергетических и технологических установках при измерении среднего значения пульсирующего давления рабочей среды;

– в измерительных цепях диафрагменных расходомеров для устранения размыва показаний приборов;

– в цепях автоматики для исключения ложного срабатывания электроконтактных манометров и реле давления.

ГСК - патент РФ №2283 предназначены для подавления пульсаций рабочей среды в полости измерительных приборов. Гасители изготавливаются в виде штуцера (на малые и средние давления) и ввернутых друг в друга корпусных элемента из коррозионностойкой стали (на давления свыше 25 МПа) [1].

Гашение колебаний давления и гидравлического удара происходит в трех последовательно соединенных акустических фильтрах, образованных входным и выходным фильтро-дросселирующими элементами, каналами и полостями гасителя. Гасители устанавливаются в измерительных цепях гидравлических и топливных систем, напорных и сливных магистралей газо- и паропроводов, в которых наблюдается повышенный уровень пульсаций давления.

В отличие от промышленных гасителей в виде пневмогидравлических аккумуляторов, диафрагм, пакетов шайб, вентилей с нелинейной характеристикой, приводящей к дополнительной погрешности при измерении пульсирующего давления, ГСК (рис. 1) обладают:

- линейной дроссельной характеристикой, исключающей появление дополнительной погрешности;

- высокой надежностью и большим ресурсом благодаря применению в конструкции гасителя фильтродросселирующих элементов из пористого материала МР;

- малыми габаритами.

Применение ГСК исключает поломку



Рис. 1. Гасители колебаний давления для контрольно-измерительных приборов

стрелки и износ передаточного механизма манометров, ложное срабатывание электроконтактных манометров, реле давления и, в конечном счете, повышает срок службы приборов. При измерении пульсирующего давления агрессивных сред гасители колебаний могут применяться вместе с разделителями.

При этом ГСК вворачивается в разделитель со стороны нейтральной жидкости. ГСК подразделяются по виду рабочей среды (газ, пар, вода, топливо, масло), уровню среднего давления (от вакуума до 600 кгс/см^2) и обеспечивают демпфирование колебаний давления в полости прибора на 80…90 %. Быстродействие ГСК определяется временем выхода на заданный уровень давления по показаниям измерительного прибора с гасителем и оно составляет (20..30) с.

На ГСК имеется сертификат соответствия № РОСС RU.AE56.B09004 и разрешение Ростехнадзора на применение № РРС 00-29779. ООО НПП «Гималаи» также разрабатывает и изготавливает на заказ специальные гасители колебаний давления для уникального, в том числе импортного оборудования.

Особый случай представляют гасители для электроконтактных манометров, в которых необходимо обеспечить подавление колебаний давления на 80…90 % и, в то же время, требуемое быстродействие в доли секунды. Такой гаситель создан и применяется в системах защиты от повышенного пульсирующего давления, систем смазки опор энергетических установок (рис. 2).

Опыт внедрения и эксплуатации разработок на ТЭЦ, в нефтяной и газовой промышленности показал, что при применении ГСК в

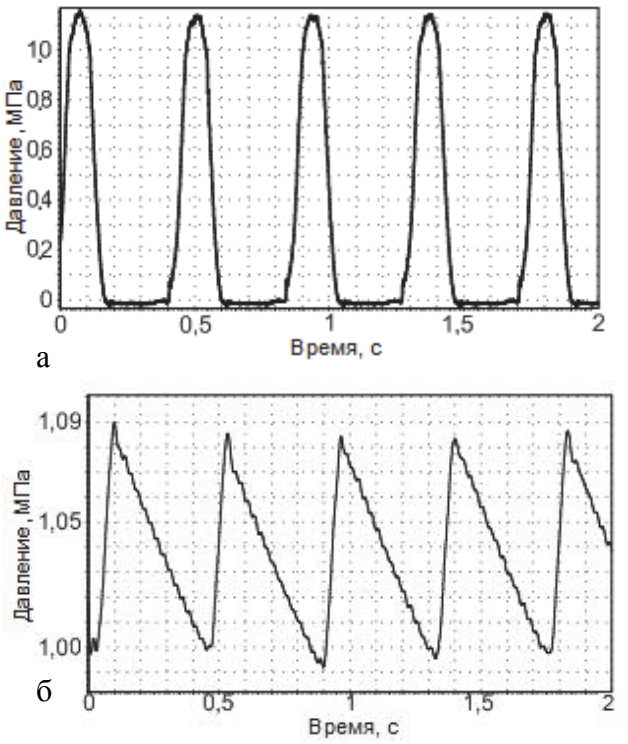


Рис. 2. Осциллограмма давления в месте установки датчика на выходе из насоса-дозатора (а) и в полости манометра (на выходе из гасителя ГСК60ВдЭН (б)

2...3 раза снижается погрешность измерения среднего значения пульсирующего давления, увеличивается ресурс манометров и датчиков давления, что, в конечном счете, дает существенный технико-экономических эффект.

Библиографический список

1. Web-сайт предприятия ООО НПП «Гималаи», г. Самара. URL: http://www.gimalai.com (дата обращения 5.06.2012)

УДК 621452.3-52

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ КОНТУРА «НАСОС-ТЕПЛООБМЕННИК-СЕТЬ» КРИОГЕННОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ГТД

© 2012 В.А. Букин[1]; А.Г. Гимадиев[2]

[1] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

[2] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

ANALYSIS OF STABILITY OF THE “PUMP-HEAT EXCHANGER-FUEL SYSTEM” LOOP OF THE GTE CRYOGENIC FUEL SYSTEM

Bukin V.A.[1]; Ghimadiyev A.G.[2] ([1] OJSC “Kuznetsov”, Samara, [2] Samara State Aerospace University). *The paper presents the analysis of the influence of elements on the stability of the “pump-heat exchanger-fuel system” loop in the whole range of gas turbine engine regimes. The analysis of the influence of parameters on the circuit stability has been performed on the basis of the structural scheme and the partition building in the plane of complex parameters.*

Возникновение проблемы по устойчивости обусловлено наличием в системе подачи криогенного топлива трех элементов: центробежного насоса, расход которого определяет-

ся не только частотой вращения его ротора, но изменяющейся во времени характеристикой сети; теплообменника-газификатора, преобразующего жидкое топливо в газообразное с временным отставанием; регулятора частоты вращения ТНА, при использовании которого не разрывается обратная связь между сетью и насосом. Структурная схема модели, на основе которой выполняется анализ устойчивости контура «насос-ТО-сеть» приведена на рис. 1.

Неустойчивость характеризуется возникновением колебаний параметров системы подачи водорода, которые, увеличиваясь по амплитуде, приводят к срыву насоса. Для теплообменников с диаметром трубок 25 мм частота составляет около 1…2 Гц. Колебания перепада давлений на жидкостном дросселе “$P_{ДАЗ}$ и давления перед форсунками $P_{Ф}$, соответствующие колебаниям расхода жидкого и газифицированного водорода, происходят в противофазе, т.е. частота колебаний соответствует отставанию 180^0 на ФЧХ теплообменника. Агрегат регулирования n_{THA} отрабатывает возмущения с небольшими амплитудами выходного рычага. Передаточная функция разомкнутой системы (см. рис. 1) подачи имеет следующее выражение

$$W(s)=\frac{K_{СП}T_3 s}{(T_1 s+1)(T_2 s+1)^3(T_3 s+1)},$$

где $K_{СП}=\dfrac{K_H K_Г}{1+K_H K_Ж}$;

$$T_3=\frac{1+K_H K_Ж}{K_{THA}K_{Pn}K_H(K_{MG}+K_{MP}K_Ж)}.$$

Как следует из приведенных выражений, постоянная времени T_3 характеризует динамические свойства ротора ТНА, которая зависит как от момента инерции ТНА, так и от коэффициентов передачи насоса и сети. Если

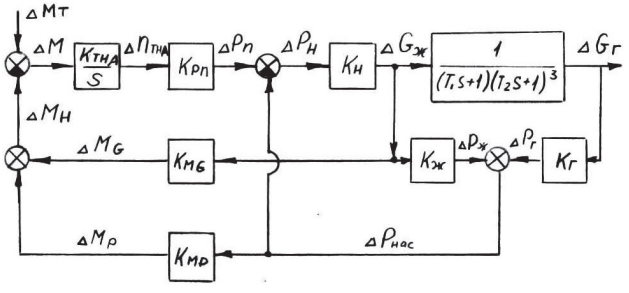


Рис. 1. Структурная схема контура «насос-теплообменник-сеть» криогенной топливной системы ГТД

для удобства принять, что K_H является положительным при снижающейся характеристике насоса, то условие апериодической устойчивости заключается только в положительном значении общего коэффициента усиления системы $K_{СП}$. При отрицательном значении K_H (восходящая характеристика) для обеспечения устойчивости должно соблюдаться условие $|K_H K_Ж|>1$, т.е. в этом случае характеристика жидкостного сопротивления должна быть круче восстающей характеристики насоса. Это условие при восстающей характеристике насоса обеспечивает также положительное значение T_3. Граница устойчивости для безразмерных координат построена с помощью метода $D-$*разбиения* (рис. 2). Линии границы колебательной устойчивости системы характеризуется следующими выражениями

$$T_1=\frac{-T_2^3T_3\omega^4+3T_2(T_2+T_3)\omega^2-1}{\left[T_2^2(+3T_3)-3T_2-T_3\right]\omega^2};$$

$$K_{СП}=-T_1T_2^3\omega^4+\left\{\frac{T_2^2(3T_1+T_2)}{T_3}+3T_2(T_1+T_2)\right\}\omega^2-$$
$$-(T_1+3T_2)/T_3-1$$

Как видно из графика, уменьшение T_3 улучшает устойчивость системы. Значительное расширение области устойчивости начи-

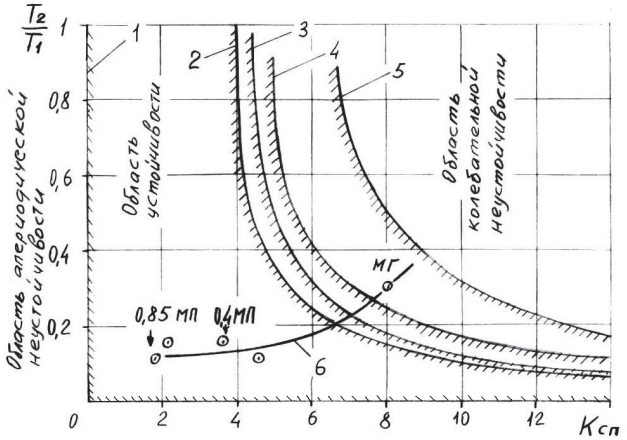


Рис. 2. D–разбиение в плоскости параметров $T_2/T_1-K_{СП}$ контура криогенной топливной системы ГТД:

1 – граница апериодической устойчивости; 2…5 – границы колебательной устойчивости (2 – $T_3/T_2=\infty$; 3 – $T_3/T_2=10$; 4 – $T_3/T_2=5$; 5 - $T_3/T_2=2$); 6 – зависимость для двигателя НК-88

нается при $T_3/T_2<5$, а при $T_3/T_2>10$ влияние незначительное. При самых неблагоприятных соотношениях ($T_2/T_1=1$ и $T_3/T_2=\infty$) система устойчива с $K_{СП}<4$. Этот случай соответствует «жесткому» приводу насоса, при котором частота вращения насоса не зависит от его нагрузки. Для системы подачи водорода НК-88 фактический безразмерный параметр T_3/T_2 изменяется от значения 7 на малом газе до 18 на взлетном режиме, что указывает на незначительное отклонение фактической границы устойчивости от границы с «жестким» приводом насоса.

Моделирования контура «насос-ТО-сеть» с турбинным приводом насоса для низкого режима, близкого к границе устойчивости показало, что переходные процессы в нём представляют слабо затухающий процесс. Колебания расходов жидкого и газифицированного водорода происходят в противофазе, а возмущения по расходу практически не влияют на частоту вращения ротора ТНА $n_{ТНА}$. Частота колебаний составляет 1,07 Гц. На амплитудной характеристике расхода насоса имеется резонансный пик около 20 дБ. Коэффициент затухания переходного процесса ξ меньше 0,05. С уменьшением коэффициента усиления колебательность и резонансный пик уменьшаются. При $K_{СП}=1,68$ переходный процесс практически не имеет колебаний, а резонансный пик отсутствует.

На режиме, близком к максимальному, в отсутствии сопротивления жидкостной магистрали ($K_{СП}=9,9$) – переходный процесс затухающий с частотой $f_c=5,5$ *Гц*. Коэффициент затухания ξ этого процесса около 0,15. Так как на высоких режимах какое-то сопротивление магистрали присутствует, то для обеспечения устойчивости контура «насос-ТО-сеть» на высоких режимах не требуется каких-либо мероприятий.

Как видно из изложенного материала, разработанная модель позволяет рассчитать устойчивость контура «насос-ТО-сеть». Результаты, полученные на модели, близки фактическим данным по собственным частотам и показателям устойчивости системы ГТД.

УДК 621.431.75-55

КОРРЕКЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО КОНТУРА САР ГТД НА КРИОГЕННОМ ТОПЛИВЕ

© 2012 В.А. Букин

ОАО «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

CORRECTION OF THE MAIN LOOP DYNAMICS FOR THE AUTOMATIC CONTROL SYSTEMS OF CRYOGENICALLY FUELLED GTE

Bukin V.A. (OJSC "Nikolay Kuznetsov", Samara). The paper presents a hydro-mechanical PI controller of aircraft gas-turbine engine rotor r.p.m. Its dynamic characteristics within an engine have been explored.

Гидромеханический изодромный регулятор частоты вращения ротора ВД базового двигателя (ПИ-регулятор), используемый и для регулирования НК-88 и НК-89 не обеспечивает устойчивость основного контура из-за большой инерционности системы подачи топлива. Из астатических регуляторов ПИД-регуляторы наиболее универсальны, эффективно повышают запасы устойчивости и одновременно сокращают время протекания переходных процессов.

Для управления системой подачи криогенного топлива в клапане переключения топлива САР НК-88 (рис. 1) установлен практически безинерционный задатчик режима ТНА, который преобразует расход керосина, дозируемый насосом-регулятором НР-8-2У базового двигателя, в управляющее давление $P_{реж}=f(G_{кер})$. В САР НК-88 ПИД-закон можно выполнить за счет придания форсирующих свойств задатчику режима коррекцией $P_{реж}$ по скорости изменения величины перепускаемого в бак керосина, а также дополнительной коррекцией $P_{реж}$ по скорости изменения давления в ма-

ятниковой полости базового регулятора $P_{маят} = f(n_{ВД})$. Два канала такой коррекции предназначены для усиления форсирующего эффекта и оптимизации частотных свойств регулятора по режимам ГТД.

ПИД-регулятор основного контура состоит из гидромеханического изодромного регулятора $n_{ВД}$ и форсирующего задатчика режима ТНА (см. рис. 1).

Давление $P_{реж}$ создается за счет дросселирования окнами 8 клапана 3 расхода керосина, дозируемого регулятором $n_{ВД}$. Давление $P_{реж}$ определяется усилием пружины клапана и давлением в его пружинной полости . Форсирующий эффект достигается за счет демпфирования поршня клапана 3 двумя дроссельными пакетами 4 и 5, соединяющими пружинную полость клапана 3 соответственно с входом в клапан и со сливом. Производительность дроссельных пакетов определяет частотный диапазон задатчика режима, а соотношение производительностей – наклон характеристики $P_{реж} = f(G_{кер})$.

Модель форсирующего задатчика режима ТНА рассчитывается отдельно по двум каналам – каналу расхода керосина $G_{кер}$ и каналу $P_{м}$. При выводе уравнений инерционность подвижных частей и силы трения не учитываются, а сливное давление $P_{сл}$ принято равным нулю. Моделирование ПИД–регулятора $n_{ВД}$ выполняется по линейным моделям ПИ–регулятора $n_{ВД}$ и задатчика режима ТНА. Предварительно выводятся уравнения задатчика режима ТНА по каналу расхода керосина без дифференцирующей приставки. На рис. 2 приведена структурная схема разработанного ПИД–регулятора $n_{ВД}$, представляющая соединение изодромного регулятора с двумя каналами форсирующего задатчика режима ТНА.

Передаточная функция регулятора представляет собой реальный ПИД-регулятор с двумя инерционными звеньями: одно инерционное звено входит в структуру ПИ-регулятора, а второе – в структуру форсирующего задатчика режима.

Динамические характеристики регулятора определяются в основном его конструктивными параметрами: соотношением диаметров поршней, золотников, а также жесткостью пружин. Возможность перестройки динамических характеристик регулятора без изменения конструктивных параметров незначительна, что

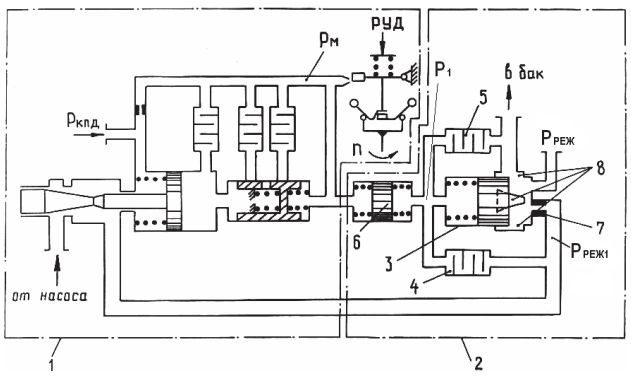


Рис. 1. ПИД-регулятор основного контура: 1 – ПИ-регулятор $n_{ВД}$; 2 – задатчик режима ТНА; 3 – клапан; 4, 5 – дроссельные пакеты; 6 – дифференцирующая приставка; 7 – дроссельная шайба; 8 – окна клапана 3

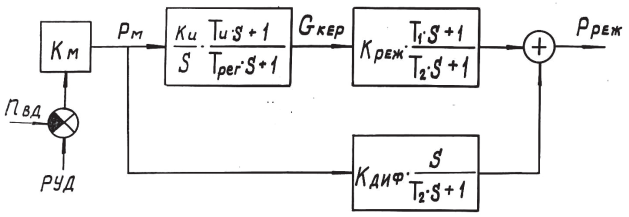


Рис. 2 Структурная схема ПИД-регулятора $n_{ВД}$ основного контура

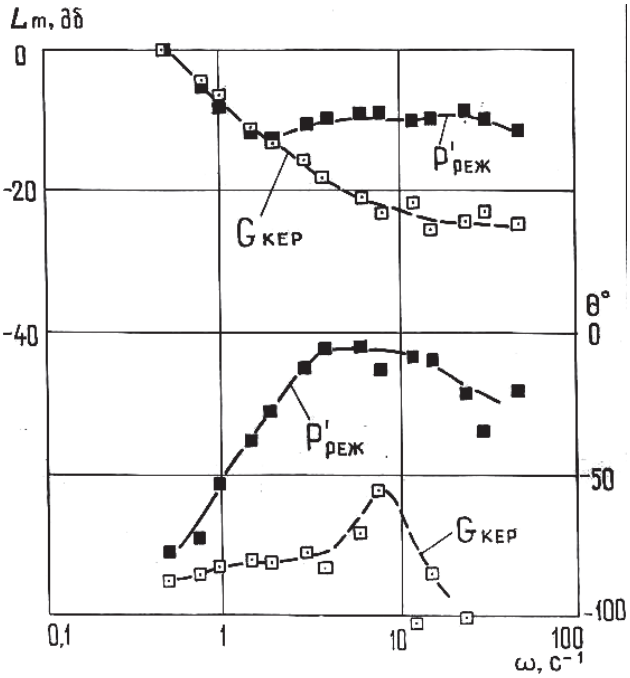


Рис. 3. АФЧХ ПИ-регулятора и ПИД-регулятора режима Вход РМ; выход $P_{РЕЖ}$; $G_{КЕР}$

свойственно гидромеханическим системам.

Подстройку же частотного диапазона возможно осуществлять дроссельными пакетами 4 и 5 (см. рис. 1): увеличение производительности дроссельных пакетов при неизменном их соотношении уменьшает пропорционально T1 и T2 и смещает частотную характеристику регулятора в высокочастотную область. Следует заметить, что подавление высокочастотных помех, свойственных дифференцирующим звеньям, в некоторой степени выполняют два апериодических звена разработанного регулятора.

На низких режимах форсирование осуществляется в основном по каналу расхода, а на высоких – по каналу частоты вращения $n_{ВД}$. Эта закономерность прослеживается также на расчетной характеристике параметров звеньев задатчика режима.

Таким образом, указанные два канала взаимно дополняя друг друга, обеспечивают на всех режимах примерно одинаковое форсирование. Как видно из характеристик (см. рис. 3), на частотах собственных колебаний системы регулирования опережение по фазе составляет $50^{o}\ldots60^{o}$ при незначительном увеличении коэффициента усиления.

УДК 621.565.9.001.2-52

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ-ГАЗИФИКАТОРОВ ВОДОРОДНОГО ГТД НК-88 И НК-89

© 2012 В.А. Букин

ОАО “КУЗНЕЦОВ”, г. Самара

EXPERIMENTAL DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HEAT-EXCHANGE GASIFIERS OF HYDROGEN GTE NK-88 AND NK-89

Bukin V.A. (OJSC “Kuznetsov”, Samara). The paper presents some experimentally defined frequency response characteristics of NK-88 gas-turbine engine. The characteristics are approximated by the aperiodic and the speedup links with a delay element.

Одним из основных элементов газотурбинных двигателей на криогенных топливах, определяющих их устойчивость, является теплообменник-газификатор. Поэтому, важное значение придаётся определению динамических свойств теплообменника-газификатора, которые зависят от его конструктивных параметров. Теплообменник выполнен из трубок в виде параллельных полуколец. Трубки приварены к двум коллекторам – входному и выходному. Для обеспечения равномерной раздачи водорода через трубки на входе каждой трубки имеется дроссельная шайба. Объем теплообменника определяет быстродействие системы подачи топлива (СПТ) и всей системы регулирования, ухудшает устойчивость основного контура регулирования двигателя.

Как известно, теплообменные аппараты, подобные водородному газификатору, являются системами с распределенными параметрами, при анализе и синтезе которых необходимо применять аппарат дифференциальных уравнений в частных производных. Упрощенные модели, позволяющие проводить анализ динамики теплообменников, не обладают достаточной точностью. Сложность моделирования заключается и в большом диапазоне изменения давлений и расходов теплообменника, наличии режимов с переходом через критические параметры водорода. С целью получения достоверных данных по динамическим характеристикам теплообменника и уделения основного внимания вопросам разработки структурной схемы САР и коррекции динамических характеристик, исследование велось с использованием экспериментальных частотных характеристик.

Входной параметр – расход жидкого водорода $G_{ж}$, выходной параметр – расход газифицированного водорода через форсунки $G_{г}$. Особенностью всех полученных характеристик различных теплообменников, как и представленных, является практически монотонное увеличение крутизны фазовой и амплитудной характеристик с ростом частоты возмущения по $G_{ж}$, вплоть до достигнутых максимальных фазовых сдвигов. Экспериментальные частотные характеристики аппроксимированы в за-

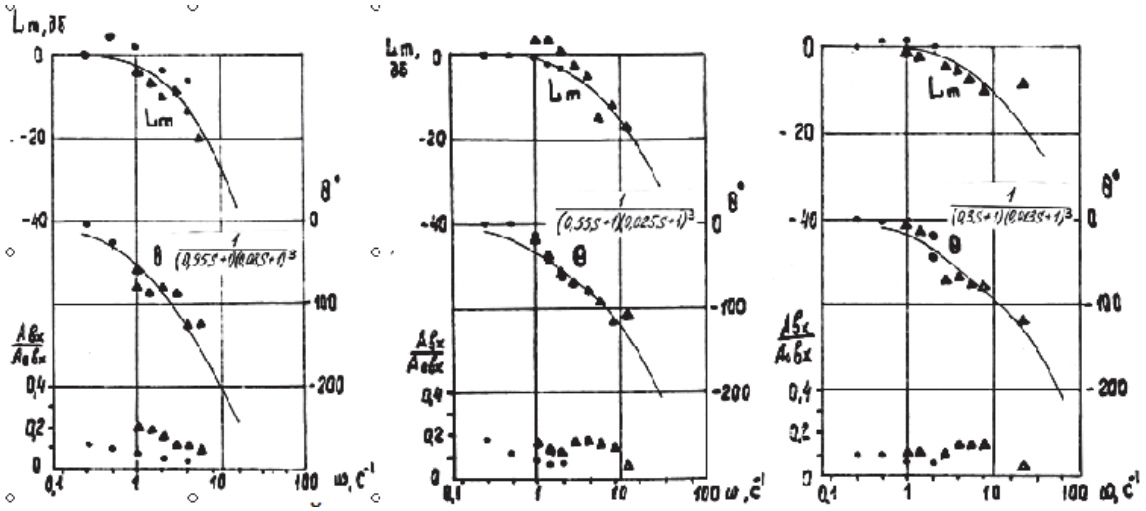


Рис. 1. Логарифмические амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики теплообменника ГТД НК-88 на разных режимах:

а – $n_{ВД} = 4560$ *об / мин ; б –* $n_{ВД} = 5420$ *об / мин ; г –* $n_{ВД} = 6160$ *об / мин*

висимости от характера изменения амплитудной и фазовой характеристик по частоте двумя передаточными функциями. Одна – представляет собой последовательное соединение апериодических звеньев, причем три звена имеют одинаковые постоянные времени T_2:

$$W_1(s) = \frac{G_г(s)}{G_ж(s)} = \frac{1}{(T_{TO1}s+1)(T_{TO2}s+1)^3}.$$

Вторая передаточная функция представляет собой последовательное соединение звена “чистого” запаздывания и апериодического звена $W_2(s) = \frac{G_г(s)}{G_ж(s)} = \frac{e^{-\tau s}}{(T_{TO}s+1)}$. Полученные передаточные функции легко используются при синтезе и анализе исследуемой системы.

На рис. 2 представлены зависимости динамических параметров звеньев теплообменника от режима работы ГТД. По сравнению с инерционно-запаздывающими свойствами ротора ВД, на малом газе постоянная времени теплообменника T меньше постоянной времени ротора ВД в ~7 раз, а на больших режимах примерно в два раза. Чистое запаздывание больше на малом газе в ~15 раз, а на высоком режиме в два раза. Как видно из приведенных динамических характеристик ротора ТНА и ТО их инерционные свойства одного порядка с аналогичными данными ротора ВД, причем с уменьшением режима влияние “чистого” запаздывания теплообменника значительно увеличивается, а влияние инерционных свойств уменьшается.

Важным свойством теплообменника-газификатора является частота, при которой фазовое запаздывание составляет 180°. Эта частота характеризует быстродействие системы подачи и является ее собственной частотой $f_{СП}$. При работе двигателя на водороде $f_{СП}$ с большим по объему теплообменником изменяется от 1…1,5 Гц на малом газе, до 5…6 Гц на максимальном режиме. С теплообменником, имеющем минимальные объем и диаметр трубок $f_{СП}$ увеличилась в 4…5 раз.

Быстродействие системы подачи при работе на метане уменьшается в 4…5 раз. Это

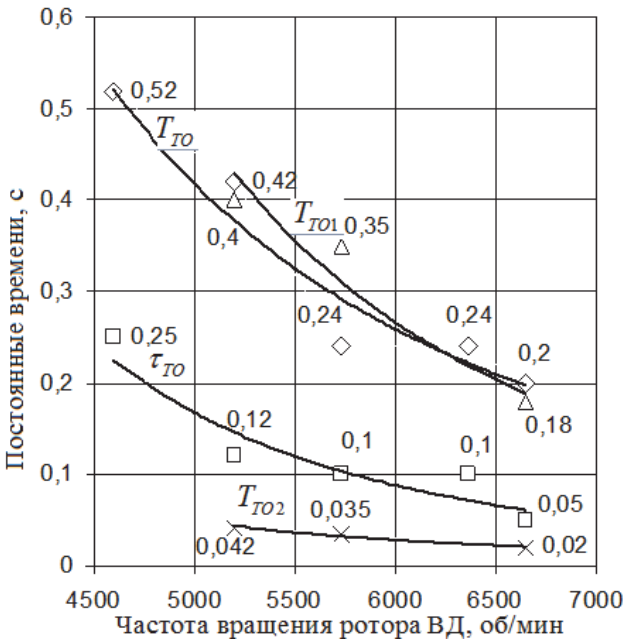


Рис. 2. Зависимость постоянных времени теплообменника-газификатора от частоты вращения ротора ВД ГТД НК-88

связано с большим весовым заполнением теплообменника и большим весовым расходом на одинаковых режимах двигателя. При работе на метане с теплообменником минимального объема собственные частоты системы подачи практически равны частотам с теплообменником максимального объема при работе на водороде. Собственная частота теплообменника, имеющем трубки диаметром 10 мм, на максимальном режиме при работе на метане не превышает 3 Гц. В связи с такими большими запаздываниями обеспечение устойчивости и желаемого быстродействия САР для ГТД, работающего на сжиженном метане, является более сложной задачей, чем для водородного двигателя.

УДК 62.251

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ШЕСТЕРЁННЫХ НАСОСОВ

© 2012 С.П. Алексеев, Г.О. Белов, А.Н. Крючков, М.А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPMENT OF A TEST BENCH FOR GEAR PUMPS

Alekseyev S.P., Belov G.O., Kryuchkov A.N., Yermilov M.A. (Samara State Aerospace University. The paper presents a test bench for gear pumps. The developed bench allows to test the functional properties of a gear pump.

Основными агрегатами, лимитирующие надежность и ресурс гидравлических систем, являются насосы и двигатели. Требования, предъявляемые к насосам и двигателям гидравлических систем, сводятся к обеспечению заданных давления и производительности при минимальном весе и габаритах, максимального КПД, минимальной трудоемкости изготовления, простоты обслуживания, надежности работы в эксплуатационных условиях, большого ресурса. Большего всего этим требованиям удовлетворяют шестеренные насосы, имеющие бесспорные преимущества по сравнению с другими типами насосов по своей простоте, весовым характеристикам, дешевизне и надежности. Благодаря перечисленным преимуществам шестеренные насосы нашли широкое применение в различных отраслях народного хозяйства.

Для более полного представления динамических характеристик шестеренного насоса, необходимы испытания, испытания на стендах. Преимуществом испытаний на стенде перед испытаниями в реальных условиях является возможность оценки реакции образца на определённый тип и величину нагрузки при прочих фиксированных параметрах, что позволяет выявить скрытые конструктивные недостатки. Что является актуальным направлением разработок.

При разработке принципиальной схемы стенда (рис. 1) определялся полный состав элементов и связей между ними, который дает детальное представление о принципах работы стенда в соответствии с ГОСТ 14658-86.

В работе был произведен подбор комплекта гидрооборудования стенда испытаний шестеренного насоса ШН32К. Но комплект выбирается с возможностью испытаний шестеренных насосов с другими техническими характеристика. Дается детальное описание разработанного испытательного стенда, его элементов. Представлена конструкция шесте-

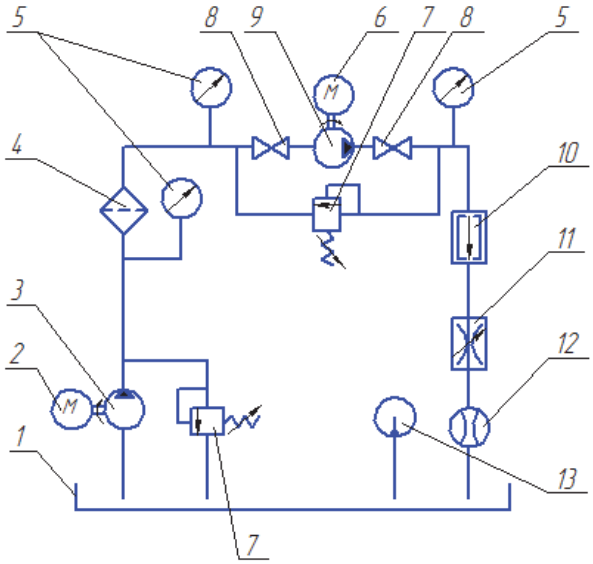


Рис. 1. Схема испытательного стенда шестеренного насоса по ГОСТ 14658-86: 1 – бак гидравлический; 2 – электродвигатель; 3 – насос центробежный; 4 – фильтр; 5 – манометр; 6 – электродвигатель; 7 – клапан предохранительный; 8 – вентиль; 9 – насос испытуемый; 10 – гаситель пульсаций давления; 11 – гидродроссель; 12 – расходомер; 13 – термометр

ренного насоса (рис. 2) НШ32К, а также описание подготовки к пуску, использования, технического обслуживания, текущего ремонта.

Разобрана методика приемо-сдаточных испытаний шестеренного насоса, целью которых является проверка соответствия аппарата конструкторской документации, паспортным данным и пригодности для дальнейшей эксплуатации в производственных условиях.

Объем испытаний:

-функционирование;

-наружная герметичность;

-номинальная подача (для регулируемых насосов);

-номинальная мощность;

-коэффициент подачи.

Результаты научных исследований имеют непосредственное практическое применение, поскольку они реализованы на испытательном гидравлическом стенде АСЭУ СГАУ. Разработан гидравлический стенд, удовлетворяющий реальным эксплуатационным условиям. Преимуществом испытаний на стенде перед испытаниями в реальных условиях является возможность оценки реакции насоса на определённый тип и величину нагрузки при прочих фиксированных параметрах, что позволяет выявить скрытые конструктивные недостатки.

УДК 62.251

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧЕСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШЕСТЕРЁНОГО НАСОСА

© 2012 С. П. Алексеев, Г. О. Белов, А. Н. Крючков, М.А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY OF A GEAR PUMP

Alekseyev S.P., Belov G.O., Kryuchkov A.N, Yermilov M.A. (Samara State Aerospace University). The paper reviews the experimental and numerical study of a gear pump. It describes some interesting features of dynamic processes in a gear pump.

При отработке шестерённых насосов важное значение имеет информация о его динамических характеристиках. Поэтому в работе приведены результаты экспериментальных исследований динамических характеристик шестерённых насосов. Испытания проводятся на разработанном авторами гидравлическом стенде.

Электродвигатель насоса НШ32К был подсоединен к частотному приводу, на котором осуществлялась регулировка частоты вращения (подачи) ведущего вала насоса с помощью изменения частоты электрического тока привода. Регулирование давления нагнетания осуществлялось с помощью дросселя. Данные снимались с датчиков, установленных в линии нагнетания и в линии всасывания, и были обработаны на многоканальной измерительной системе LMS Mobile. Получены графические зависимости – соотношения двух основных гармоник спектра сигнала при разных давлениях нагнетания на частотах вращения ведущего вала насоса 600, 1200, 1800, 2400, 3000 об/мин и при разных частотах вращения при давлении нагнетания 2, 5, 10, 15 бар.

В работе представлено также численное исследование динамики шестеренного насоса. Расчет проводился в математическом программном пакете Gears. Задавая исходные дан-

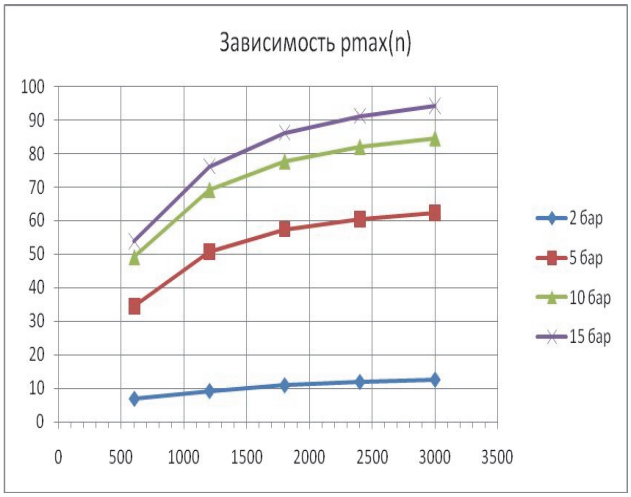


Рис. 1. График зависимости максимального давления запертого объема от частоты вращения вала при давлении нагнетания 2, 5, 10, 15 бар

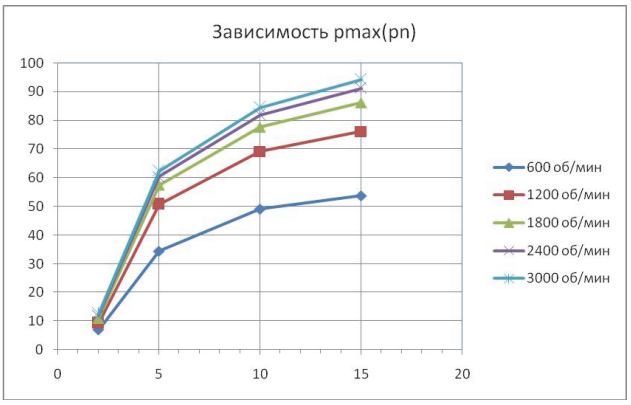


Рис. 2. График зависимости максимального давления запертого объема от давления нагнетания при 600, 1200, 1800, 2400, 3000 об/мин

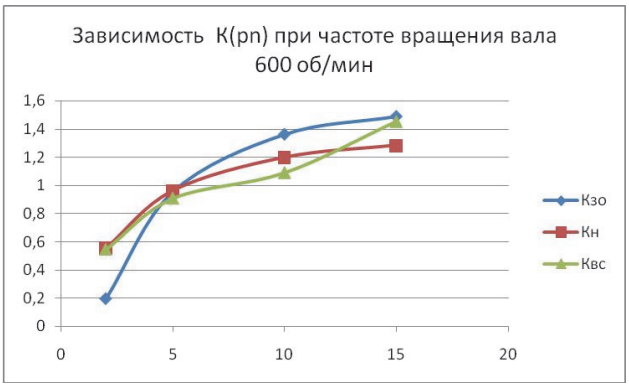


Рис. 3. График зависимости ki(pн) при 600 об/мин

ные – частоту вращения ведущей шестерни, шаг по углу поворота ведущей шестерни, число шагов разбиения по радиусам от rmax до rmin,и другие параметры, получаем графики давления в запертом объеме на частотах вращения ведущей шестерни 600, 1200, 1800, 2400, 3000 об/мин и при давлении нагнетания 2, 5, 10, 15 бар.

По полученным графикам построены зависимости максимального давления в запертом объёме от частоты оборотов ведущей шестерни pmax(n) и зависимость максимального давления от давления нагнетания pmax(pn).

Введена безразмерная величина – коэффициент ki для более наглядного представления динамических характеристик. ki=(4·pmaxi)/ Σ pi, где pmaxi – максимальное значение давления в запертом объеме на i-том режиме; pi – значение давления в запертом объеме на i-том режиме.

По графикам давления запертого объема построены зависимости коэффициента от давления нагнетания ki(pн) при частотах вращения вала 600, 1200, 1800, 2400, 3000 об/мин и зависимость ki от частоты оборотов вала ki(n) при давлениях нагнетания 2, 5, 10, 15 бар.

Выявлена закономерность наличия первой и второй зубцовых гармоник в спектре пульсаций давления шестеренного насоса, обусловленных процессом вытеснения рабочей жидкости из межзубовых впадин и процессом разгрузки запертого объема. Определены зависимости давления в запертом объеме от геометрических параметров разгрузочных канавок, позволяющие выбирать рациональные схемы разгрузочных канавок.

УДК 62.251

ИЗМЕРЕНИЕ ВИБРАЦИИ СПОРТКОМПЛЕКСА

© 2012 К.А. Крючков, Г.О. Белов, А.Н. Крючков, М.А. Ермилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

MEASURING VIBRATION IN A GYM BUILDING

Kryuchkov K.A., Belov G.O., Kryuchkov A.N., Yermilov M.A. (Samara State Aerospace University). The paper discusses measuring vibration in a gym building and contains some recommendations about this type of measurement and methods of their assessment.

Измерения вибрации зданий проводят с целью сравнения полученных результатов с заданными предельными значениями (критериями оценки). Основой всех известных и широко применяемых на практике критериев является риск легких (косметических) повреждений конструкции.

Данный критерий построен по результатам статистической обработки данных исследований и базируется на предположении, что при превышении указанных предельных значений риск повреждения конструкции будет не более 5%. Однако в действительности лишь небольшая часть проанализированных данных

относилась к ситуациям, где произошло повреждение конструкции. Поэтому приводимые предельные значения можно рассматривать как консервативные. Согласно стандарту Германии DIN 4150 – 3: 1999 «Вибрация сооружений. Часть 3. Воздействие вибраций на сооружения», предельные значения (рис.1) установлены в отношении кратковременной вибрации для пиковых значений скорости на фундаменте здания для трех категорий зданий: - зданий делового назначения, производственных зданий и сооружений, имеющих аналогичную конструкцию (категория 1); - жилых зданий и зданий, имеющих аналогичную конструкцию или назначение (категория 2); - сооружений, не относящихся к категориям 1 или 2, имеющие высокую социальную важность (например, охраняемых памятников архитектуры).

Исследуемый объект спорткомплекс относится к третьей категории зданий, как имеющий высокую социальное значение. Были измерены вибрации в трех направлениях вблизи фундамента здания во время прохождения железнодорожного транспорта. Так как российскими стандартами не регламентируются предельные уровни вибрации зданий с точки их безопасности, то сошлемся на такую регламентацию, содержащуюся в Национальном стандарте Германии DIN 4150-3:1999. Во всех точках нормы виброскорости, приведенные в DIN 4150-3:1999, выполняются. Так, например, максимальные уровни поперечной вибрации (измеренные на ближайшей к железной дороге стене) не превышают 2,5 мм/с и 2,3 мм/с в нормальном и продольном по отношению к дороге направлениям. Максимальный уровень вертикальной вибрации 1,5 мм/с регистрируется в точке 10 на приличном расстоянии от дороги. Все указанные величины не превышают предельного нормируемого порога в 3 мм/с согласно DIN 4150-3:1999.

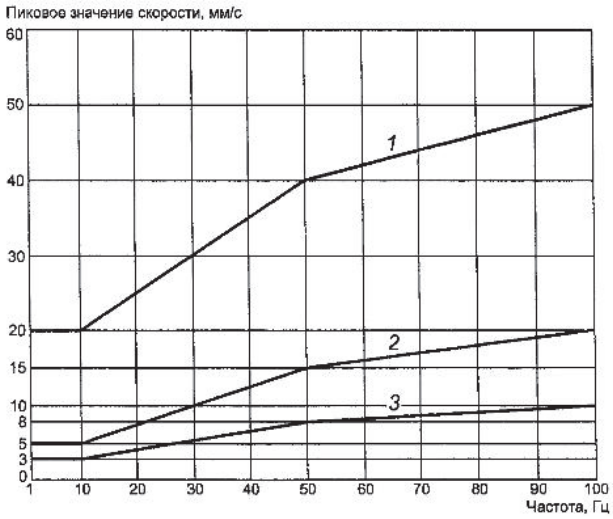


Рис. 1. Предельные значения скорости, измеренной на фундаменте здания

Дополнительно в DIN 4150-3:1999 предлагается измерять скорость в горизонтальном направлении для верхнего перекрытия здания. Предельные значения этой характеристики для кратковременной и продолжительной вибрации приведены в табл. 1.

Была измерена вибрация на крыше здания, во время прохождения железнодорожного транспорта.

Виброскорости панелей, измеренные на панелях здания на высоте не более одного метра над уровнем земли и на его крыше не превышают норм, приведённых в DIN 4150-3:1999. Согласно DIN 4150-3:1999, это свидетельствует о том, что риск повреждения конструкции облицовочных панелей из-за вибраций, вызванных движением железнодорож-

Таблица 1. Рекомендуемые предельные значения

Категория сооружения	v , мм/с high floor	
	Кратковременная вибрация	Продолжительная вибрация
1	40	10
2	15	5
3	8	2,5
Примечание. Приведенные значения могут быть применены также к промежуточным перекрытиям здания, а также к его стенам.		

ного транспорта, будет не более 5%.

Библиографический список

1. ГОСТ Р 52892-2007. Вибрация и удар. Вибрация зданий. Измерение вибрации и оценка ее воздействия на конструкцию.

2. ГОСТ ИСО 5348-2002. Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров.

3. Национальный стандарт Германии DIN 4150-3:1999 “Structural vibration - Part 3: Effects of vibration on structures” (Вибрация сооружений. Часть 3. Воздействие вибрации на сооружения).

4. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения.

УДК 615.471

МЕТОД ФОРМАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ВИЗУАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОСМАТРИВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕТАЛЛОВ

© 2012 Л.С. Бекасов, Ш.Р. Салимов

Самарский государственный технический университет

METHOD OF FORMAL ASSESSMENT OF VISUAL PARAMETERS OF THE EXAMINED SURFACE OF METALS

Bekasov L.S., Salimov Sh.R. (Samara State Technical University, Samara). The following paper presents a formal representation of the method of metal surfaces assessment based on the application of theoretical foundations of the nonlinear spectral analysis, using the “Mathcad” environment, with the purpose of following some specific conditions that allow to perform data compression.

Визуальный осмотр предметов всегда имеет одну и ту же цель – их качественную оценку. Касается ли этот осмотр эстетической, механической, либо какой-нибудь другой его характеристики. Особую значимость такая оценка имеет в технике, в частности, когда речь заходит о прочностных характеристиках материалов, либо деталей машин и механизмов. Возникает задача получения такого спектра, который бы, с одной стороны, содержал частотную информацию, причем амплитудно-частотный спектр был бы инвариантен к сдвигам анализируемого сигнала, а, с другой стороны, в явном виде содержал информацию о структуре анализируемого сигнала. Для решения подобных задач предлагается базисная комплексная система импульсных функций, с помощью которой можно получить спектр, для формальной оценки визуальных параметров, который основан на нелинейном спектральном преобразовании дискретных данных. Предложенная система функций определяется на дискретном множестве $M = \{l : l = 0,1,2,...,2^n - 1\}$ и имеет вид $Bah_u^k l = \overset{\wedge k}{c}_u(l) - i\overset{\wedge k}{s}_u(l)$, где $u = 0,1,2,3,...,n-1; 2^n -$ число подинтервалов, составляющих период некоторого подлежащего анализу дискретного сигнала *f(l)*.

Формирование амплитудно-частотного спектра анализируемого сигнала *f(l)* осуществляется в соответствии с выражением

$$F_u = \sum_{k=0}^{2^{n-u-1}-1} F_u^k \text{, где } u = 0,1,2,3,...,n-1;$$

$$F_u^k = \sqrt{(a^k)^2 - (b^k)^2};$$

$$a_u^k = \sum_{m=0}^{2^{u-1}-1} f(l_m)\overset{\wedge k}{c}_u(l); b_u^k = \sum_{m=0}^{2^{u-1}-1} f(l_m)\overset{\wedge k}{s}_u(l); \quad (1)$$

$f(l_m)-$ значение анализируемого сигнала в точке l_m, где $l_m = 2^{n-u-1}m$

Для получения структурной информации об анализируемом сигнале можно воспользоваться функциями $\overset{\wedge k}{c}_u(l)$ и $\overset{\wedge k}{s}_u(l)$, с помощью которых фактически генерируется последовательность единичных импульсов, сдвинутых относительно друг друга на один шаг дискретизации. Это условие при изменении числа отсчетов требует учета особенностей соотношения (1) в соответствии с которыми компоненты типа a^k либо b^k должны отвечать требованию $(a^k)^2 \neq 0; (b^k) \neq 0;$ при всех значениях k, поскольку они по теореме Пифагора являются составляющими вектора (гипотенузы), которые определяют значение (модуль) гармоники. Если выше оговоренное условие не соблюдено, то результат получается вырожден-

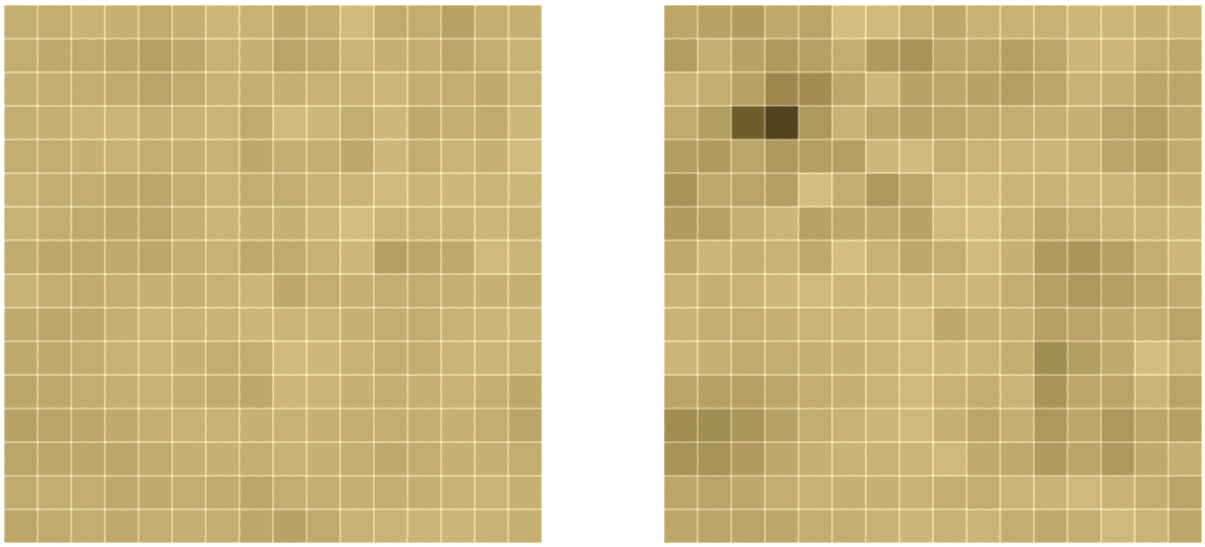
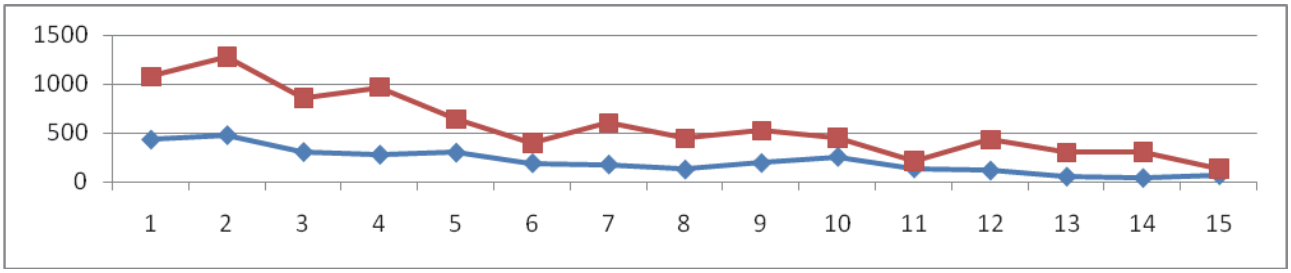


Рис. 1. Картинки в первичном виде

Таблица 1.

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	22382,41	428,1338	472,5611	301,5517	275,3583	295,7039	188,5223	175,4703
2	22195,17	1078,56	1283,147	858,2998	971,7664	642,0263	400,7832	602,1669
	9	10	11	12	13	14	15	16
1	125,0688	191,1767	253,0853	135,7765	114,6904	52,63215	39,2726	67,20119
2	446,9069	524,728	454,7531	217,9544	433,1298	298,531	306,4136	132,5481



ным, а сами гармоники не имеют смысла.

Пусть даны две поверхности. Необходимо преобразовать снимок в форму матриц пикселов через процедуру «Read» среды «Mathcad», при этом численное значение яркости свечения каждого пиксела представляется двумя таблицами, соответственно для образцового (слева) и вновь полученного (справа).

Гармоники, исключая первую, указывают на степень сглаженности поверхности. Первая же гармоника отражает интегральную огибающую площадь поверхности. Для нашего случая нам достаточно знать, что первые гармоники приблизительно равны.

Дифференциальная оценка различия пиксельных матриц между собой осуществляется с использованием метода нелинейного спектрального преобразования. В сжатом виде данные картинки будут представлены в качестве 16 гармоник.

Анализируя полученные графики, можно утверждать, что второй спектр имеет значительно большую нестабильность гармоник, что объясняется характером рисунка, взятого за основу. Отчетливо это заметно благодаря первому спектру, сделанному по первой картинке.

Библиографический список

1. Крылов С.М. Формально-технологическая модель в общей теории систем // Известия СамНЦ РАН. 2003. Т. 5. №1. С. 83-90.

2. Бекасов Л.С., Салимов Ш.Р. Адаптация среды «Mathcad» к нелинейному спектральному преобразованию // Актуальные проблемы информационной безопасности. Теория и практика использования программно-аппаратных средств. Материалы IV Всероссийской с международным участием научно-технической конфере нции. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2011. С. 14-17.

УДК 62.251

РАСЧЕТ ГИДРОДИНАМИКИ ЦЕНТРАЛЬНОГО КАНАЛА ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

© 2012 С. А. Гафуров[1], Г. М. Макарьянц[1], А. Н. Крючков[1], Э. Г. Берестовицкий[2], А. Е. Фёдоров[2]

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ОАО «Концерн «НПО «Аврора», Санкт-Петербург

CFD ANALYSIS OF THE CENTRAL CHANNEL OF THE PIPELINE'S PRESSURE OSCILLATIONS DAMPER

Gafurov S.A.[1], Makaryants G.M.[1], Kryuchkov A.N.[1], Berestovitskiy E.G.[2], Fyodorov A.E.[2] ([1]Samara State Aerospace University, [2]"Concern "Research and Production Association "Avrora"", St.-Petersburg).

The paper deals with the problem of hydrodynamic noise reduction in the test setup for hydraulic unit dynamics specification. To solve this problem, a special pipeline's pressure oscillation damper or silencer is proposed. An experimental investigation of vibro-acoustic characteristics of the silencer has been carried out. It has detected a high level of hydrodynamic noise in setup pipeline with the silencer. It is assumed that the flow in the central channel of the silencer causes the increased hydrodynamic noise. The mathematical model has been developed that helps to calculate the flow in the central channel of the silencer. With the help of the developed mathematical model it has been shown that it is necessary to optimize the geometry of the diffuser of the central channel.

Снижение шума и вибрации гидроарматуры современных и перспективных судовых систем управления является приоритетной задачей при их проектировании и доводке. Формирование акустического поля гидроагрегата состоит из следующих этапов. Движение рабочей жидкости в проточной части элемента системы управления вызывает образование турбулентных пульсаций давления в пограничном слое. Турбулентные пульсации за счёт силового воздействия на стенки агрегата и поток рабочей среды вызывает вибрацию структуры и гидродинамический шум (ГДШ) в жидкости. Далее акустическое возмущение распространяется по структурному и жидкостному трактам трубопроводной системы, наблюдается взаимное влияние вибрации и ГДШ. В итоге происходит излучение акустической энергии в окружающее пространство. Для контроля ГДШ используются специализированные гидростенды, имитирующие рабочие расходы и давления испытываемых агрегатов. Стенд (рис. 1) условно делится на участок подготовки рабочей жидкости, включающий в себя насосную станцию и гидрозапорную арматуру, и измерительный участок.

В работе представлены результаты акустической доводки гидростенда, используемого для испытаний судовой арматуры системы управления. Виброакустические помехи, вносимые стендом, делятся на три группы: вибрационные, шумовые и гидродинамические.

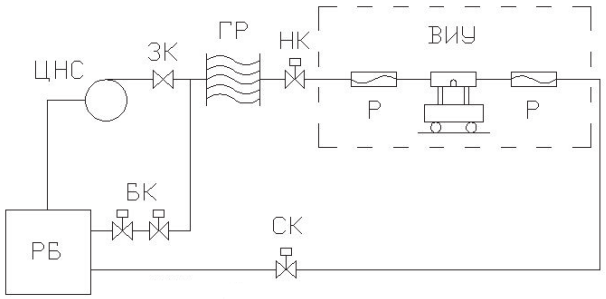


Рис. 1. Принципиальная схема стенда: ЦНС – центробежный насос, ЗК - запорный клапан, ГР – гибкая развязка,ВИУ - виброизмерительный участок, НК – напорный клапан, Р – армированные рукава, РБ – расходный бак, БК – байпасный клапан, СК – сливной клапан

Существующие уровни стендовых помех позволяют уверенно контролировать вибрацию и воздушный шум. Для контроля ГДШ арматуры необходимо снизить имеющиеся уровни гидродинамических помех. Для этих целей были разработаны гасители колебаний рабочей жидкости, размещённые на входе и выходе измерительного участка.

Структура гасителя состоит из двух контуров (рис. 2). Первый выполнен по схеме гасителя с постоянным волновым сопротивлением. Его задачей является расширение частотного диапазона эффективной работы устройства. Второй представляет собой резонансный контур, увеличивающий затухание на низких частотах колебаний. Эффективность работы первого контура зависит от диаметра (индуктивных свойств) центрального канала.

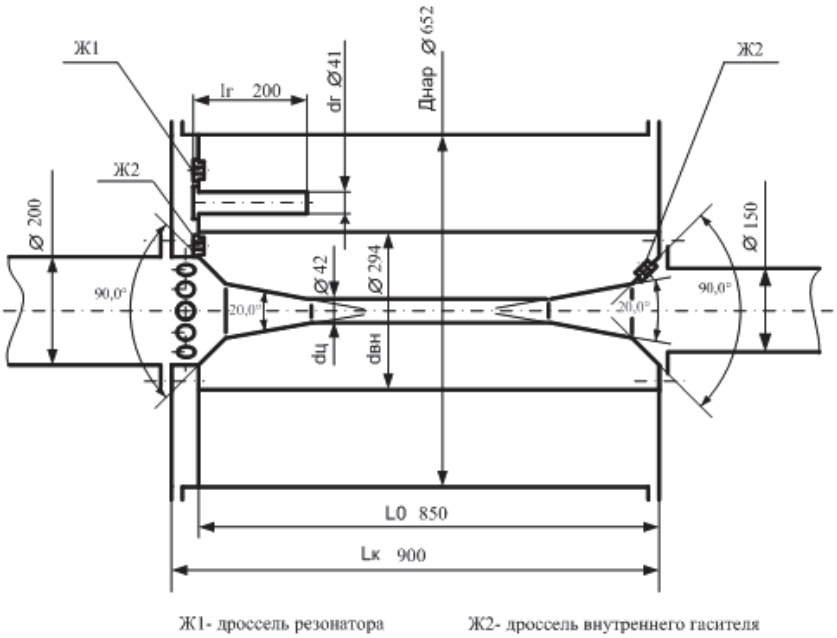


Рис. 2. Принципиальная схема гасителя с проектными размерами основных элементов

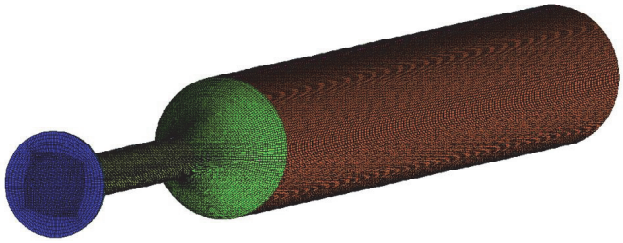


Рис. 3. Сеточная модель центрального канала (1500000 элементов)

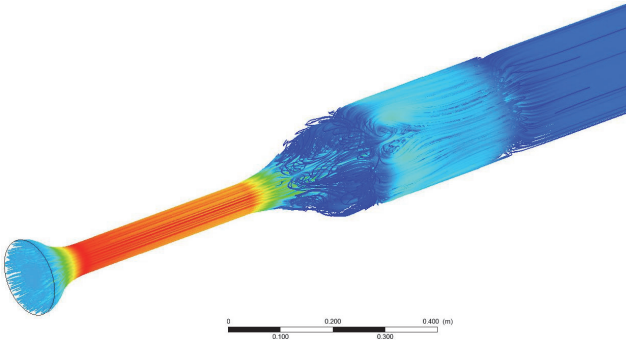


Рис. 4. Структура течения в центральном канале (расход 200 м³/ч, давление 4,0 МПа)

В ходе экспериментальной доработки гасителя колебаний была показана его низкая эффективность на режимах с большими расходами. Была предложена гипотеза, согласно которой низкая эффективность гасителя связана с интенсивной вихревой составляющей потока в диффузоре центрального канала. Проверка гипотезы проводилась с использованием численной модели течения в центральном канале гасителя.

Для замыкания уравнений, описывающих течение рабочей жидкости, использовалась SST модель турбулентности. Её выбор обусловлен необходимостью точного описания пристеночных течений в канале. Рабочая жидкостью – вода. Граничные условия расчётной области на входе – расход жидкости, на выходе – статическое давление. Использовалась упорядоченная гексаэдральная сетка (рис. 3), состоящая из 1 500 000 элементов. Расчет проводился в стационарной постановке. Были получены результаты для 21 режима течения в центральном канале (рис. 4): расход менялся в пределах от 20 до 200 м³/ч, статическое давление от 0,5 до 4,0 МПа.

Численный расчет показал, что практически на всех исследованных режимах присутствуют отрывные течения, что приводит к повышению ГДШ в выходном сечении гасителя. Минимальные отрывы присутствуют только на пониженных режимах, соответствующих минимальным значениям расхода и давления. С возрастанием одного из этих параметров отрывы интенсифицируются. Таким образом, для минимизации отрывных течений на повышенных режимах необходима оптимизация геометрии диффузора проточной части канала.

УДК 620.169.1

СТЕНДОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОГО ВОЗДУХА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ГРАФИТОВОГО УПОРНОГО ПОДШИПНИКА НАСОСНОГО АГРЕГАТА

© 2012 С.А. Гафуров[1], Л.В. Родионов[1], В.И. Перминов[2], А.Н. Крючков[1]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)
[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

THE BENCHMARK TEST THE INFLUENCE OF COMBINED AIR ON THE GRAPHITE ANGULAR-CONTACT BEARING DYNAMIC LOAD

Gafurov S.A.[1], Rodionov L.V.[1], Perminov V.I.[2], Kryuchkov A.N.[1] ([1] Samara State Aerospace University, [2] OJSC "Nikolay Kuznetsov", Samara). *This paper describes the experimental results of the benchmark test of the influence of the combined air in delivery pipeline on the angular-contact bearing dynamic load. During the experiments the signals from six static pressure transducers, six pressure pulsation transducers, and four acceleration transducers were recorded. These parameters were recorded and processed, using a 24-channel analyzer of vibration, acoustic, and strain signals - LMS SCADAS Mobile. The recording and processing of the experimental data were performed using the software LMS Test. Xpress.*

В данной работе исследуется изменение нагруженного состояния элементов топливного комбинированного насосного агрегата (рис. 1). Исследуемый насосный агрегат состоит из шестренной (ШС) и шнеко-центробежной ступеней (ШЦС). Испытание проводилось на керосине с подачей свободного воздуха в питающую магистраль. Подача воздуха производилась за 2 м. до входа в шнеко-центробежную ступень.

В качестве объекта исследования выбрана ШЦС комбинированного насосного агрегата. Испытания насосного агрегата проводились на 24-х различных режимах его работы. При этом частота вращения ротора насосного агрегата менялась от 1400 до 7500 об/мин., а расход через него от 4000 до 20300 кг/ч.

Объект исследования был оснащен комплексом измерительных средств (рис. 1):

1. Датчики замера статического давления расположены:

- на питающем трубопроводе (С9);
- в полости слива рабочей жидкости из сливных магистралей (С10);
- на корпусе улитки перед шнеком. Датчик установлен по направлению течения рабочей жидкости (С11);
- на корпусе улитки перед шнеком. Датчик установлен в противоположном направлении течения рабочей жидкости (С12);
- на выходе из ШЦС (С13);

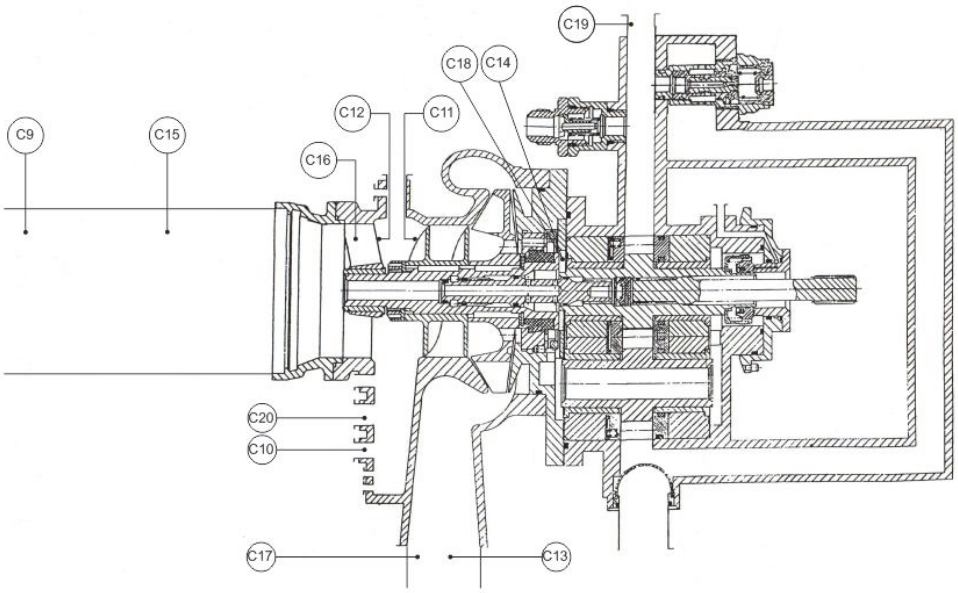


Рис. 1. Объект исследования и схема расположения датчиков

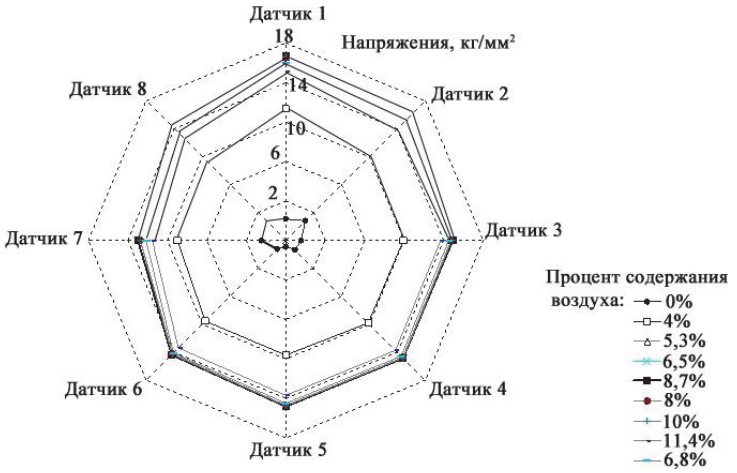


Рис. 2. Распределение нагрузки по окружности опоры подшипника с различной подачей воздуха

• на выходе ШС (С14);

2. Датчики пульсаций давления расположены:

• в питающем трубопроводе (С15);

• на входе в ШЦС (перед шнеком – С16);

• на выходе из ШЦС (С17);

• в полости между ШЦС и ШС (С18);

• на выходе из ШС (С19);

3. Датчики вибрации на фланце подвода топлива:

• вибрации вдоль вала насоса в горизонтальной плоскости YOX (канал С21);

• вибрации перпендикулярно валу насоса в поперечной плоскости ZOY (канал С22);

• вибрации перпендикулярно валу насоса в вертикальной плоскости XOZ (канал С23);

• вибрации на проставке, соединяющей ШЦС и ШС, в горизонтальной плоскости YOX вдоль вала насоса (канал С24).

4. 8 тензодатчиков, наклеенных на проставку между ШЦС и ШС.

Проведенные испытания позволили установить, что практически на всех режимах испытаний подача незначительного объема воздуха G_B оказывает существенное стабилизирующее воздействие на устойчивость системы «насос-трубопроводы». Так при подаче $G_B=0{,}04G_T$ на первом режиме работы насосного агрегата, СКЗ амплитуд колебаний давления в местах установки датчиков уменьшилась в среднем на 20%, СКЗ сигналов виброускорений – на 30%.

На рис. 2 приведена характерная картина распределения нагрузки по окружности опоры подшипника при работе насосного агрегата с воздухом и без него.

Результаты тензометрирования проставки насоса, являющейся одновременно корпусом подшипника, на который передаётся осевое усилие, свидетельствуют о значительном возрастании напряжений при подаче воздуха на вход в насос. Возникающие при этом переменные усилия могут явится причиной ускоренного износа подшипника..

УДК 519.6

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

© 2012 А.И. Сафин, А.А. Иголкин, Е.В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

NUMERICAL CALCULATION OF THE ACOUSTIC PERFORMANCE OF THE GAS PRESSURE REGULATOR

Safin A.I., Igolkin A.A., Shakhmatov E.V. (Samara State Aerospace University). The paper deals with the nature of noise generation in the pressure regulator during gas throttling. With the help of the finite element method various designs of pressure regulators have been calculated.

Пневматические и газовые системы нашли широкое распространение во всех отраслях промышленности и народного хозяйства. Правила охраны труда требуют более тщатель-

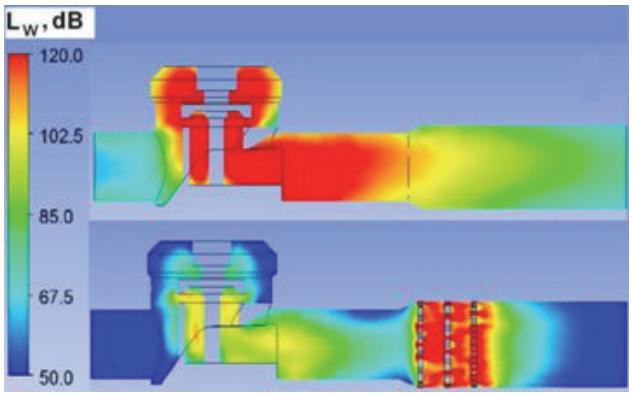


Рис. 1. Распределение акустической мощности с ГПД и без него

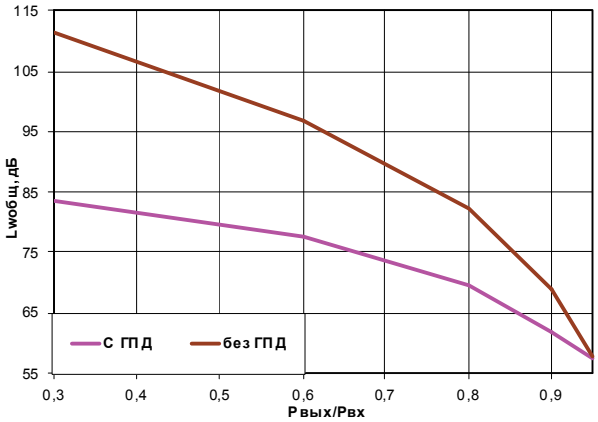


Рис. 2. Зависимость среднего уровня акустической мощности по объему

ного изучения проблем шумоизлучения пневматических агрегатов. Шум дросселирования в регуляторах давления (элемент пневматической системы) является аэродинамическим и для его борьбы используют специальные гасители пульсаций давления (ГПД). Конструкция исследуемого ГПД представляет собой канал с тремя дросселирующими шайбами, с возможностью замены дроссельного пакета.

Многие гасители пульсаций давления являются продуктом сопутствующим основной продукции (пневмооборудование) предприятий-производителей. Поэтому и конструкция гасителя представляет собой элементарные насадки, зачастую с низкой эффективностью или высоким гидравлическим сопротивлением и низкими эксплуатационными качествами. При этом практически отсутствуют исследования акустических характеристик гасителей при различных режимах эксплуатации.

Исследование течения газа в регуляторе давления с ГПД проводилось с использованием Ansys Fluent. Была построена 3D модель регулятора давления с ГПД и без него. В качестве граничных условий использовались давление на входе и выходе, рабочее тело сжимаемый газ. Распределение уровней акустической мощности показано на рис. 1.

Использование ГПД приводит к перераспределению источников шума и уровень акустической мощности усредненной по объему снижается во всем диапазоне перепадов давлений (рис. 2). При этом наблюдается некоторое увеличение максимального значения уровня акустической мощности.

Это означает, что, изменяя площади проходного сечения элементов ГПД можно оптимизировать конструкцию гасителя.

УДК 62-82

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ И ИНЕРЦИОННОЙ ТРУБКОЙ

© 2012 С.А. Гафуров, К.В. Блюмин, А.Г. Гимадиев, В.Я. Свербилов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

STUDY ON PERFORMANCES OF SWITCHED INERTANCE CONTROL OF FLUID POWER DRIVE

Gafurov S.A., Blyumin K.V., Gimadiev A.G., Sverbilov V.Ya. (Samara State Aerospace University). This paper concerns the discrete control methods in fluid power to ensuring high energy efficiency. The hydraulic control unit consists of a switching valve connected to an inertance tube. A mathematical model of the switching system configured as a flow buster is developed. The simulation model was created using MATLAB Simulink. The model details and the simulation results are discussed in the paper.

В большинстве гидравлических систем, для управления скоростью и/или усилием нагрузки используют дросселирующие клапаны, которые сбрасывают давление или уменьшают рас-

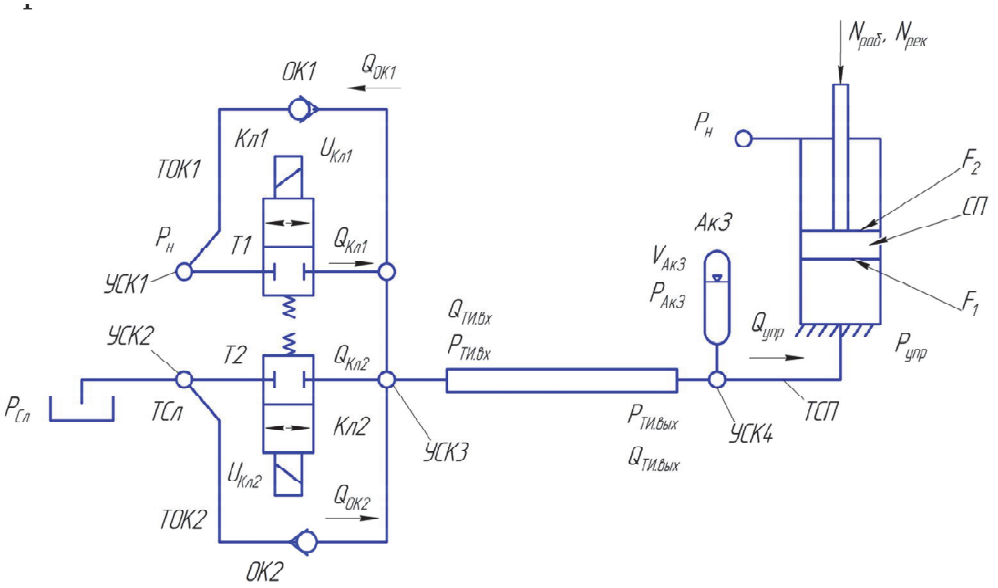


Рис. 1. Схема гидропривода с дискретным регулятором давления на основе двухпозиционных клапанов и инерционной трубки

ход. Это простой, но крайне неэффективный метод, при котором избыточная энергия рассеивается в виде теплоты, и таким образом теряется более 50% входной мощности на нагрев окружающей среды. Кроме того, дросселирующие клапаны могут служить только для понижения расхода и давления, а не для их повышения.

Тенденции развития гидропривода в направлении повышения энергетической эффективности и одновременного снижения габаритов и массы привели к появлению новых методов и средств управления потоком рабочей жидкости. Эти методы основаны на использовании дискретной техники. Клапаны дискретного действия относительно просты, дешевы и надежны. По данным зарубежных источников применение таких средств позволяет повысить кпд гидропривода на десятки процентов. В связи с этим, направление данной работы на создание новых энергетически эффективных методов и средств дискретного управления гидроприводом является важным и актуальным.

Для анализа эффективности гидравлического регулятора на дискретных клапанах с инерционной трубкой рассматривается гидравлический привод со статической нагрузкой и возможностью рекуперации энергии потока жидкости [1]. Его принципиальная схема приведена на рис. 1. В качестве исполнительного

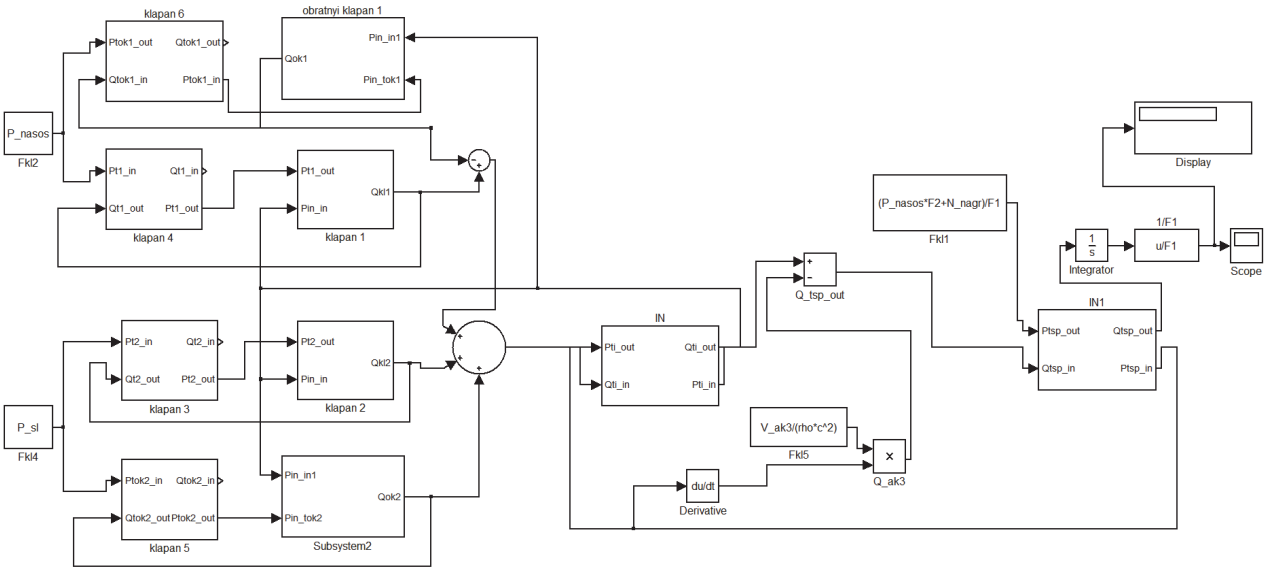


Рис.2. Гидропривод с регулятором давления на основе электрогидравлических клапанов и инерционной трубки в пакете MATLAB Simulink

элемента гидропривода принят гидроцилиндр СП, на торец которого площадью F_1 действует давление управления $p_{упр}$, а на торец площадью F_2 – давление на входе со стороны напорной магистрали.

Движение поршня СП определяется балансом действующих на него сил и расходом жидкости $Q_{упр}$. Давление и расход жидкости формируются в результате сглаживания колебаний потока на выходе инерционной трубки в пневмо-гидроаккумуляторе Ак3.

Движение жидкости в инерционном трубопроводе определяется действием клапана Кл1 в напорной магистрали и Кл2 – в сливной магистрали. На входе в клапаны установлены пневмо-гидроаккумуляторы Ак1 и Ак2 для обеспечения требуемой мгновенной подачи жидкости через клапаны на вход инерционной трубки. Параллельно клапанам установлены обратные клапаны ОК1 – в напорной линии и ОК2 – в линии слива. Клапан ОК1 обеспечивает сброс давления со входа инерционной трубки ТИ в процессе рекуперации энергии, а клапан ОК2 исключает кавитацию жидкости на входе в инерционную трубку при закрытых клапанах Кл1 и Кл2.

Принцип управления движением поршня СП основан на периодическом открытии и закрытии клапанов Кл1 и Кл2 в режиме ШИМ, в результате которого на входе в гидроцилиндр создается определенное давление .

В данной работе описана методика расчёта параметров рассматриваемой системы, на основе которой составлена математическая модель в пакете MATLAB Simulink (рис. 2). Модель описывает динамические процессы во всех участках трубопроводной цепи с помощью модели четырехполюсника, разработанной Джонстоном [2], а также динамику клапанов, аккумулятора и исполнительного гидродвигателя.

Библиографический список

1. Brown F.T. Switched reactance hydraulics: a new approach to the control of fluid power // Proc. National Conference on Fluid Power, Chicago, 1987, pp. 25-34

2. Johnston D.N. Efficient methods for numerical modeling of laminar friction in fluid lines // Trans. ASME, J. Dyn. systems, meas. & cont. 2006. 128(4). Pp. 829-834.

УДК 681.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ И РАЗРАБОТКА ВИРТУАЛЬНОЙ САУ ГТД

© 2012 К.В. Блюмин, А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, А. В. Графкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

SIMULATION OF TRANSIENT PROCESSES OF GAS TURBINE ENGINE ACS AND DEVELOPMENT OF GAS TURBINE ENGINE VIRTUAL ACS

Blyumin K.V., Gimadiev A.G., Kryuchkov A.N., Grafkin A.V. (Samara State Aerospace University). This article discusses the establishment of a training program for students and engineers to improve the knowledge of automatic control systems of gas turbine engines. The program takes into account the influence of external conditions and the control action. The paper presents the features and interface elements.

Для усовершенствования методов обучения работы и методики проектирования САУ ГТД была создала интерактивная программа, имитирующая виртуальную систему регулирования авиационного двигателя.

В общем случае моделируется следующая система: входной воздух за вентилятором делится на два потока: внутренний G_{B1} и внешний G_{B2}. Внутренний поток сжимается компрессорами низкого и высокого давления и поступает в камеру сгорания, куда подаётся топливо G_T. Камера сгорания моделируется уравнением теплового баланса. Энергия, полученная от сгорания топлива в камере сгорания, частично срабатывается на турбине высокого давления, частично на турбине низкого давления и идёт на вращение роторов. В камере смешения смешиваются поток газа на выходе из турбины низкого давления и внешний поток воздуха и направляется в выходное сопло.

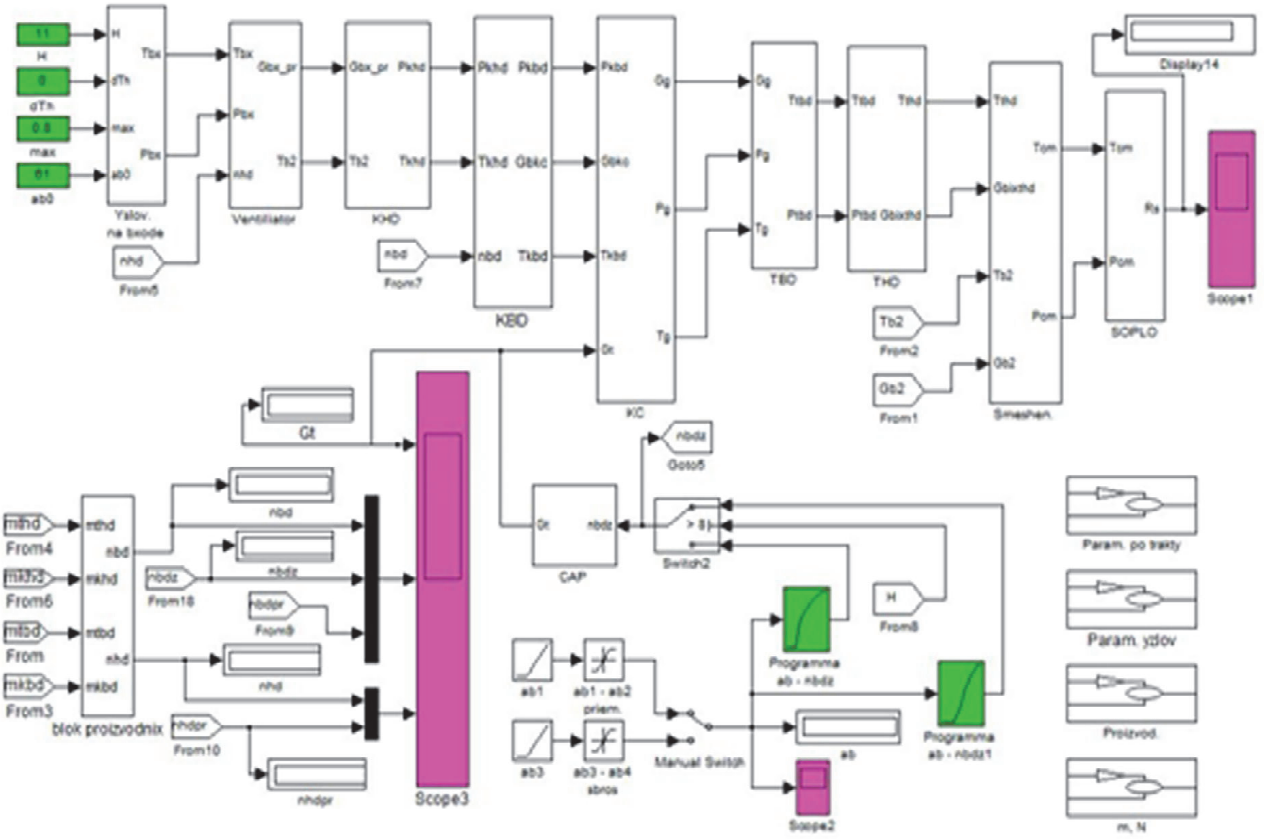


Рис. 1. Общий вид математической модели в программном пакете Simulink

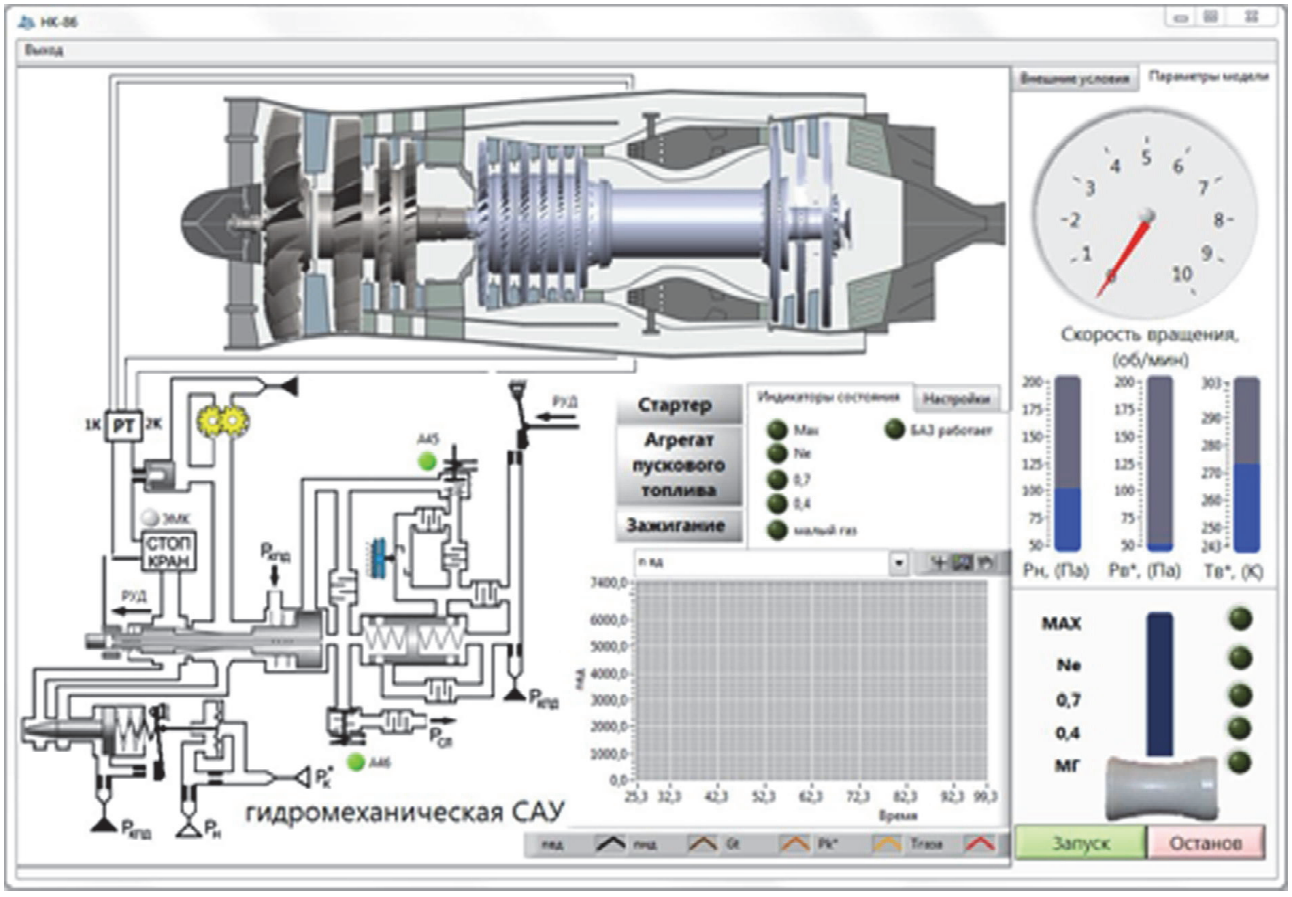


Рис. 2. Интерфейс виртуальной САУ ГТД

Система представлена в виде полноразмерной модели в программном пакете Simulink (рис. 1).

На основе созданной математической модели САУ ГТД была разработана виртуальная система управления в программном пакете LabVIEW (рис. 2).

Интерфейс программы состоит из рычага управления двигателем (РУД) с индикаторами состояния, ввода внешних условий и вывода текущих параметров модели, вывод графиков изменения параметров, поля гидромеханической части системы управления и отображения двухмерной (2D) и трехмерной (3D) модели двигателя.

Управляющее воздействие на двигатель осуществляется установкой угла РУД, связанного с настройкой регулятора расхода топлива, подаваемого в камеру сгорания.

В процессе работы модели воспроизводятся все режимы двигателя от малого газа (МГ) до максимального взлетного (Max).

Возмущающее воздействие осуществляется через вкладку «внешние условия». Предусмотрена возможность ввода температуры t_H, давления p_H, высоты полета H.

Подробным образом представлена визуализация работы гидромеханической системы управления, движения исполнительных элементов агрегатов, подачи топлива по режимам работы двигателя.

Использование программы возможно как для образовательных целей в учебном процессе, так и в целях автоматизации испытаний натурных агрегатов системы управления двигателя. Это возможно за счёт усовершенствования модели системы управления и расширения функциональных возможностей оболочки виртуальной САУ.

Библиографический список

1. Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Теория линейных систем автоматического регулирования двигателей летательных аппаратов: Учеб. Пособие. Самара: СГАУ, 2006. 183 с.

2. Robert H.B. Modern control systems analysis and design using MATLAB // Addison-Wesley Publishing Company, 1993, pp.162.

NOVEL TRANSMISSION CONFIGURATION FOR HYDRAULIC HYBRID VEHICLES

© 2012 M. Sprengel, M. Ivantysynova

Purdue University, West Lafayette Indiana, USA

Hydraulic hybrid transmissions in on-road and off-highway applications have proven benefits in efficiency, safety, and construction over competing technologies. Existing hydraulic hybrid transmissions have demonstrated considerable fuel savings upwards of 50% with higher savings predicted when using advanced architectures [1]. However many of these system also suffer from a synthetic user feel when compared against conventional mechanical transmissions. This synthetic feel is due to the high capacitance inherent in the high pressure accumulator. When more torque is requested of the motor than can be obtained with the system's current pressure, the system's pressure must be increased by supplying more fluid into the accumulator than is withdrawn. The time required to charge the accumulator, thereby increasing system pressure, is a function of both accumulator and hydraulic unit size. Hence when a large torque is required, as while grading or during rapid acceleration, a delayed reaction may be felt by the operator.

There are also differences in braking between conventional and hybrid transmissions. Vehicles equipped with conventional transmission employ friction brakes for deceleration which can be rapidly applied. Hydraulic hybrid transmission, on the other hand, must transition their hydraulic units over center thereby converting motors into pumps and braking the vehicle. Moving hydraulic units over center takes time and causes a brief delay in braking which may be perceivable by the user. The need for over center units also increases overall system cost. Increased cost may further be exacerbated when hybrid transmissions are placed in large and/or fast vehicles. High torque and speed requirements native to these vehicles often necessitate over center bent axis hydraulic units which are more expensive and less common than their swashplate style brethren. Hydraulic

hybrids may also suffer in efficiency due to the high pressure accumulator. In general, hydraulic units operate most efficiently at high displacements and moderate pressures. However the hydraulic units in a hybrid transmission are often forced to operate at low displacements and high pressures due to the accumulator's state of charge. A novel system architecture is proposed which couples a hydrostatic transmission with a parallel hybrid but permits interplay between the two systems. Interactions between the two systems are controlled both passively by means of hydraulic logic, and actively though an on-off check valve. Several modes of operation exist which are described below (Fig. 1).

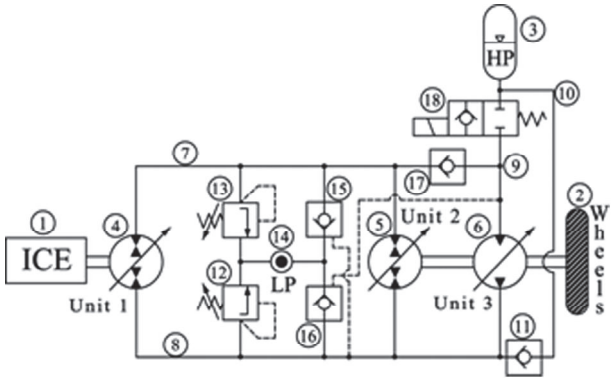


Fig. 1

Forward driving without using the high pressure accumulator:

The engine provides power to Unit 1 (4) which supplies flow to line A (7). With on-off check valve (18) closed, check valve (17) opens and connects line C (9) to line A. Both Unit's 2 and 3 use this flow to rotate at a speed determined by a combination of their displacement. In effect both units operate as a single motor.

Forward driving using the high pressure accumulator:

With on-off check valve (18) enabled, line C is exposed to the high pressure accumulator's (3) pressure. As long as the pressure in line C is higher than line A, check valve (17) remains closed. Unit 3 is then able to use energy from the accumulator to supply torque to the wheels. Power can also be supplied from the engine by increasing Unit 1's displacement above zero. Flow from Unit 1 is then used to turn Unit 2. Pressure in line A is a function of Unit 2's displacement and the resistive load on the wheels minus the torque contribution made by Unit 3. If pressure in line A exceeds that of the high pressure accumulator, check valve (17) opens and on-off check valve (18) closes causing both Units 2 and 3 to behave has a hydrostatic transmission.

Braking while in forward motion:

While braking high pressure automatically switches from lines A and C to line B (8) (a feature inherent of hydrostatic transmission). Flow from Units 2 and 3 in line B can leave through Unit 1, thereby powering parasitic loads, or through check valve (11). Pressure in line B is a function of flow between all three hydraulic units. If flow from Units 2 and 3 exceeds that removed by Unit 1, pressure will rise. When the pressure exceeds that of the high pressure accumulator, check valve (11) opens allowing flow from Units 2 and 3 into the high pressure accumulator.

Reverse operation:

To reverse Unit 1 moves over center and supplies flow to line B. Unit 2 then uses this flow to drive the wheels. If Unit 2 requires a pressure in line B higher than that in the high pressure accumulator, check valve (11) opens and flow from Unit 1 is used to charge the accumulator until a suitable pressure for Unit 2 is achieved. When braking in reverse high pressure switches to line A and can be used to power patristic loads on the engine. While reversing excess flow not required by Unit 1 passes through the relief valve (13).

The proposed system configuration eliminates many drawbacks of existing hybrid architectures. Among these the stiff hydrostatic transmission responds quickly to changing loads and removes the delay previously required to build pressure. Likewise the automatic switching of pressures while braking eliminates the delay needed to move Unit 2 over center. Together these two advances help to remove the synthetic feel present in some hydraulic hybrid transmissions.

Connecting two smaller hydraulic units to the wheels instead of a single larger one as done in many series hybrids also has advantages. Smaller units have a higher top speed and may allow for swashplate type units to be used instead of the more expensive bent axis units which are often needed due to speed requirements. Another advantage is that the hydraulic units no longer require over center operation. Improvements in terms of efficiency are also possible when system pressure is below that of the high pressure accumulator. System pressure in the proposed architecture is only as high as required by the load. This is in contrast to traditional

series hybrids in which the hydraulic units are always exposed to the accumulator pressure even when that pressure is not required. Further improvements in efficiency over parallel hybrids come from a decoupling of engine and wheel speeds allowing efficient engine operation.

Further benefits are gained by modifying the basic architecture proposed herein. This architecture can replace the hydraulic path of a power split transmission [2,3] resulting in a highly efficient and flexible transmission. Alternative valve configurations allow full hybrid operation in forward and reverse, enhanced engine management through selective coupling of Unit 1 to the high pressure accumulator, and a decoupling of Unit 3 for enhanced efficiency. An in depth discussion of the proposed architecture, variations of the proposed architecture, and an examination of existing hydraulic hybrids has been submitted to the Journal of SSAU Proceedings under the title "Novel System Architecture for Hydraulic Hybrid Vehicles Improves Response, Reduces Cost, and Increases Efficiency"

References

1. Stecki, J. and Matheson, P. 2005. Advances in Automotive Hydraulic Hybrid Drives. *Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power.* Tsukuba, Japan.

2. Carl, B., Ivantysynova, M. and Williams, K. 2006. Comparison of operational characteristics in power split continuously variable transmissions. *SAE Technical Paper* 2006 01 3468.

3. Kumar, R. and Ivantysynova, M. 2009. An optimal power management strategy for hydraulic hybrid output coupled power split transmission. *Bath ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control*. Hollywood, USA.

NOISE REDUCTION IN HYDRAULIC AXIAL-PISTON PUMPS AND MOTORS

© 2012 P. Kalbfleisch, M. Ivantysynova

Purdue University, West Lafayette, USA

The desired result of this research is the discovery of pump design on noise emissions of axial piston pumps and methods for predictive design of pumps including pump housing to reduce airborne noise generation.

Most of the reported works within the art of pump/motor noise reduction delve into either Fluid borne noise (FBN) or Structural borne noise (SBN). It is hard to find works that have a collective approach to reduction of FBN and SBN. A comprehensive study on recent developments in reduction techniques (Edge 1999) states that effective noise reduction in hydraulic systems can only be achieved if both FBN and SBN are reduced simultaneously.

Seeniraj, G. (2009, 2011) has done research on noise reduction in hydraulic axial piston pumps and motors implementing valve plate noise reduction technique. He suggested a combination of relief grooves and pre-compression filter volumes to reduce both structure-borne noise and fluid-borne noise. To reduce both structure-borne and fluid-borne noise, Seeniraj, G. set a valve plate optimization problem and solved by introducing multi-objective genetic algorithm. His assumption was that fluid-borne noise must be represented by flow ripple amplitude at discharge and suction port and structure-borne noise must be characterized by amplitude of moment pulsations acting on the swash plate.

The only investigation considering a range of operating conditions of a pump and motor working as a transmission and considering both sources of noise was done by Klop, R. et al., (2007); valve plate groove designs were optimized to reduce predicted transmission noise sources by treating the pump and motor independently. It was noted that interrelating dynamics of the pump and motor resulting in superimposed pressure and flow pulsations were neglected. Klop, R (2010) later completed and verified a model to calculate the influence of the hydraulic line between the two hydraulic units. With a unified model of the pump, motor and line, FBN and SBN can be estimated for an entire transmission. The FBN was represented by the pressure ripple amplitude throughout the entire system and structure-borne noise was characterized by amplitude of moment pulsations acting on the swash plate.

The current research on noise source reduction in axial piston pumps and motors considers the pump and motor case's material properties with an accurate Fluid structural interaction model. This will extend the previously developed models to incorporate the interaction

of the various noise sources including; 3 axes (X, Y, and Z) of swash plate moments and fluid pressure ripples at the pump inlets and outlets.

The research of this project also includes hydraulic, vibration, and acoustic measurements. Measurements of pressure ripple, acceleration on the swash plate, displacement chamber, etc. are related to surface accelerations and later sound intensity measurements. The measurements will be used to support the investigation and discovery to better understand how fluid borne noise (FBN) and structure borne noise (SBN) sources relate to measurable audible noise as well as to validate proposed novel model based predictive design methods applying noise source reductions through combined valve plate and case design modifications via hydraulic and acoustic measurements.

References

1. Edge K. A. 1999. Designing quieter hydraulic systems - some recent developments and contributions. Proceedings Of the Fourth JHPS International Symposium on Fluid Power, pp 3-27.

2. Klop, R., Williams, K., Dyminski, D., and Ivantysynova, M. 2007. "A simulation study to reduce noise source of compact power-split-drive transmissions". *Proceedings of the 20th Power Transmission and Motion Control Symposium*, Bath, England, UK, 83-102.

3. Klop, R.J. 2010. Investigation of Hydraulic Transmission Noise Sources, PhD thesis, Purdue University, USA.

4. Seeniraj, G.K. 2009. Model based optimization of axial piston machines focusing on noise and efficiency. PhD thesis, Purdue University, USA.

5. Seeniraj, G.K. and Ivantysynova M. 2011. A Multi-Parameter Multi-Objective approach to reduce pump noise generation. International Journal of Fluid Power, Vol. 12 (2011), No.1, pp. 7 – 17.

SIMULATION OF THE TRAPPED VOLUME PRESSURE IN EXTERNAL GEAR PUMPS

© 2012 W. Fiebig

Institute of Machine Design, Wroclaw University of Technology, Poland

The pressure build down processes in external gear pumps are extremely fast in comparison with other displacement pumps and have a big influence on the excitation forces. To analyse the pressure build down processes in external gear pumps a simulation model has been developed. Based on the simulation the influence of the pressure release grooves geometry as well as the influence of the teeth geometry and other parameters of the trapped volume on the pressure build-down courses in the gear pump will be investigated.

The model (Fig. 1) for the description of the pressure changes in the trapped volume includes:

- trapped volume changes V_{R1} and V_{R2} depending from the teeth geometry and the angle position of the teeth,
- the changes of the flow surface A_{S1}, A_{S1}' and A_{S2}, A_{S2}' between the trapped volume and the pressure release grooves,
- the flow between teeth Q_{RS} and leakages between the trapped volume and the suction side Q_{Li}.

The pressure courses in the trapped volume has been calculated. The input data in the simulation program are following: teeth geometry, geometry of the pressure release grooves and operational conditions of the pump.

Pressure release grooves are modeled using geometrical elements such as: lines, convex arcs and concave arcs. The user determines the start and end position of each element (and the radius for arcs).

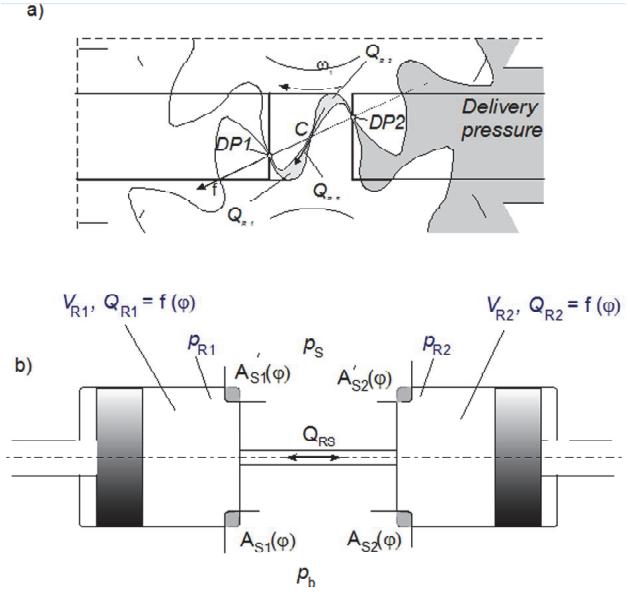


Fig. 1: Mathematical model of the pressure changes in the trapped volume

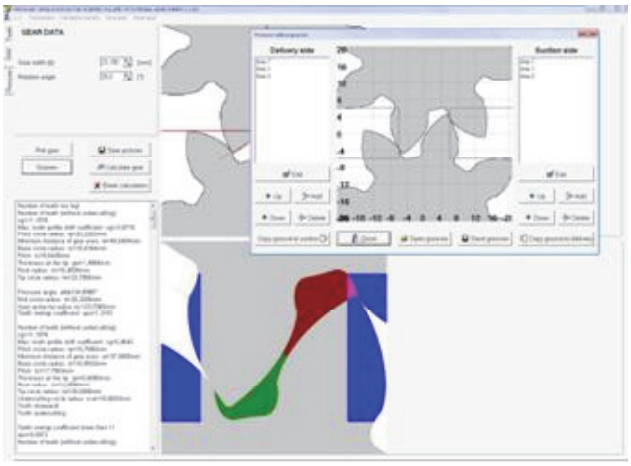


Fig. 2: The input module of simulation program

$$\frac{dp_{Ri}}{dt} = \frac{1}{\kappa \cdot V_{Ri}} \left(\begin{array}{l} Q_{Ri} - A_{Si} \cdot \alpha_D sign \sqrt{\frac{p_{Ri} - p_b}{\rho}} - \\ -A_{Si} \cdot \alpha_D sign \sqrt{\frac{p_{Ri} - p_{Si}}{\rho}} - Q_{RS} - Q_{Li} \end{array} \right)$$

In this way even the complex and unsymmetrical shapes of grooves can be modeled. The program has 3 modules Input, Calculation, Output. The input module of the program has been shown in Fig. 2.

Parallel to the simulation the experimental investigations has been carried out The piezoelectric pressure transducers has been mounted inside both gears as shown in the Fig. 3.

The good correlation between simulation results and experimental results has been stated.

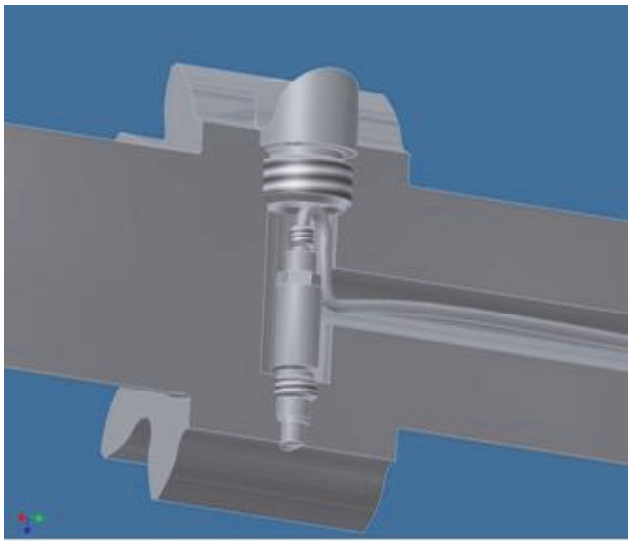


Fig. 3: The pressure sensor inside the gear

Based on simulation results different geometry of pressure release grooves has been investigated. Also the influence of an additional volume which can be connected to the trapped volume as an decompression volume has been investigated

It has been stated that the connection of an additional volume to the trapped volume has a positive influence on the pressure processes in the external gear pumps. The additional volume joined to the trapped volume lead to the elongation of pressure build down processes and to the reduction of pressure overdue. The value of an additional volume can be established with the simulation method. With the new method presented in this paper a significant noise reduction of gear pumps can be achieved.

УДК 629.331

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОБЛЕМ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРОАКТИВНОСТИ РУЛЕВОГО КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ НА ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ

© 2012 С.Р. Емельянов

Тольяттинский государственный университет

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF THE PROBLEMS OF THE INCREASED VIBRATION OF THE TRANSPORT VEHICLE STEERING WHEEL AT HIGH SPEEDS

Yemelyanov S.R. (Togliatti State University). The study is aimed at mathematical modeling of the problems of increased vibration of the transport vehicle steering wheel at high speeds. Vibrations excitement seems to be caused by the static and moment wheel imbalance (even rectilinear motion) or the brake disk defect (the braking mode). The study is based on the mathematical model of a passenger car, described at systems of differential equations.

Краткое вступление, постановка проблемы

Последние десятилетия требования, предъявляемые к современной автомобильной технике, становятся все более высокими. Одним из показателей, по которому автомобиль обязательно проходит оценку, – это комфорт

движения. Комфорт движения оценивается рядом отдельных параметров, однако в первую очередь его определяют шумы и вибрации, которыми сопровождается движение. На высоких скоростях движения по ровной дороге в спектре вибраций появляются резонансные колебания кратные частоте вращения колеса. Теоретические и экспериментальные исследования, проводимые как в России (СССР), так и зарубежом показали, что такие вынужденные колебания напрямую связаны со статическим и моментным дисбалансами колес, а на режимах торможения с разнотолщинностью тормозных дисков. В свете сказанного становится очевидным, что исследование таких колебаний, а также наработка некоторых конструкторских решений по улучшению виброкомфорта автомобиля (в частности его рулевого колеса) представляется достаточно актуальным.

Цель работы

Провести теоретический анализ проблемы повышенной виброактивности рулевого колеса транспортной машины на высоких скоростях движения.

Базовые положения исследования

1. Разработка математической модели ТМ, описывающей колебания, возбуждаемые дисбалансом колес и разнотолщинностью тормозного диска в процессе торможения.

2. Описание механизма возникновения вибрации рулевого колеса в случае воздействия статического и моментного дисбалансов управляемых колес.

3. Описание механизма возникновения вибрации рулевого колеса, возникающей при торможении вследствие колебаний гидравлического давления и тормозного момента при наличии разнотолщинности тормозного диска.

4. Расчет и определение качественного и количественного влияния указанных выше факторов на вибрацию рулевого колеса.

5. Сравнение полученных результатов с принятыми на сегодняшний день нормами вибрационной безопасности в соответствии с ГОСТ 12.1.012-90.

Промежуточные результаты

1. Разработана математическая модель, описывающая вынужденные колебания транспортной машины и его рулевого управления. В отличие от ранее известных колебательных моделей учет взаимосвязи колебаний кузова ТМ и его управляемых колес выполнен в виде включения дополнительных силовых факторов в систему дифференциальных уравнений движения, обусловленных дополнительными угловыми и линейными перемещениями кузова в плоскости перпендикулярной вертикальной оси ТМ, возникающими при поворотах управляемых колес.

2. Колебания рулевого колеса легкового автомобиля носят четко выраженный резонансный характер, и максимальные виброускорения регистрируются на скорости порядка 120 $км/ч$, а именно:

- при наличии минимальных дисбалансов управляемых колес, соответствующих значению балансировочных грузов в 5 гр., что является допуском на остаточный дисбаланс, на руле будет регистрироваться вибрация в 5,72 $м/с^2$ в случае воздействия статического дисбаланса и 3,86 в случае моментного;

- при торможении разнотолщинность тормозного диска в 0,01 мм, что соответствует требованиям по точности изготовления, вызывает вибрацию рулевого колеса порядка 5.

3. Указанная вибрация в целом удовлетворяет требованиям ГОСТ 12.1.012-90, которые составляют 5,6, однако значения виброускорений будут граничными и если учесть некоторый эксплуатационный запас, то необходимо как повышать требования к комплектующим изделиям ходовой части, так и применять в автомобиле известные методы гашения резонансных колебаний.

Основной результат

Полученные результаты исследования показывают существенное влияние дисбаланса колес и разнотолщинности тормозного диска на виброактивность рулевого колеса транспортных машин. В связи с чем актуальным представляется наработка некоторых технических решений по борьбе с указанного рода вибрацией.

Библиографический список

1. Бородин Ю.П. Исследование колебаний управляемых колес легкового автомобиля. Дисс. ... канд. техн. наук. М.: 1970.

2. ГОСТ 12.1.012-90 Вибрационная безопасность. Общие требования. М.: Издательство стандартов, 1991.

3. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Труды ЦАГИ. 1945. № 564.

4. Кнороз В.И. Стабилизация управляемых колес с эластичными шинами. Дисс. ... канд. техн. наук М.: 1951.

5. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Улвер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение 1985.472 с.

6. Фортунков Д.Ф. Исследование колебаний управляемых колес и рулевого управления автомобиля. Дисс. ... канд. техн. наук. Горький, 1969.

7. Klaus A., Horst B., Jaroslaw G. Study vibration disk brakes with sailling staple of the passenger cars, ATZ, №1, 1999.

УДК 629.331

ДИНАМИЧЕСКОЕ ГАШЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ РУЛЕВОГО КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

© 2012 С.Р. Емельянов

Тольяттинский государственный университет

DYNAMIC DAMPING OF RESONANCE OSCILLATION OF A TRANSPORT VEHICLE STEERING WHEEL

Yemelyanov S.R., (Togliatti State University). The paper is aimed at theoretical and experimental studies of the possibility to reduce the resonance oscillations of the transport vehicle steering wheel by using dynamic dampers in the steering drive.

Краткое вступление, постановка проблемы

Исследования вынужденных колебаний рулевого колеса транспортной машины показывают, что такие колебания значительно ухудшают комфорт движения на автомобиле, являются одним из факторов определяющим преждевременный износ элементов ходовой части, а в худшем случае служат причиной ДТП на дороге. Очевидна необходимость борьбы с указанной вибрацией. Однако следует отметить, что существующую конструкцию невозможно координально изменить. Исследованиями специалистов ОАО «АвтоВАЗ» было показано, что изменение конструкции подвески, рулевого управления в допускаемых пределах практически не влияет на вибрацию рулевого колеса. Заметным преимуществом обладают по данному направлению автомобили, оснащенные гидравлическим усилителем руля (ГУР). Сказывается тот факт, что ГУР за счет наличия гидравлики работает как демпфер колебаний. Однако в настоящее время в отечественных автомобилях делается все больший акцент на применение электроусилителей рулевого управления. В свете сказанного приходим к выводу, что к настоящему времени наиболее приемлемым является доводка рулевого управления автомобиля путем применения динамических гасителей колебаний.

Цель работы

Повышение комфорта и безопасности транспортной машины путем снижения окружной вибрации рулевого колеса за счет применения динамических виброгасителей в рулевом приводе.

Базовые положения исследования

1. Разработка математической модели ТМ, описывающей колебания, возбуждаемые дисбалансом колес и разнотолщинностью тормозного диска в процессе торможения с учетом наличия в рулевом приводе динамического виброгасителя.

2. Выбор оптимальных упругодемпфирующих характеристик динамического гасителя колебаний

3. Проектирование динамического виброгасителя. Создание сборочного чертежа и деталировочных чертежей основных элементов гасителя.

4. Расчет и определение качественного и количественного влияния динамического виброгасителя на СКЗ-виброускорений рулевого колеса в условиях резонанса.

5. Изготовление опытного образца виброгасителя

6. Дорожные испытания легкового автомобиля с целью проверки адекватности теоретических выкладок проведенного исследования.

7. Разработка методики выбора рациональных вибродемпфирующих параметров динамического виброгасителя рулевого колеса транспортной машины.

Промежуточные результаты

• Проанализированы возможные методы улучшения виброкомфорта рулевого колеса ТМ. Показано, что наиболее простым является применение метода динамического гашения резонансных колебаний в рулевом управлении.

• Разработана математическая модель колебаний автомобиля с учетом наличия в рулевом приводе динамического виброгасителя.

• Выбраны оптимальные параметры виброгасителя с точки зрения максимального снижения СКЗ-виброускорений рулевого колеса.

• Спроектирована конструкция динамического гасителя колебаний для легкового автомобиля. На резонансном режиме движения получено снижение вибрации рулевого колеса практически в 2 раза (в случае торможения со скорости 140 км/ч снижение вибрации на частоте порядка 17 Гц составило с 36 до 19 м/с^2).

• Изготовлен опытный образец динамического виброгасителя и проведены дорожные испытания легкового автомобиля. Показана высокая сходимость результатов теории и эксперимента. Относительная погрешность не превышает 10 %.

• Разработана методика выбора рациональных вибродемпфирующих параметров виброгасителя колебаний рулевого колеса ТМ.

Основной результат

Полученные результаты исследования показывают существенное влияние динамического виброгасителя, интегрированного в рулевой привод, на снижение виброактивности рулевого колеса транспортных машин на высоких скоростях движения.

Библиографический список

1. Домнин Д.А. Метод улучшения вибродемпфирующих параметров автомобильной подвески путем выбора рациональных параметров динамических гасителей колебаний колес. Дисс. ... канд. техн. наук. М.: 2005.

2. Енаев А.А. Колебания автомобиля при торможении и применение их исследования в проектных расчетах, технологии испытаний, доводке конструкции: Дисс. ... докт. техн. наук. Братск, 2002.

3. Кушвид Р.П. Исследование рулевого управления автомобилей: Дисс. ... канд. техн. наук. М. 1975. 146 с.

4. Ellis D.R. A Six Degree of freedom vehicle model // 2 International Conference of vehicle mechanics. Paris, 1970.

5. Klaus A., Horst B., Jaroslaw G. Study vibration disk brakes with sailling staple of the passenger cars, ATZ, №1, 1999.

УДК 62-551.3

МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ МАТРИЦЫ ПРАВИЛ ДЛЯ ПИД-РЕГУЛЯТОРА С АВТОПОДСТРОЙКОЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ НА ОСНОВЕ НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ

© 2012 О.Г. Тайманова, А.А. Игонин, А.Н. Крючков, Н.Н. Лязина

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

METHOD OF THE MATRIX OF RULES CONSTRUCTION FOR THE PID-REGULATOR WITH QUONTIENTS' ADJUSTMENT BASED ON THE FUZZY LOGIC

Taimanova O.G., Igonin A.A., Kryuchkov A.N., Lyazina N.N. (Samara State Aerospace University). Method of construction of the matrix of rules for the PID-regulator with quotients' adjustment based on the fuzzy logic is described. Example of transient analysis result for driven signal is presented.

Автоподстройка коэффициентов регулирования применяется в случае неэффективности обычного ПИД-регулятора. Один из эффективных методов автоподстройки коэффициентов регулирования основан на нечеткой логике [2]; он заключается в вычислении приращений коэффициентов регулятора по значению ошибки регулирования и её производной средствами нечеткой логики и в подстройке коэффициентов регулирования согласно рассчитанным приращениям.

В вычислительном аппарате на основе нечеткой логики значительную роль играют матрицы правил, которые определяют каким образом изменяется значение коэффициента, если ошибка регулирования и ее производная имеют определенные значения; принадлежность значений к числовым промежуткам оп-

ределяется по законам нечеткой логики [3].

В данном методе присутствует сразу несколько механизмов, свойства которых определяются конечным пользователем согласно методик [1]. Во-первых, это числовые промежутки, принадлежность к которым есть основание для выбора приращения коэффициента регулятора. Во-вторых, это матрицы правил подстройки коэффициентов, определяющие изменение каждого коэффициент регулятора.

Чтобы определить границы промежутков принадлежности, требуется построить фазовые портреты ошибки работы системы автоматического регулирования для хорошего и плохого качества регулирования. Те области, в которые кривая портрета попадает при плохом качестве регулирования и не попадает при хорошем, выделить, как зоны подстройки системы. Данную операцию следует проделать для всех наборов параметров системы, для которых характерно плохое качество регулирования с начальными настройками регулятора.

Для каждого состояния системы с низким качеством регулирования при измененных параметрах объекта регулирования следует перенастроить регулятор так, чтобы вид переходных процессов удовлетворял первоначальным требованиям к качеству регулирования.

Далее следует определить, как долго точка *(E*, Δ*E),* двигаясь, присутствует в зонах подстройки (количества отсчетов для дискретных систем, либо промежутки времени для непрерывных) После определения промежутков времени подстройки коэффициентов и значений коэффициентов для различных состояний системы можно оценить значения приращений коэффициентов (для дискретных систем) и скоростей изменения коэффициентов (для непрерывных систем): приведем формулы для их вычисления

$$\frac{d}{dt}K = \frac{K_2 - K_1}{\Delta T}, \qquad (1)$$

где K – один из коэффициентов: K_P, K_I или K_D; K_2 – его значение после перестройки под измененную систему, K_1 – его начальное значение, ΔT — время подстройки регулятора;

$$\Delta K = \frac{K_2 - K_1}{N}. \qquad (2)$$

Здесь ΔK – одно из приращений коэффициента: ΔK_P, ΔK_I или ΔK_D; K_2 – его значение после перестройки под измененную систему, K_1 – его начальное значение, N – количество отсчетов сигнала в соответствующем промежутке времени подстройки регулятора.

Данное вычисление требуется проделать для каждой ячейки матрицы правил, которая соответствует зоне подстройки коэффициентов. Приращения (скорости изменения) коэффициентов в остальных ячейках матрицы правил следует приравнять к нулю. Нулю равны те ячейки матрицы, в которых значение выходного сигнал системы находится вблизи заданного [2].

После определения граничных значений ошибки регулирования и ее производной, а также составления матриц правил подстройки коэффициентов регулятора можно присвоить найденные значения соответствующим параметрам регулятора и использовать регулятор.

После произведенных действий по расчету и настройке регулятора качество переходных процессов может оказаться недостаточно высоким из-за неточности оценочного расчета приращений коэффициентов; данную проблему возможно решить их дополнительной подстройкой: при медленной установке заданного значения в процессе регулирования рекомендуется увеличить по модулю приращения коэффициентов, при появлении дополнительных колебательных свойств или неустойчивости системы автоматического регулирования рекомендуется приращения коэффициентов уменьшить по модулю.

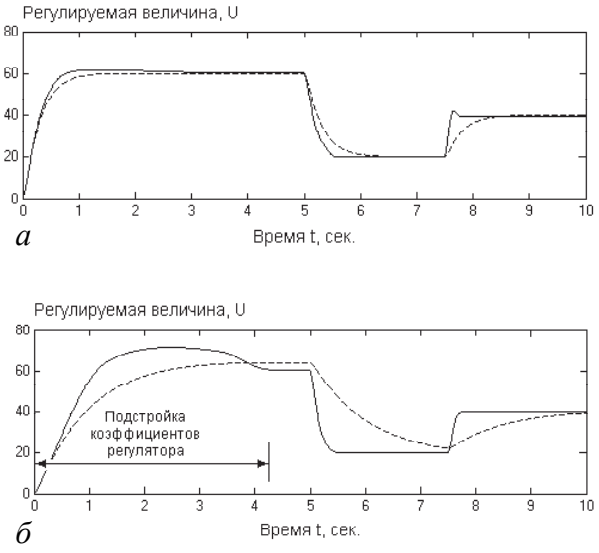


Рис. 1. Переходные процессы с начально заданными (а) и измененными (б) свойствами объекта регулирования.
На графике: пунктир – автоподстройка отключена, сплошная линия – с автоподстройкой. На (б) показан интервал времени на автоподстройку

В качестве примера приведем вид переходных процессов для одной и той же системы с различными (изменившимися) значениями свойств объекта регулирования, в которой регулирование производится обычным ПИД-регулятором и ПИД-регулятором с автоподстройкой коэффициентов на основе нечеткой логики (см. рис. 1).

Несмотря на сложности, возникавшие при проведении данных исследований и связанные с определением границ устойчивости данной системы автоматического регулирования, была показана потенциальная эффективность данного вида регуляторов. Имеет смысл проведения дополнительных исследований с целью создания аналогичного регулятора, пригодного для практического использования.

Библиографический список

1. Денисенко В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации (2) М.: СТА №1 2007. 81 с.

2. Johnston D.N. Fluid Power and Motion Control (FPMC 2008) / Dr D. N. Johnston., Professor A. R. Plummer. – 13 Winstanley Way, Basildon, Essex SS14 3BP, United Kingdom, 2008. 527 с.

3. Усков А.А., Круглов В.В. Интеллектуальные системы управления на основе методов нечеткой логики. Смоленск: Смоленская городская типография, 2003. 177 с.

УДК 62-551.3

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПИД-РЕГУЛЯТОРА С АВТОПОДСТРОЙКОЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ НА ОСНОВЕ НЕЧЕТКОЙ ЛОГИКИ

©2012 Н.Н. Лязина, А.А. Игонин, А.Н. Крючков, О.Г. Тайманова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

APPRECIATION OF EFFICIENCY OF PID-REGULATOR WITH QUOTIENTS' ADJUSTMENT, BASED ON THE FUZZY LOGIC

Lyazina N.N., Igonin A.A., Kryuchkov A.N., Taimanova O.G.(Samara State Areospace University). The model of a PID-regulator with quotients' adjustment based on the fuzzy logic has described. Advantages of its use in systems with varying parameters have shown.

ПИД-регуляторы распространены в промышленной автоматике; причина их популярности — в простоте настройки, эффективной работе на большинстве объектов регулирования. В последнее время наиболее популярны цифровые и микропроцессорные ПИД-регуляторы [1].

Тем не менее существует ряд ситуаций, в которых ПИД-регуляторы неэффективны, в основном из-за непостоянства параметров объекта регулирования, и тогда используют автоподстройку регулятора [2].

Один из способов автоподстройки ПИД-регулятора основан на принципах нечеткой логики [3]; структурная схема модели регулятора представлена на рис. 1, а.

Входными данными являются текущее и заданное значения регулируемой величины, по ним вычисляется ошибка регулирования $E(t) = S_0(t) - S(t)$. Значение $E(t)$ и $\frac{d}{dt}E(t)$ обрабатываются группами функций принадлежности.

Результатом преобразований являются два вектор-столбца значений функций принадлежности. Для подстройки каждого коэффициента задана матрица правил; столбцы и строки матриц однозначно сопоставлены с функциями принадлежности ошибки и производной ошибки.

Каждая матрица заполнена значениями скорости подстройки коэффициента $\frac{d}{dt}K_{\mathrm{P}}$, $\frac{d}{dt}K_{\mathrm{I}}$ и $\frac{d}{dt}K_{\mathrm{D}}$. Далее с помощью логических операций и дефаззификации восстанавливается значение скорости подстройки каждого коэффициента регулятора.

На практике принцип реализуется в дискретных и цифровых системах (см. рис. 1 б). Здесь процессы рассматриваются в квантованном времени, поэтому все производные ($\frac{d}{dt}E(t)$, $\frac{d}{dt}K_{\mathrm{P}}$, $\frac{d}{dt}K_{\mathrm{I}}$ и $\frac{d}{dt}K_{\mathrm{D}}$) заменяются на

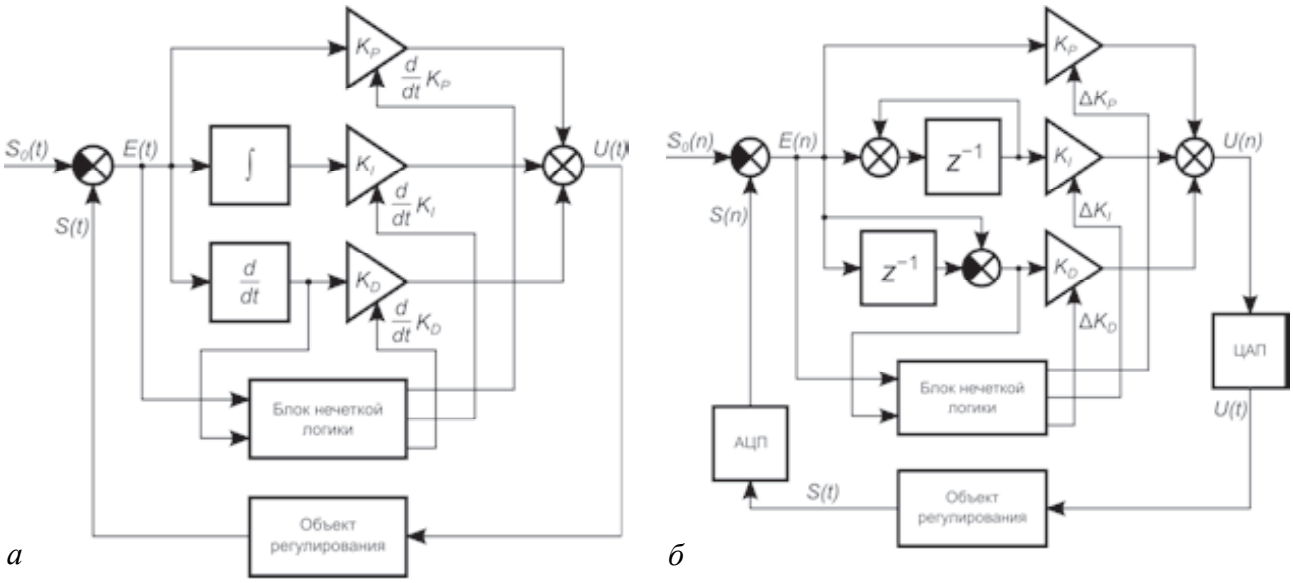


Рис. 1. Структурные схемы регуляторов на основе нечеткой логики в непрерывном (а) и дискретном (б) представлениях

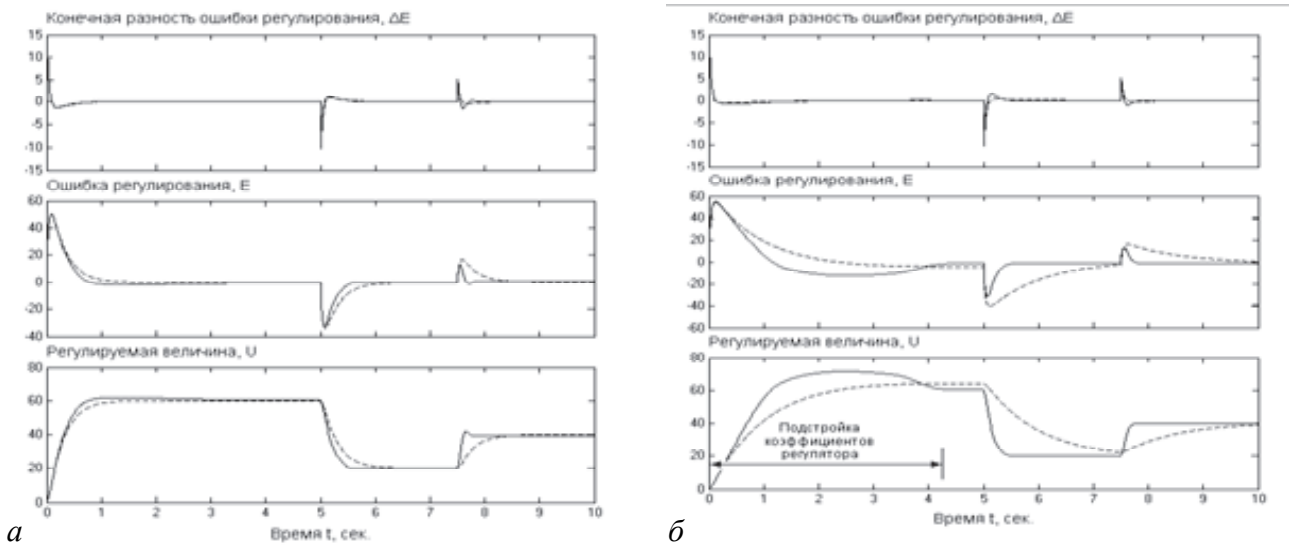


Рис. 2. Переходные процессы с начально заданными (а) и измененными (б) свойствами объекта регулирования.
На графике: пунктир – автоподстройка отключена, сплошная линия – с автоподстройкой.
На (б) показан интервал времени на автоподстройку

конечные разности *($\Delta E(t)$, ΔK_P, ΔK_I* и *ΔK_Δ)*.

Произведена сравнительная оценка качества регулирования обычного ПИД-регулятора и ПИД-регулятора с «нечеткой» постройкой коэффициентов для объекта с изменяющимися свойствами. Как объект взято апериодическое звено, с чистой задержкой. Произведено моделирование системы в программном пакете Simulink.

Объект регулирования имеет свойства, изменяющиеся в заданный момент времени; при этом к нему приложено возмущающее воздействие. Произведен расчет переходного процесса для объекта регулирования с подключенным регулятором с подстройкой и без нее. Критериями качества регулирования является перерегулирование (качество выше, если оно меньше), и колебательность процесса (качество выше, если она также меньше).

Из вида переходного процесса (рис. 2, а, б) можно сделать вывод, что при отсутствии подстройки коэффициентов изменение свойств объекта регулирования существенно сказывается на качестве регулирования.

При применении автоподстройки коэффициентов переходный процесс для объекта с измененными параметрами мало отличается от переходного процесса с изначально заданны-

ми значениями параметров.

Таким образом, качество регулирования при применении автоподстройки коэффициентов на основе нечеткой логики растёт, и такая автоподстройка коэффициентов в ряде случаев может быть целесообразна.

Библиографический список

1. Денисенко В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации (2) / СТА. 2007. №1. 81 с.

2. Johnston D.N. Fluid Power and Motion Control (FPMC 2008) / Dr D. N. Johnston., Professor A. R. Plummer. 13 Winstanley Way, Basildon, Essex SS14 3BP, United Kingdom, 2008. 527 с.

3. Усков А.А., Круглов В.В. Интеллектуальные системы управления на основе методов нечеткой логики. Смоленск: Смоленская городская типография, 2003. 177 с.

УДК 681.121.842 (043)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА НА ПОГРЕШНОСТЬ ДИАФРАГМЕННЫХ РАСХОДОМЕРОВ

© 2012 А.Г. Гимадиев[1], И.Д. Кашапов[2]

[1] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

[2] ООО «Сенсоры, модули, системы»

STUDY OF THE INFLUENCE OF GAS PRESSURE PULSATION ON ERROR OF DIAPHRAGM GAS METERS

Ghimadiyev A.G.[1], Kashapov[2] I.D. ([1]Samara State Aerospace University, [2]LLC "Sensors, Modules, Systems", Samara).

The description of the bench equipment and methods of research of complementary permissible flowmeter. Analysis of influence of structural and operating parameters for additional accuracy flowmeter under pulsating gas flow.

Важной проблемой, возникающей в процессе эксплуатации газоизмерительных пунктов, является измерение среднего значения расхода пульсирующих потоков газа. Эта проблема обостряется при измерении расхода газа, прежде всего, диафрагменными расходомерами, доля которых составляет более 40 % от общего числа расходомеров. Пульсации давления, обусловленные в основном неравномерностью подачи нагнетателей, неустойчивостью агрегатов, срывными явлениями приводят к возникновению дополнительной погрешности, величина которой в зависимости от степени колебательности процесса может достигать 0,5....3,5 % [1].

Дополнительная погрешность измерения расхода газа с помощью сужающих устройств при наличии колебаний рабочей среды в газовой магистрали обусловлена квадратичной зависимостью между перепадом давления и расходом, степенью нелинейности и несимметричности характеристик импульсных линий, возможным несоответствием коэффициента расхода диафрагм при установившемся и неустановившемся движении газа. Величина этой погрешности зависит от характеристики стандартной диафрагмы и относительной амплитуды и частоты колебаний перепада давления на диафрагме, которые в свою очередь, определяются пульсационными характеристиками газопроводов.

Анализ схемы газоизмерительного пункта показывает, что дополнительная погрешность в общем случае складывается из следующих составляющих:

$$\delta G_{\Sigma} = \delta G_{кв} + \delta G_{ищ},$$

где $\delta G_{кв}$ – погрешность, обусловленная несоответствием расхода, определенного по мгновенным и осредненному перепадам давления на диафрагме; $\delta G_{ищ}$ – погрешность, обусловленная нелинейным осреднением пульсаций давления в измерительной цепи со стороны входа и выхода диафрагмы.

Квадратичная зависимость между перепадом давления и расходом является одной из основных причин влияния нестационарности потока на погрешность измерения средней составляющей расхода газа методом стандартных диафрагм. Известно, что при измерении расхода газа по перепаду давления на диафрагме справедливо неравенство:

$$\sqrt{\frac{1}{T}\int \Delta P(t)dt} > \frac{1}{T}\int \sqrt{\Delta P(t)dt},$$

где $\Delta P(t)$ – перепад давления на диафрагме; T – время осреднения сигнала; t - текущее время.

Противоречивые результаты исследова-

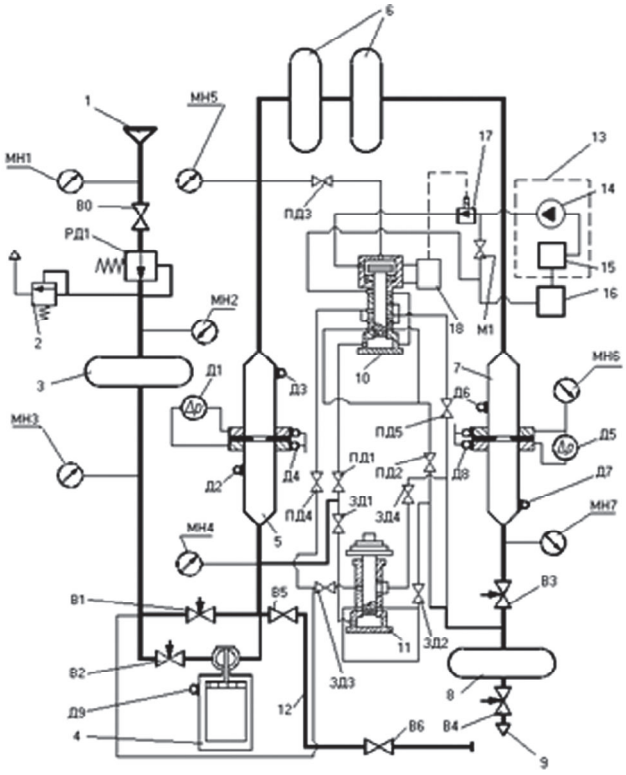


Рис. 1. Пневмогидравлическая схема стенда для исследования погрешности диафрагменных расходомеров:

1 – компрессор; 2 – предохранительный клапан; 3 – емкость; 4 – генератор; 5 – испытуемый объект; 6 – емкости; 7 – контрольный расходомер; 8 – емкость; 9 – выход в атмосферу; 10 – задатчик перепада давления; 11 – задатчик среднего давления; 12 – устройство коррекции формы пульсаций; 13 – маслостанция; 14 – маслонасос; 15 – маслобак; 16 – масло-воздухоотделитель; 17 – двухпозиционный клапан; 18 – блок контроля уровня; РД-1 – регулятор давления; В0…В8 – шаровые краны; МН1…МН7 – манометры; Д1…Д8 – датчики; ЗД1…ЗД4, ПД1…ПД-5 – вентили.

ний, проведенных многими исследователями, привели к тому, что возникла необходимость в разработке специального стендового оборудования и методики оценки дополнительной погрешности расходомера. Нами разработано такое стендовое оборудование (рис. 1), позволяющее исследовать погрешность расходомеров в условиях пульсирующего потока газа.

Система генерации пульсирующего давления работает следующим образом: поток воздуха, создаваемый компрессором 1 попадает в демпфирующую емкость 3, которая предназначена для сглаживания пульсаций давления от компрессора 1 и создания граничных условий. Регулируемый редуктор РД-1 понижает давление с 18 МПа до 4 МПа. Воздух под давлением 1,5÷4,0 МПа поступает на генератор 3, который содержит байпасно включенные шаровые краны: для обеспечения возможности регулирования постоянной составляющей колебаний (шаровой кран В1) и амплитуды пульсаций (шаровой кран В2). Прерывающий элемент генератора 3 представляет собой вращающийся диск.

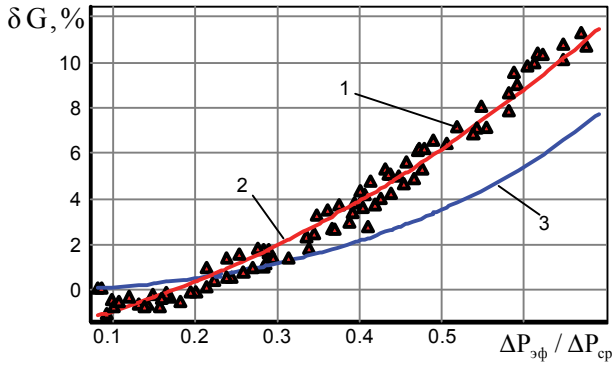


Рис. 2. Экспериментальная зависимость суммарной дополнительной погрешности, обусловленной пульсациями перепада давления от относительной эффективной амплитуды колебаний перепада давления на диафрагме (1), аппроксимирующий полином (2) и эмпирическая по формуле ISO (3)[2]

Разработан измерительно-обрабатывающий комплекс и методика определения дополнительной погрешности диафрагменного расходомера.

В результате исследований установлено, что применение разработанных методик оправдано при оценке дополнительной и суммарной погрешности измерения расхода газа, обусловленных пульсациями перепада давления на диафрагме и проверке эффективности устройства коррекции показаний диафрагменного расходомера.

Квадратичная погрешность измерения расхода газа, обусловленная нелинейным осреднением колебаний перепада давления на диафрагме может быть учтена эмпирической аппроксимирующей формулой ISO. Однако в этом случае необходимо использовать бескамерный отбор давления и линейные гасители колебаний.

Дополнительная погрешность, вносимая измерительной цепью, становится превалирующей в суммарной погрешности при использовании камерного отбора давления и зависит как от действующего значения колебаний перепада давления, так и от частоты и формы колебаний.

Библиографический список

1. Дробышева Н.А., Никифоров А.Н., Федоров А.В., Хуснутдинов. Измерение нестационарных расходов с помощью сужающих устройств. М.: 1984. 32 с.

2. ISO/NC 3313: 1992(E) Measuriment of pulsating fluid flow in a pipe by means of orifice plates, nozzles or Venturi tubes.

УДК 681.518.5

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЙ МАШИННОГО ЗРЕНИЯ НА БАЗЕ ПРОГРАММНОГО МОДУЛЯ NI VISION LABVIEW В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА И ИСПЫТАНИЙ ИЗДЕЛИЙ АВИАЦИОННОЙ И КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ

© 2012 А.О. Славянский, С.С. Щесняк

ООО «Научный центр прикладной электродинамики», г. Санкт-Петербург

THE POSSIBILITY OF USING MACHINE VISION TECHNOLOGY BASED ON NI VISION LABVIEW MODULE FOR THE PROBLEMS OF AUTOMATED PRODUCTION AND TESTING OF AVIATION AND SPACE EQUIPMENT

Slavyanskiy A.O., Shchesnyak S.S. (Scientific Center of Applied Electrodynamics, Saint-Petersburg). The article describes the technology of industrial automation and test equipment based on machine vision principles and provides some results of testing of automation system components in a graphical software environment NI VISION LabVIEW.

Решение задачи автоматического выделения сложных объектов открывает перед системами машинного зрения огромное число потенциальных областей применения, таких как промышленная инспекция и контроль качества, робототехника, автоматизация проектирования и множество других.

Основные целевые задачи могут быть сформулированы следующим образом:

• обнаружение объектов и изменений в сцене наблюдения;

• высокоточные измерения элементов сцены;

• слежение за объектами;

• самоориентация и самопозиционирование;

• реконструкция поверхностей и обнаружение трехмерных структур;

• описание сцены и идентификация объектов;

• организация зрительной обратной связи при работе управляемых устройств, манипуляторов или мобильных роботов в изменчивой среде.

По результатам анализа задач разработки, реализации, испытаний и эксплуатации авиационной и космической техники предложена разработка промышленной технологии применения программно-аппаратных средств машинного зрения в задачах автоматизации производства и испытаний подобных изделий.

Формирование промышленной технологии подразумевает использование ряда критериев:

• в основе должно лежать единое серийно выпускаемое программно-аппаратное обеспечение, доступное для применения на всех предприятиях отрасли;

• быть простой для максимально оперативного изменения в условиях серийного производства изделий;

• быть ориентированной на минимально возможный уровень подготовки инженерно-технического персонала;

• соответствовать мировым стандартам.

Всем критериям удовлетворяет технология, базирующаяся на программно-аппаратных решениях компании NI, в частности

• интеллектуальные камеры для применения в составе аппаратной части комплекса технического зрения;

• программный комплекс NI Vision LabVIEW для разработки программного обеспечения всех уровней с возможностью интеграции с программными решениями в области контроля и управления параметрами производства и испытаний изделий, реализуемых на стендах в большинстве своем также на базе графической среды LabVIEW.

При программной реализации используются возможности графического программирования, лежащие в основе идеологии LabVIEW, которое ориентировано на достаточно невысокий квалификационный уровень разработчиков конкретных прикладных задач и позволяет оперативно модернизировать конечные проекты.

В рамках работы была создана тестовая программа (внешний вид рабочего окна программы представлен на рис. 1) записи, сжатия и хранения потока видеоданных, отработаны методы улучшения качества изображения, проведен анализ изображения, на основе полученных результатов решены задачи:

• обнаружения, классификации и сопровождения объекта в потоке видеоданных;

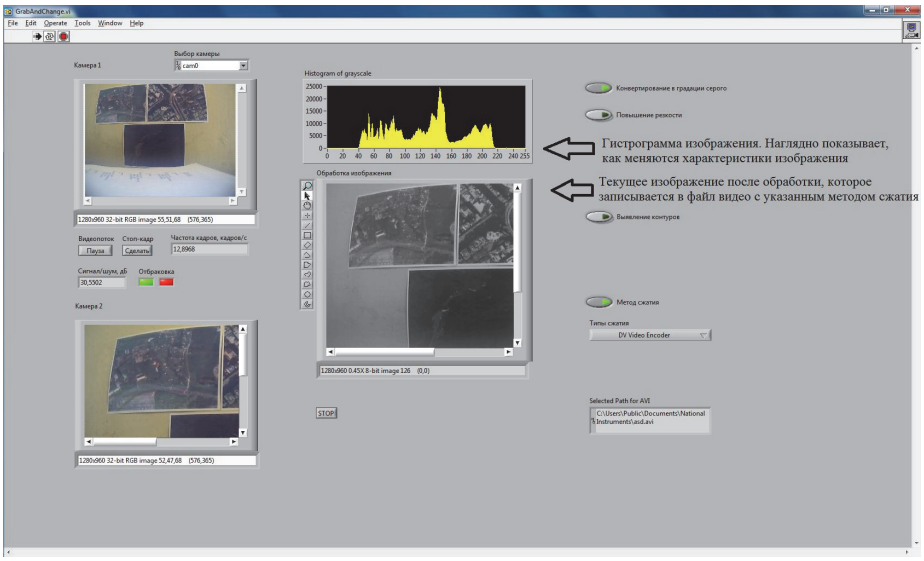


Рис. 1. Внешний вид рабочего окна тестовой программы

• восстановления положения центра масс видеокамеры по серии мгновенных кадров;

• коррекции позиции с учетом полученных данных.

Все это позволяет утверждать, что актуальные проблемы автоматизации процессов создания, тестирования и эксплуатации авиационной и космической техники могут быть решены с применением отработанной технологии машинного зрения на базе программно-аппаратных решений NI Labview, дополненных алгоритмами, разработанными в нашей компании.

Библиографический список

1. Сойфер В.А., Гашников М.В. и др. Методы компьютерной обработки изображений: учебное пособие для вузов [под ред. В.А. Сойфера]. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. 780 с.

2. Визильтер Ю.В. Желтов С.Ю., Князь В.А., Ходарев А.Н., Моржин А.В. Обработка и анализ цифровых изображений с примерами на LabVIEW IMAQ Vision. Москва, ДМК Пресс, 2007. 464 с.

3. Григорьев В.А. и др. Испытания авиационных двигателей: учебник для вузов [под ред. В.А. Григорьева, А.С. Гишварова]. М.: Машиностроение, 2009. 502 с.

УДК 629.78.064

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА С ГИДРОДЕМПФЕРОМ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИМ ВЫСОКУЮ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ТОЧНОСТЬ

© 2012 Дао ТхеАнь, В.А. Чернавский

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону

INVESTIGATION OF THE DYNAMICS OF THE INDUSTRIAL ROBOT WITH HYDRAULIC DAMPERS, PROVIDING HIGH PERFORMANCE AND ACCURACY

TheAnh Dao, Chernavskiy V.A.(Don State Technical University, Rostov-on-Don). The paper reviews the analysis of the brake-way hydraulic shock absorbers at the design stage. The benefits of the scheme derive from positioning the movable elements of machines and mechanisms with the minimal time and the accuracy of 0.05 mm. The industrial robot is equipped with a pneumatic actuator with hydraulic dampers.

В настоящее время с развитием автоматизации производственных процессов функции пневмоприводов расширяются и усложняются, так как происходит увеличение скоростей и масс движущихся частей оборудования, а это невозможно без обеспечения безударного торможения [1]. Автоматизированные пневматические приводы, имея известные преимущества: экологичность, высокое быстродействие, надежность, гибкость компоновки, позволяют рационально решать задачи автоматизации процессов с меньшими затратами времени и средств.

Применение пневмопривода с гидродемпферами (гидроамортизаторами) обеспечивает высокую скорость движения и большую производительность.

Проведено исследование динамических процессов промышленного робота с пневмоприводом и клапанным гидравлическим амортизатором, моделирование оптимальных условий (основные величины: масса подвижных частей, их скорость, давление рабочей среды и геометрические параметры гидравлического амортизатора) для обеспечения оптимального сочетания скорости торможения и динамических показателей технологического оборудования, на котором применяется амортизатор [2]. При разработке математической модели клапанного гидравлического амортизатора принята модель сжимаемой жидкости с сосредоточенными параметрами, при разработке модели пневмопроивода принято адиабатное изменение состояния воздуха. Силы трения приняты пропорциональными скорости. Варьирование исходных данных производилось по следующим параметрам: D,d – диаметр поршня и штока пневмоцилиндра; M– масса перемещаемых частей; R–силы сопротивления, p_k–давление настройки клапана сжатого воздуха; W_1, W_2 –объемы нагнетательной и выхлопной полостей пневмопривода; d_{gd}–диаметр поршня гидродемпфера; E–объемный модуль упругости жидкости амортизатора; F_{tr} – коэффициент трения; p_{gd}–давление настройки клапана гидроамртизатора.

Решение системы дифференциальных уравнений и подбор конструктивных параметров клапанного гидравлического амортизатора, обеспечивает: возможность торможения подвижных масс с ускорением, близким к постоянному; ограничивает резкое возрастания ускорения в момент начала торможения; снижает амплитуды колебания давления масла внутри амортизатора; осуществляет торможение с минимально возможным временем на заданном расстоянии. Для решения данной системы уравнений использован численный метод пакета Matlab.

Высокая точность позиционирования, высокая производительность наряду с хорошими динамическими свойствами промышленных роботов, обеспечивает его конкурентоспособность на рынке промышленного оборудования. Основные результаты динамического анализа приведены на рис. 1 и рис. 2.

Для примера на рис. 1 и рис. 2 показаны в зависимости от времени изменения скорости V штока и его перемещение для пневмоцилиндра при разгоне (рис. 1) и при торможении (рис. 2). Показан расчет при следующих исходных данных: D = 25 мм; d = 10 мм; M = 50 кг; R = 25 Н; p_k = 0.4 МПа; W2 = W1 = 1 л; d_{gd} = 24 мм; E = 1650 МПа; F_{tr} = 45 Нс/м: p_{gd} = 1.2 МПа. В результате динамического анализа показано, что лучшей является устойчивая система, в которой переходные процессы при разгоне (пуск) и торможении (замедлении) являются апериодическими. Динамический расчет с помощью составленной нами программы в пакете Matlab показал, что максимальная скорость перемещения руки промышленного роботасоставляет величину порядка 2 м/с. Гидродепмфер обеспечивает торможение с постоянным ускорением, что дает возможность получить плавное торможе-

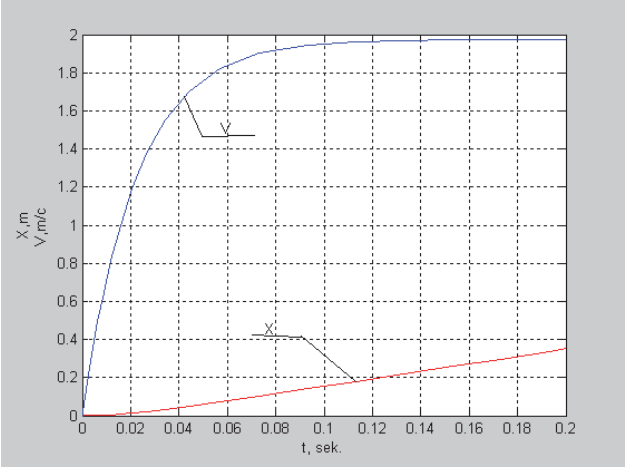


Рис. 1. Графики изменения скорости V и перемещение X поршня пневмоцилиндра в зависимости от времени t при пуске пневмоцилиндра

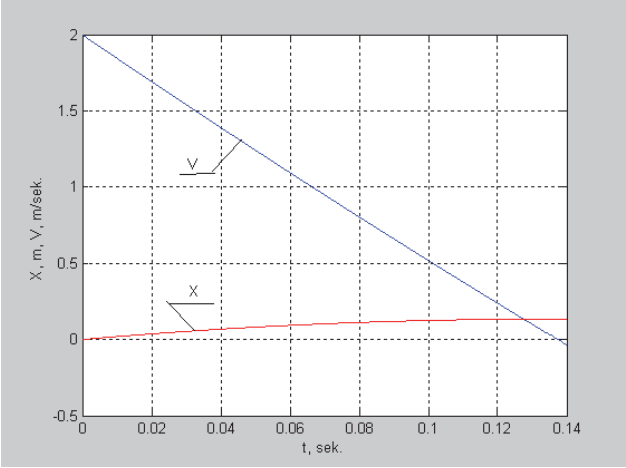


Рис. 2. Графики изменения скорости V и перемещение X поршня пневмоцилиндра в зависимости от времени t при торможении поршня пневмоцилиндра с помощью клапанного гидродемпфера

ние с минимальным временем 0,14 с. Путь торможения не превышает 130 мм.. Это позволяет выполнить амортизатор компактным. Торможение другим способом менее эффективно, что также подтверждено расчётом. Для рассматриваемых гидродепмферов точность позиционирования составляет 0,05 мм.

Библиографический список

1. Килина М.С., Чернавский В.А. Анализ способов торможения с применением гидроамортизаторов для механизмов машин повышенного быстродействия // Вестник ДГТУ/ 2010. Т. 10. №4.

2. Чернавский В.А. Математическая модель и динамический расчет клапанных амортизаторов // Прогрессивные технологические процесс в металлурги и машиностроении. Экология и жизнеобеспечение. Информационные технологии в промышленности и оборудование: СБ. тр. науч.-техн. конф., Ростов н/Д, 07-09 сент., 2005. Ростов н/Д, 2005.

УДК 62-551.3

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ ДИСКРЕТНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КЛАПАНОВ

© 2012 П. И. Грешняков, А. Ф. Синяков, В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF PRESSURE CONTROL SYSTEM BASED ON THE DISCRETE PNEUMATIC VALVES

Greshnyakov P.I., Sinyakov A.F., Ilyukhin V.N. (Samara State Aerospace University). A comprehensive mathematical model of the pneumatic pressure control system with the digital control has been developed to increase process quality and accuracy. The operating principle is based on stepped variation of a throttle area at the vessel output/ input through using pulse code modulation. Simulation results show a good correlation with experimentally obtained data proving efficiency of the proposed control strategy and providing high accuracy and proper quality of transients.

Основным назначением системы регулирования является поддержание требуемого потребителю давления, поэтому особое внимание необходимо уделять улучшению параметров, непосредственно влияющих на качество регулирования – точность и быстродействие.

Использование методов дискретного регулирования вместо аналогового позволяет улучшить качество регулирования.

Основная идея цифрового регулятора расхода заключается в дискретизации потока за счёт отдельных клапанов, имеющих разные проходные сечения.

Реализация требуемой дискретности по площади проходного сечения регулятора обычно проводится путем использования функциональной зависимости. Используются числовые последовательности двоичного кода {1,2,4,8,16...} или последовательностью с более сложным построением. Например последовательность Фибоначчи: {1, 1, 3, 5, 8, 13, 21,...}. За счёт комбинации открытых и закрытых клапанов создаётся суммарное сечение с заданной точностью (табл. 1). Суммарное сечение регулятора будет тем точнее соответствовать требуемому расчётному, чем больше будет клапанов входящих в состав блока. При переключении с одного режима на другой могут появиться скачки и провалы давления.

Таблица 1. Формирование расхода дискретными клапанами регулятора

Клапан	1	2	3	4	Расход Σ
Расход	Q	2Q	4Q	8Q	
Состояния	0	0	0	0	0
	1	0	0	0	1
	0	1	0	0	2
	1	1	0	0	3
	0	0	1	0	4
	1	0	1	0	5
	0	1	1	0	6
	1	1	1	0	7
	0	0	0	1	8
	1	0	0	1	9
	0	1	0	1	10
	1	1	0	1	11
	0	0	1	1	12
	1	0	1	1	13
	0	1	1	1	14
	1	1	1	1	15

1	- клапан открыт
0	- клапан закрыт

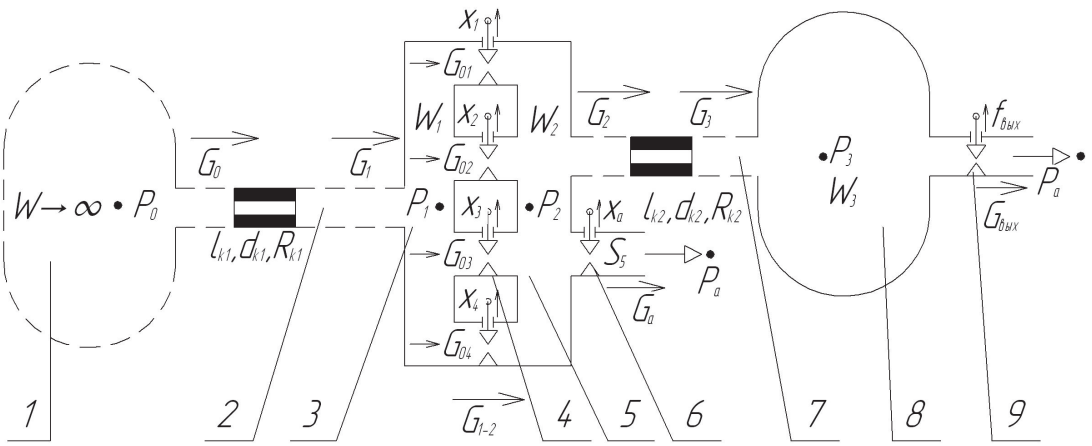


Рис. 1. Схема регулирования давления в баке с применением дискретного регулятора: 1 -- источник давления; 2 – входная магистраль; 3 – входная полость регулятора;4 – дискретные клапаны подачи газа; 5 – выходная полость регулятора; 6 – дискретный клапан сброса газа; 7 – выходная магистраль; 8 – объект регулирования; 9 – выходной дроссель

Повышение точности системы возможно за счет подбора оптимального количества дискретных 2/2 клапанов, а увеличение быстродействия за счет их скорости срабатывания до 100Гц (до 1кГц в гидравлике).

Наряду с пропорциональными регуляторами, в последнее время, все более широкое применение находят цифровые системы на базе дискретных регуляторов [1].

Возможность алгоритмической замены отказавшего запорного клапана другим работоспособным с большим значением площади сечения (или эквивалентной комбинацией открытых клапанов), позволяет продолжать эксплуатацию клапана с ухудшенной дроссельной характеристикой в виде большей дискретности.

Для минимизации этого негативного эффекта необходимо применять особые алгоритмы переключения комбинаций открытых клапанов.

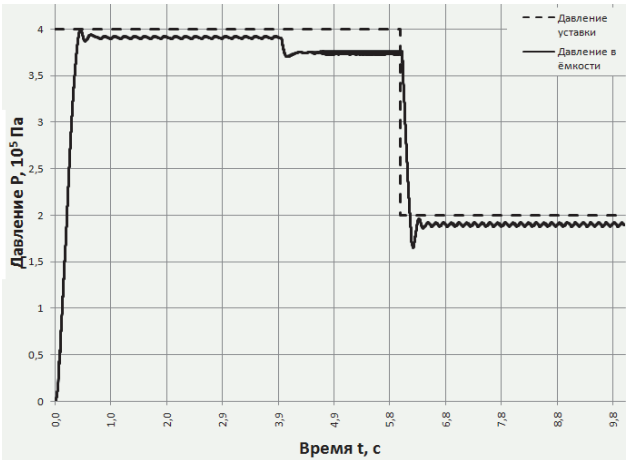


Рис. 2 . Переходный процесс изменения давления, полученный при математическом моделировании системы регулирования

Сумарный расход через дискретный регулятор складывается из расходов клапанов в 2, 4 и 8 раз больших чем расход через наименьший клапан.

Модель регулятора реализована в программном пакете Matlab Simulink. Исследованы динамические характеристики регуляторов, оценены основные показатели качества регулирования (рис. 2).

Были разработаны алгоритмы управления и математические модели с использованием ПИ и ПИД-регуляторов.

Результаты моделирования представляются в виде двухмерных диаграмм и виде текстового файла на жестком диске.

Благодарности: Работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия № 1.3.2 «Проведение научных исследований целевыми аспирантами».

Библиографический список

1. Илюхин В.Н., Грешняков П.И., Синяков А.Ф., Графкин А.В. Цифровой гидравлический регулятор давления. Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabVIEW и технологии National Instruments // Сборник трудов IX Научно-практической конференции. Москва, 3-4 декабря, 2010 г. М.: РУДН, 2010. С. 422-426.

2. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.

УДК 62-551.3

РАЗРАБОТКА ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ НА БАЗЕ ДИСКРЕТНЫХ КЛАПАНОВ

© 2012 П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков, В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPMENT OF A PROTOTYPE DISCRETE PNEUMATIC PRESSURE CONTROL VALVE

Greshnyakov P.I., Sinyakov A.F., Ilyukhin V.N. (Samara State Aerospace University). The paper presents software for digital control of gas pressure in a vessel which has been developed to increase process quality and accuracy. The operating principle is based on stepped variation of a throttle area at the vessel output/ input using pulse code modulation. The control device is made as a set of parallel on-off valves. Flow areas of the valves can be presented by binary dependencies of the smallest cross-section or by the Fibonacci series. The number of valves depends on control process accuracy.

В двигателях внутреннего сгорания, воздушно-реактивных двигателях, жидкостных ракетных двигателях стоит задача более точного дозирования рабочего тела (капельной жидкости или газа). Наряду с пропорциональными регуляторами, в последнее время, все более широкое применение находят цифровые системы на базе дискретных регуляторов [1]. Возможность алгоритмической замены отказавшего запорного клапана другим работоспособным с большим значением площади сечения (или эквивалентной комбинацией открытых клапанов), позволяет продолжать эксплуатацию клапана с ухудшенной дроссельной характеристикой в виде большей дискретности.

В предыдущих работах авторов проводились исследования математической модели дискретного регулятора. Для проверки адекватности математической модели был разработан опытный образец дискретного регулятора давления, предназначенного для регулирования давления в ёмкости. Эта схема соответствует системе наддува топливных баков в авиационной и космической технике [2].

Математическая часть программы вычисляет величину проходного сечения регулятора и подаёт его в блок задающий последовательность включения клапанов. Блок клапанов, который по своей сути представляет цифро-аналоговый преобразователь, по полученному сигналу осуществляет управление расходом газа.

В результате лабораторных испытаний были получены переходные характеристики. Возмущающие и управляющее воздействия при экспериментальной работе задавались в те же промежутки времени, что при моделировании с целью обеспечения возможности сопоставления динамических характеристик. Переходные процессы, полученные при моделировании и экспериментально приведены на рис. 1.

На участке «а» (промежуток времени с 0 до 18 с), как показано на рисунке 1. происходит выход на режим, при ненулевом избыточном расходе, на участке «б» (с 18 до 26 с) происхо-

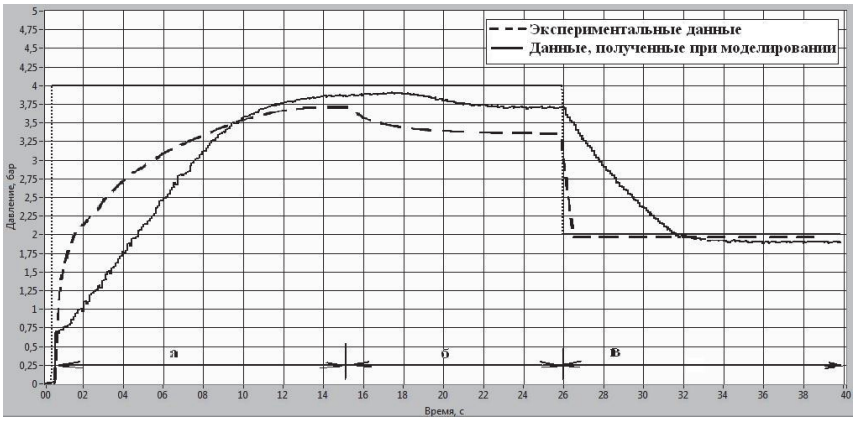


Рис. 1. Переходные процессы, полученные экспериментально и при математическом моделировании в пакете Matlab Simulink

дит реакция системы на возмущающее воздействие в виде увеличения избыточного расхода газа наддува, крайний участок «в» (с 26 до 40 с) – реакция системы регулирования давления наддува на изменение управляющего воздействия – уменьшение давления уставки.

При сравнении переходных характеристик видно, что на участке «а» результаты моделирования и эксперимента сходятся, что говорит о применимости модели на данном режиме. На участке «б» экспериментальной характеристики падение давления вследствие статической погрешности происходит более плавно, чем в смоделированной зависимости. Это происходит из-за того, что возмущающее воздействие в модели осуществлялось ступенчато, а в эксперименте плавным изменением проходного сечения дросселя путём вворачивания дроссельной иглы. Таким образом, можно сделать заключение, что и на этом участке модель качественно соответствует физическому объекту.

Эксперименты показали, что на участке «в», при изменении давления уставки система реагирует на это воздействие медленнее, чем при моделировании. Причиной этого является то, что при моделировании было принято ряд допущений, таких, как несжимаемость газа, отсутствие теплообмена со средой и не учитывались инерционные свойства контура управления.

Таким образом, в результате экспериментов была подтверждена адекватность математической модели.

Благодарности: Работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» (2009-2013гг.), выполняемой в рамках мероприятия 1.3.1. «Проведение научных исследований молодыми учеными – кандидатами наук».

Библиографический список

1. Илюхин В.Н., Грешняков П.И., Синяков А.Ф., Графкин А.В. Цифровой гидравлический регулятор давления. Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabVIEW и технологии National Instruments // Сборник трудов IX Научно-практической конференции. Москва, 3-4 декабря, 2010 г. М.: РУДН, 2010. С. 422-426.

2. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.

УДК 62-522.2

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГИТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ РЕГУЛЯТОРОМ ИМПУЛЬСНОГО ТИПА

© 2012 А.В. Бурмистров, П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков, В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPING A CONTROL SYSTEM FOR THE HYDRAULIC SWITCHING IMPULSE CONVERTER

Burmistrov A.V., Greshnyakov P.I., Sinyakov A.F., Ilyukhin V.N. (Samara State Aerospace University). This paper is concerned with the application of switching technology to hydraulic actuation. The classical proportional flow control employing servo/proportional valves is dissipative and inefficient. By analogy it can be viewed as the equivalent of resistive (rheostatic) motor control. Today high power density, ruggedness and reliability are key requirements, the low efficiency of proportional control can be a limitation and it is necessary to go beyond the paradigm of proportional flow/pressure control.

Гидравлические приводы находят широкое применение во всех отраслях промышленности, в составе силовых систем мобильных и стационарных объектов, в системах управления летательных аппаратов. В большинстве гидравлических систем, для управления скоростью и/или усилием нагрузки используют дросселирующие клапаны, которые сбрасывают давление или уменьшают расход. Это простой, но крайне неэффективный метод, при котором избыточная энергия рассеивается в виде теплоты, и таким образом теряется более 50% входной мощности на нагрев окружающей среды. Тенденции развития гидроприво-

да в направлении повышения энергетической эффективности и одновременного снижения габаритов и массы привели к появлению новых методов и средств управления потоком рабочей жидкости. Эти методы основаны на использовании дискретной техники и реактивных свойств, присущих гидравлическим компонентам, в частности, инерционных свойств потока жидкости.

Одним из энергетически эффективных средств управления давлением и расходом является гидравлический импульсный трансформатор (ГИТ), он позволяет менять расход и давление с минимальными потерями энергии. Новый метод управления потоком рабочей жидкости подразумевает управление дискретными клапанами в режиме широтно-импульсной модуляции. При работе клапанов в системе возникают волновые явления. Для максимального увеличения КПД гидропривода необходим правильный выбор частоты и коэффициента заполнения цикла.

Целью работы, представленной в докладе, является разработка энергетически эффективных алгоритмов управления регулятором импульсного типа, для оптимизации работы и

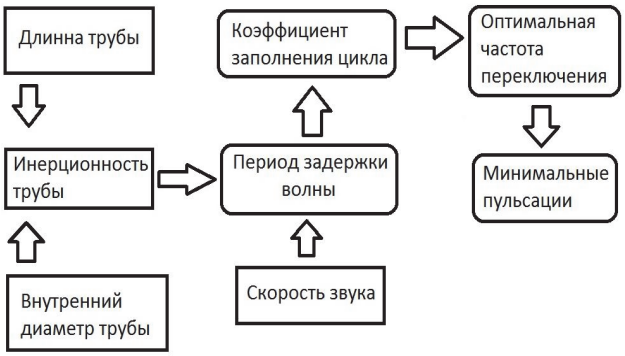


Рис. 1. Последовательность расчетов

увеличения КПД гидропривода.

В докладе освещается решение следующих задач:

- исследование характеристик регулятора;
- реализация алгоритмов управления;
- обеспечение минимальных пульсаций в системе.

Для выбора оптимальных рабочих характеристик, в зависимости от геометрических данных ГИТ, были разработаны алгоритмы, на основе которых создана программа управления регулятором потока импульсного типа (рис. 1).

Программа реализована в среде NI Labview.

УДК 621.91.002

МЕХАТРОННАЯ СИСТЕМА ДЛЯ СБОРКИ ШАРОШКИ БУРОВЫХ ДОЛОТ

© 2012 Ю.Л. Береснев

Самарский государственный технический университет

AN AUTOMATION SYSTEM FOR BORING CHISELS ASSEMBLY

Beresnev Y.L. (Samara State Technical University). The paper treats the issue of automated assembly of boring chisels. A multifunction automated device for setting and positioning is introduced.

Автоматизация представляет собой высшую ступень развития машинного производства и позволяет: значительно повысить производительность труда и качество выпускаемой продукции; облегчить труд человека, освободить его от опасных, монотонных и утомительных операций; обеспечить высокие скорости управления; осуществить дистанционное управление [1].

Автоматизация производственных процессов на современном этапе развивается по двум параллельным направлениям: создание конструкций многофункциональных автоматизированных устройств машин, обеспечивающих экономически целесообразную концентрацию переходов в составе сборочной операции, а так же создание локальных и интегрированных систем управления комплексами сборочного оборудования, вспомогательными устройствами и технологической оснасткой.

Реализация этих направлений во многом зависит от метода достижения точности характеристик качества изделий. Как известно, наиболее приемлемым, с точки зрения автоматизации, является метод полной взаимозаменяемости, как метод, отличающийся отсутствием дополнительных операций, связанных с выбором, подбором, или изменением величины звеньев размерных цепей.

Однако в ряде производств, характеризующихся широкой номенклатурой выпускаемых

изделий, высокой точностью их выходных показателей, объективно слабыми технологическими и техническими возможностями, находят применение другие методы, например, метод групповой взаимозаменяемости. Именно таким производством является производство буровых долот, и, в частности, технологический процесс сборки шарошек путем осуществления запрессовки зубков в корпуса шарошек.

Добавочные расходы, связанные с необходимостью измерения всех деталей точными измерительными приборами и инструментами вручную или автоматически с сортировкой и, хранением и доставкой деталей отдельными группами на сборку, должны окупаться за счет экономии, получаемой от обработки деталей по более широким, экономически достижимым допускам [2].

Условия использования этого метода диктуют необходимость создания автоматизированных устройств и систем устройств для выполнения таких переходов, как установка (базирование плюс закрепление), позиционирование, измерение, сортировка, загрузка-выгрузка и транспортировка отдельных деталей, полуфабрикатов и готовых изделий.

Структура технологического процесса сборки шарошки включает: накопление базовых деталей (корпусов шарошек); накопление комплектующих деталей (зубков); транспортирование базовой детали; транспортирование комплектующих деталей; измерение параметров отверстий в корпусах шарошек; сортировка (отнесение) отверстий к одной из пяти размерных групп; измерение размеров зубков; сортировка (отнесение) зубков к одной из пяти размерных групп; закрепление базовой детали в патроне; позиционирование базовой детали при запрессовке; первоначальное ориентирование комплектующей детали в отверстии базовой детали; собственно запрессовка зубков в корпус шарошки; снятие готовой детали. Данные операции не автоматизированы.

Для установки шарошки на позиции запрессовки зубков в отверстия спроектировано автоматизированное устройство, выполняющее следующие функции: ориентирование корпуса шарошки относительно неподвижной системы координат пресса; закрепление корпуса шарошки для обеспечения состояния относительного покоя в системе координат пресса; управляемое изменение углового положения корпуса шарошки относительно двух координатных осей с целью обеспечения доступа сборочного инструмента к отверстиям, расположенным на обратной стороне корпуса, в первом и втором ряду.

Система управления построена на базе СЧПУ Fagor 8070 CNC. Данная система обеспечивает управление пятью движениями: закрепление/раскрепление шарошки (продольное движение штока поршня); вращение шарошки вокруг своей оси; качание шарошки в вертикальной плоскости; перемещение шарошки в горизонтальной плоскости вперед и назад; перемещение шарошки в горизонтальной плоскости влево и вправо; вертикальное перемещение рабочей головки пресса.

Система имеет следующие технические характеристики: обеспечивает управление до 16 осей (все интерполируемые), до 4 шпинделей, до 4 инструментальных магазинов, до 4 каналов выполнения. Может объединятся в сложные комплексы из нескольких ЧПУ 8070. Работа с нанометрической точностью, высокая скорость обработки кадра и команд PLC, применение постинтерполяционных фильтров позволяет получать поверхности любой геометрии, чистоты и точности.

Программируемый контроллер обладает следующими свойствами: до 1024 цифровых выводов и 1024 цифровых входов; до 8192 отметок; до 1024 регистров; 256 таймеров; 256 счетчиков; неограниченное количество символов. Программирование выполняется в модулях, и формулах на языке С. Имеются синтаксический анализатор, мониторинг переменных и программ PLC. Время исполнения <0,1мс/ 1000 команд.

Цифровой интерфейс SECROS представлен цифровой полевой шиной со скоростью передачи 4 мб/с. Пластиковая волоконная оптика.

Цифровой интерфейс CAN представлен стандартной полевой шиной для распределенного ввода-вывода со скоростью передачи 1 Мбод. Он позволяет контролировать до 32 узлов (16 модулей на один узел). Имеется возможность подключения удаленных модулей с цифровыми и аналоговыми входами и выходами, счетчиками, клавиатурой.

В состав системы так же входят датчики угла поворота модели ЛИР-ДА158А-CAN, обладающие следующими характеристиками: тип выходного сигнала CAN; тип выходного

кода CANopen; интервал рабочих температур от (-25...85)°С; 8 класс точности ±150"; напряжение питания +5 В; максимальная скорость вращения вала 10000 об/мин; максимальная скорость вращения вала без сбоя выходного сигнала 3000 об/мин.

Представленное многофункциональное автоматизированное устройство обеспечивает выполнение технологического процесса установки и сборки шарошки без физического участия оператора, может быть встроено в состав автоматизированной линии или участка по сборке буровых долот.

Библиографический список

1. Схиртладзе А.Г., Воронов В.Н., Борискин В.П. Автоматизация производственных процессов в машиностроении: учебник. Старый Оскол: ТНТ, 2009. 612 с.

2. Береснев Ю.Л., Штриков Б.Л., Шуваев В.Г. Сборка: технологии, оборудование, оснастка. М.: Машиностроение, 2007. 174 с.

УДК 629.021

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ КАК АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА ДВИЖЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ КАМАЗ

© 2012 А.В. Каляшина, Р.Р. Салахова

Камская государственная инженерно-экономическая академия, Набережные Челны

RESEARCH INTO A POWER STEERING SYSTEM AS AN AUTOMATIC CONTROLLER OF KAMAZ WHEELS MOTION

Kalyashina A.V., Salahova R.R. (Kama State Academy of Engineering and Economics). Steering a KAMAZ truck is regarded as an automatic control system. The rotary valve and the cylinder act as a controller of direction when a driver applies a control effort to the controller. Research has been done as to the effect of controller parameters with a view to improve the steering system.

Рулевое управление является одной из главных систем активной безопасности автомобиля. В качестве объекта исследования выбрана система рулевого управления с интегральным рулевым механизмом грузового автомобиля КАМАЗ с колесной формулой 4·2 с зависимой подвеской. В настоящее время в системе рулевого управления грузовых автомобилей КАМАЗ широкое применение нашли гидравлические усилители с роторным распределителем. В результате анализа математического описания системы рулевого управления, представленного в предыдущих научных исследовательских работ, установлено, что динамические характеристики системы рулевого управления с роторным распределителем мало изучены.

По принципу действия систему рулевого управления можно рассматривать как систему автоматического регулирования [1, 2]. Управляемые колеса представляют собой объект регулирования, а гидропривод, состоящий из роторного распределителя и силового цилиндра, выполняет функцию регулятора. Водитель автомобиля, анализируя дорожную ситуацию, формирует управляющее воздействие – угол поворота рулевого колеса. При рассмотрении системы с точки зрения «регулятор-объект регулирования» тщательный подбор параметров элементов, входящих в состав регулятора, оказывает положительное влияние на работу системы рулевого управления в целом.

Предложена математическая модель роторного распределителя, формула для расчета коэффициента обратной связи по углу поворота управляемых колес. В разработанной математической модели, в отличие от известных, есть учет сжимаемости рабочей жидкости, утечек через зазор между поршнем и корпусом гидроцилиндра усилителя, оказывающие влияние на динамические характеристики системы рулевого управления. Реализация полученной математической модели в Matlab/Simulink показана на рис. 1.

В результате моделирования переходных характеристик при низкой и высокой температурах окружающей среды были сделаны следующие выводы:

1. При Т= -20 °С система рулевого управления устойчива при всех значениях зазора в гидроцилиндре δ, при увеличении данного зазора запасы устойчивости системы по амплитуде увеличиваются. При этом быстродей-

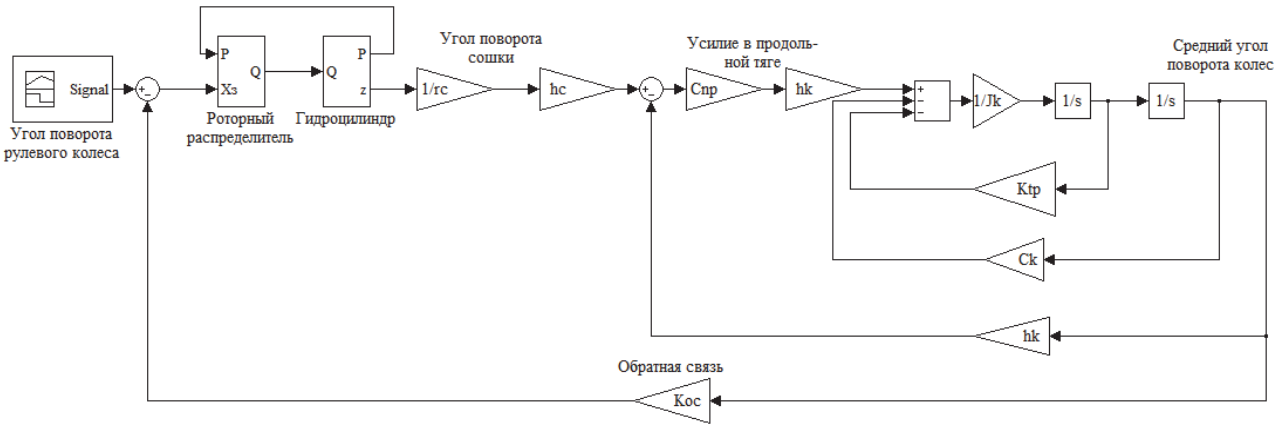


Рис. 1. Схема моделирования в Matlab/Simulink

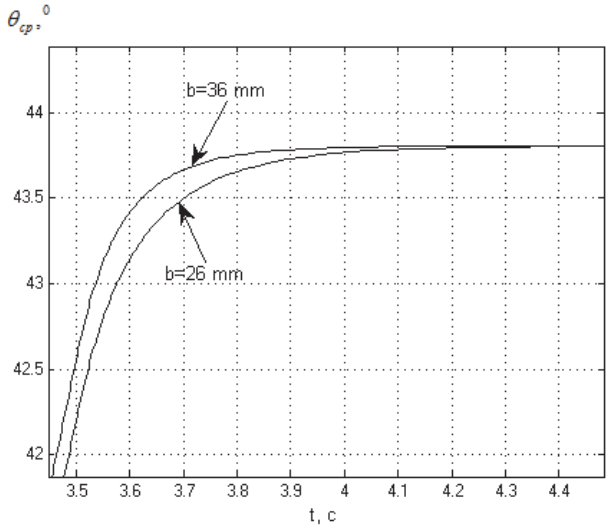


Рис. 2. Средний угол поворота управляемых колес

ствие системы остается практически неизменным, и запас устойчивости по фазе также постоянный и имеет значение 89,8º-90,0º. При увеличении длины окна роторного распределителя от $b = 18мм$ до $b = 30мм$ время срабатывания системы рулевого управления уменьшается с 0,14 с до 0,08 с.

2. При T=50 ºC система рулевого управления при $\delta \le 40 \cdot 10^{-6} м$ либо неустойчива, либо имеет маленькие запасы устойчивости. При $\delta = 40 \cdot 10^{-6} м$ система рулевого управления имеет необходимый запас устойчивости по амплитуде только при $b = 18мм$. Исследования показали, что дальнейшее увеличение значения зазора улучшает запасы устойчивости. При этом быстродействие системы остается практически неизменной величиной, и запас устойчивости по фазе также постоянный и имеет значение $89{,}8^0$-$90{,}0^0$. При увеличении длины окна роторного распределителя от до время срабатывания системы рулевого управления также уменьшается с 0,14 с до 0,08 с.

3. Следует отметить, что с увеличением зазора увеличиваются утечки в рабочих полостях гидроусилителя, но уменьшается коэффициент вязкого трения. По результатам полученных исследований можно сделать вывод о том, что при T=50 ^{0}C утечки жидкости оказывают более серьезное влияние на устойчивость системы, чем вязкое трение.

В результате моделирования были получены следующие функциональные характеристики системы рулевого управления: расход и перепад давления в гидроусилителе, перемещение поршня гидроусилителя, угол поворота сошки рулевого механизма, усилие в продольной тяге, средний угол поворота управляемых колес (рис. 2) при различных конструктивных параметрах гидроусилителя. Смоделированные графики характеристик дают возможность их сравнения с результатами дорожных испытаний автомобиля КАМАЗ, а также подтверждения адекватности математической модели.

Библиографический список

1. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. М. : Машиностроение, 1972. 120 с.

2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М.: Машиностроение, 1980. 231 с.

УДК 681.5

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ В МЕХАТРОНИКЕ

© 2012 К.Б. Митковский, В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

CONTROL SYSTEM IN MECHATRONICS

Mitkovsky K.B., Ilyukhin V.N. (Samara State Aerospace University). This paper discusses the application of the control theory to the specific robots – from small wheeled robotic cars to unmanned aircrafts.

Мехатроника – область науки и техники, основанная на синергетическом объединении узлов точной механики с электронными, электротехническими и компьютерными компонентами, обеспечивающими проектирование и производство качественно новых модулей, систем, машин и систем с интеллектуальным управлением их функциональными движениями.

Современные мобильные роботы предназначены для функционирования во вредных или опасных для человека условиях. Такие условия имеют место при выполнении технологических операций в экстремальных средах, ликвидации последствий аварий, при работе с взрывоопасными предметами. Применение мобильных роботов в таких условиях позволяет исключить угрозу здоровью и жизни человека-оператора.

Выбор кинематической схемы робота и сенсорных систем подчинен требованиям основной задачи управления движением. При этом определяющую роль в решении проблемы построения активного робота играет стратегия управления. Усложнение технологических заданий, кинематики роботов и их сенсорики порождает сложности синтеза регуляторов. Возникает необходимость более скрупулезного изучения особенностей динамических моделей и решаемых роботом задач с привлечением новых концепций и методов современной теории управления.

Недавние теоретические и прикладные разработки продемонстрировали высокую эффективность нелинейного управления для достижения предписанных траекторий движения механических систем в ограниченном рабочем пространстве.

В данной работе рассматриваются способы приложения теории управления к конкретным робототехническим объектам: от малогабаритных колесных роботов до полноценных беспилотных летательных объектов.

Библиографический список

1. Подураев Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение: Уч. пос. для студ. ВУЗов. Изд. 2. М.: Машиностроение, 2007. 256 с.

2. Тугенгольд А.К., Богуславский И.В., Лукьянов Е.А. и др. Введение в мехатронику: Учеб. пособие [под ред. А. К. Тугенгольда]. В 2-х кн. Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2002.



Рис. 1. Квадрокоптер AR.Drone (Франция)

УДК 681.5

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ УЧЕБНЫМ МАКЕТОМ РОБОТИЗИРОВАННОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ЛИНИИ

© 2012 П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков, В.Н. Илюхин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A TRAINING MODEL OF ROBOTIZED PRODUCTION LINE

Greshnyakov P.I., Sinyakov A.F., Ilyukhin V.N. (Samara State Aerospace University). The paper deals with a training model of the robotic production line for processing and monitoring of cylindrical billets. The model was designed to familiarize college and university students with robotics, to motivate them to build their own systems based on existing equipment and to develop their own algorithms and logic.

Исследовательская работа посвящена разработке системы управления макетом роботизированной производственной линии по обработке и контролю цилиндрических заготовок с учетом использования её в образовательном процессе учебных заведений среднего и высшего специального образования.

Учебный макет роботизированной производственной линии представляет собой модульную роботизированную производственную линию, в состав которой входят модули распределения, контроля, обработки и транспортировки. Модули представляют собой платформы, с установленным на них соответствующими наборами оборудования.

В состав робототехнического комплекса также входит система машинного зрения в составе NI 1744 Smart Camera – камера со встроенным контроллером реального времени 533 МГц, который управляет процессом сбора и обработки видеоинформации (Интерфейсы: 2 Ethernet порта и RS232. 128 МБ оперативная память, поддержка квадратурного энкодера, скорость съемки до 60 кад/сек при разрешении 640x480), легко интегрируемой в современные системы измерения, контроля и управления движением.

В качестве устройства, выполняющего коммутацию и управление всеми модулями и датчиками системы выбран программируемый контроллер управления технологическими процессами на базе ПЛИС NI CompactRIO 9022 с модулями ввода-вывода сигналов.

Используемое программное обеспечение – среда графического программирования LabVIEW [1] и программные модули реального времени, программирования ПЛИС и технического зрения для нее.

Разработанный программный комплекс включает в себя интерфейс управления роботизированным комплексом с возможностью запуска его в автоматическом последовательном, автоматическом параллельном и условно ручном режимах, а также библиотеку функций для управления каждым модулем системы отдельно, в свою очередь включающую в себя библиотеку атомарных функций, позволяющих снять сигнал с одного отдельного датчика или запустить один отдельный элемент управления, и необходимых для построения собственной системы управления роботизированным комплексом.

Для ознакомления с работой системы в первом приближении достаточно демонстрационного режима, включающего в себя три режима: автоматический последовательный режим, автоматический параллельный режим и ручной режим работы (рис. 2).

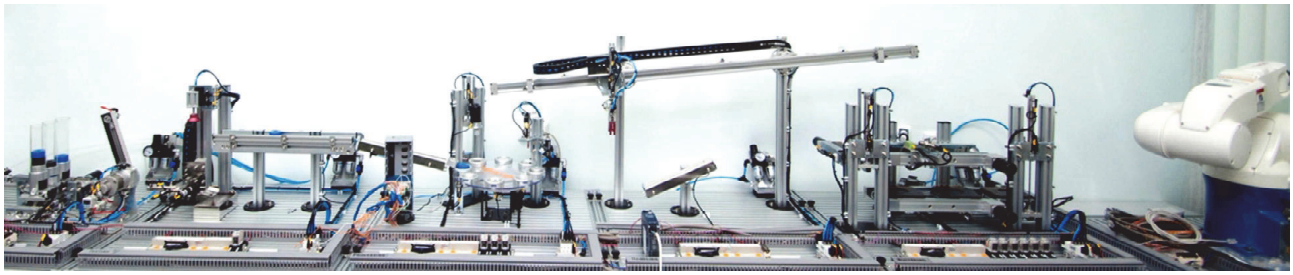


Рис. 1. Фотография учебного макета роботизированной производственной линии

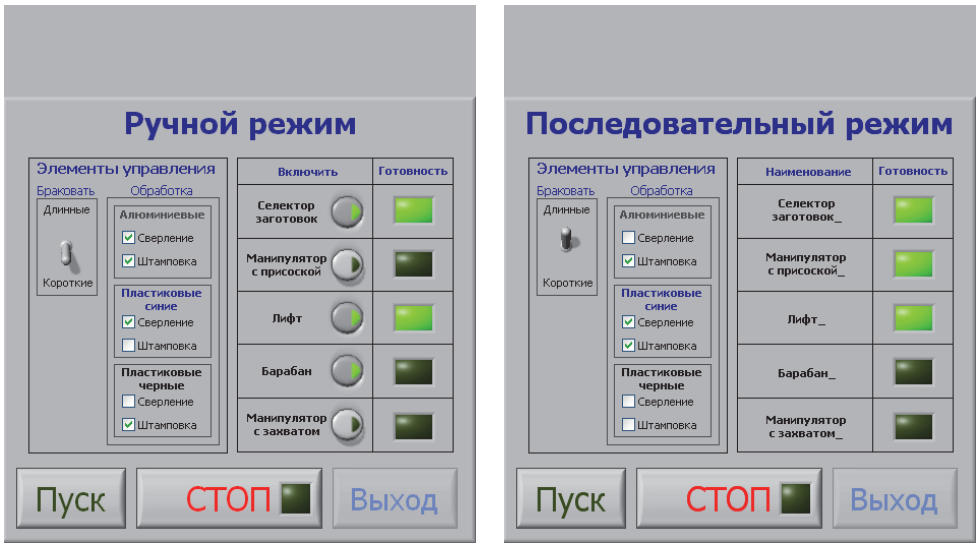


Рис. 2. Лицевые панели программ ручного и последовательного режимов

рисунок 2

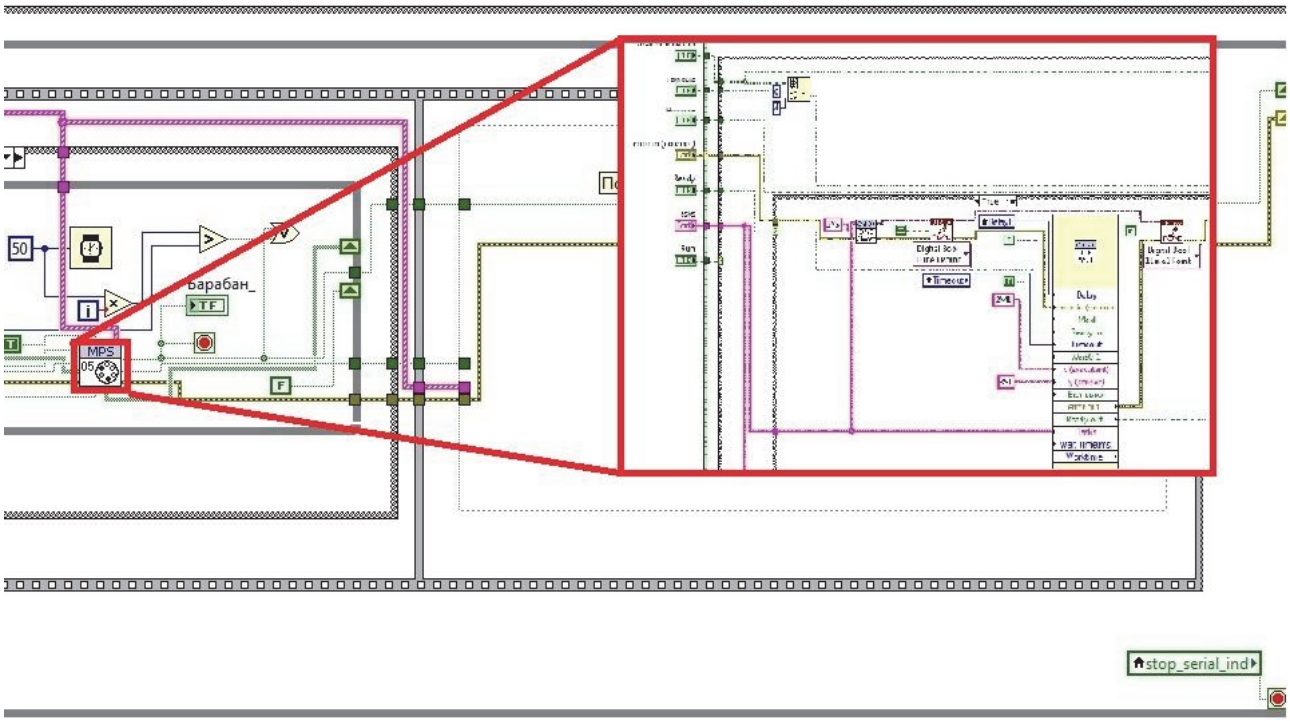


Рис. 3 Программный модуль управления поворотным столом и его место в главной программе

Автоматический последовательный режим заключается в том, что заготовка проходит весь цикл обработки, но следующая заготовка не начнет цикл, пока не закончит текущая. Автоматический параллельный режим подразумевает наличие нескольких заготовок в цикле обработки, что ускорит процесс прохода заготовок по циклу [2]. Ручной режим позволяет активизировать по одному любой из элементов обработки. Каждый режим собран из отдельных программных модулей – модулей управления отдельным элементом обработки или манипулятором, доступных пользователю, с помощью которых система собирается как конструктор (рис. 3).

Модуль принимает на вход сигнал разрешения и на выходе также выдает сигнал разрешения в зависимости от успешности или неуспешности выполнения модуля. Каждый режим начинается с инициализации всех элементов обработки и манипуляторов и приведение их в их исходные состояния.

Библиографический список

1. Трэвис Дж., Кринг Дж LabVIEW для всех. М.: ДМК -Пресс: 2008. 880 с.

2. Загидуллин Р.Ш. LabVIEW в исследованиях и разработках. М.: Горячая линия. Телеком, 2005. 352 с.

УДК 681.527.3:623.438

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НОРМАЛЬНО-ЗАКРЫТОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

© 2012 А.Е. Скворчевский

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

THE TRANSITION PROCESS OF NORMALLY CLOSED ELECTROHYDRAULIC CONVERTER SIMULATION

Skvorchevsky A.E. (National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute"). The aim of this study is to obtain the dynamic characteristics of an normally closed electrohydraulic converter with a design scheme proposed by the author. For this purpose a nonlinear differential equation was created and solved by Runge-Kutta method. The transition process characteristics confirm the possibility of using a normally closed electrohydraulic converter in drive systems.

Создание современных электрогидравлических приводов не возможно без наличия соответствующей элементной базы: пропорциональной гидроаппаратуры, электрогидравлических усилителей, насосов с пропорциональным управлением подачей, мехатронных модулей линейного и вращательного движения. Одним из важнейших компонентов таких систем и агрегатов является электрогидравлический преобразователь – интегрирующее звено между гидроагрегатом и электронной системой управления.

Анализ конструктивных решений таких интегрирующих ступеней показал, что их условно можно разделить на два типа, а именно: ступени на основе элемента сопло-заслонка и ступени на основе золотниковых элементов. Существенным недостатком первых является непроизводительный расход рабочей жидкости через сопло в отсутствии сигнала управления, а вторых – низкие динамические характеристики вследствие необходимости перемещать золотник на значительные расстояния.

Предложено конструктивное решение нормально-закрытого электрогидравлического преобразователя, совмещающего достоинства элемента сопло-заслонка с исключением непроизводительного расхода рабочей жидкости в отсутствии сигнала управления [1]. В основу данного изобретения положено предположение о том, что электроуправляемый обратный клапан, установленный последовательно элементу сопло-заслонка, практически не будет влиять на процесс регулирования. Данное предположение подтверждается как теоретическими, так и экспериментальными исследованиями [2, 3 и др.]. Нерешенной частью проблемы является исследование стабильности давления в рабочих полостях привода при переключении преобразователя [1] из режима запирания полостей в режим регулирования.

Задачей работы является имитационное исследование процесса переключения преобразователя из режима запирания рабочих полостей в режим регулирования давления.

Расчетная схема преобразователя [1] представлена на рис 1. Для решения поставленной задачи предложена система из двух нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{dp}{dt} = \dfrac{4\cdot E}{\pi\cdot d_{пр}^2\cdot H}\cdot(\mu_{др}\cdot\dfrac{\pi\cdot d_{др}^2}{4}\cdot\sqrt{\dfrac{2\cdot|p_{ном}-p|}{\rho}} - \mu_{кл}\cdot 1{,}414\cdot\pi\cdot x\cdot(d_c-x)\cdot\sqrt{\dfrac{2\cdot|p-p_c|}{\rho}}), \\ \dfrac{dp_c}{dt} = \dfrac{4\cdot E}{\pi\cdot(d_c^2-d_m^2)\cdot l_c}\cdot(\mu_{кл}\cdot 1{,}414\cdot\pi\cdot x\cdot(d_c-x)\cdot\sqrt{\dfrac{2\cdot|p-p_c|}{\rho}} - \\ -\mu_c\cdot\dfrac{\pi\cdot d_c^2}{4}\cdot(\delta-x)\cdot\sqrt{\dfrac{2\cdot|p_c-p_{атм}|}{\rho}}). \end{cases}$$

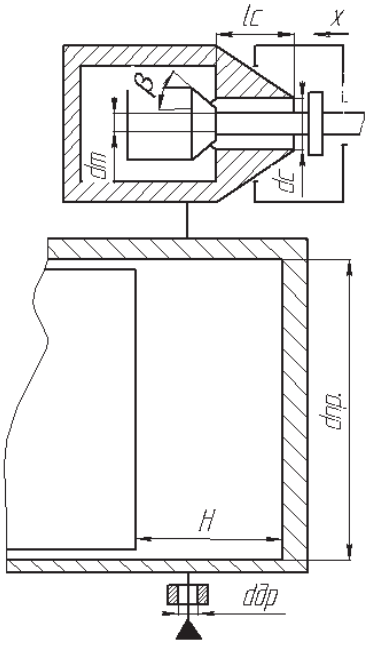


Рис. 1. Расчетная схема электро- гидравлического преобразователя

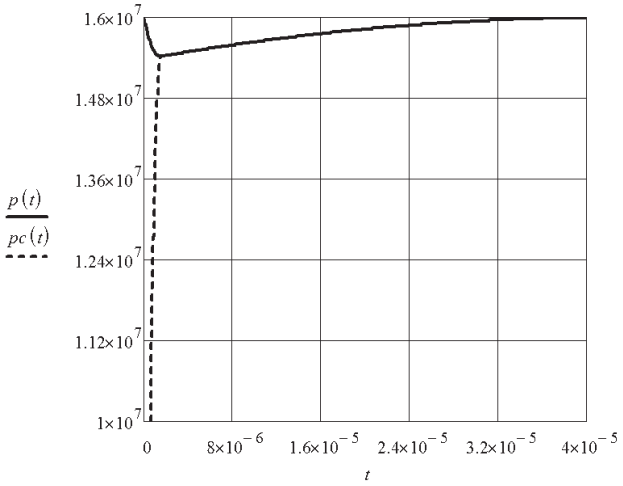


Рис. 2. Динамика рабочего давления p и давления p_C в канале сопла при переключении преобразователя

В качестве переменных были выбраны рабочее давление p и давление в канале сопла p_c. Варьируемыми параметрами являлись диаметр поршня $d_{пр}$, глубина H рабочей полости под поршнем, диаметры входного дросселя $d_{др}$, сопла d_c и толкателя d_m, длина сопла l_c.

При решении системы методом Рунге-Кутты 4-го порядка была получена характеристика переходного процесса переключения преобразователя [1] из режима запирания рабочих полостей в режим регулирования давления (рис. 2).

Характеристика переходного процесса (рис. 2) была построена для следующих значений варьируемых параметров $d_{пр} = 0{,}025м$, $H = 0{,}02м$, $d_{др} = 0{,}003м$, $d_c = 0{,}006\,м$, $l_c = 0{,}02м$, $d_m = 0{,}003м$. Ход, связанных толкателем, заслонки и клапана принимался $\delta = 0{,}5 \cdot d_c$. Были выбраны следующие характеристики рабочей жидкости $\rho = 900кг/м^3$, $E = 1700МПа.$ Коэффициенты расходов равны $\mu_{др} = 0{,}7$, $\mu_{кл} = 0{,}65$, $\mu_c = 0{,}65$.

Переходной процесс (рис. 2) переключения электрогидравлического преобразователя [1] из режима запирания рабочих полостей гидродвигателя в режим регулирования давления занимает около 35 мс. При этом максимальное снижение рабочего давления p не превышает 0,6 МПа. Форма характеристики переходного процесса остается неизменной при изменении значений варьируемых параметров и других числовых характеристик модели. Меняются лишь его числовые характеристики. Результаты имитационного моделирования переходных процессов электрогидравлического преобразователя [1] свидетельствуют о возможности его применения в составе систем приводов. В качестве перспектив дальнейших исследований необходимо отметить, моделирование рабочих процессов преобразователя с учетом работы его электрической части и экспериментальную проверку полученных результатов.

Библиографический список

1. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15B 3/00. Електрогідравлічний підсилювач/ Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.2004 ; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9.

2. Скворчевський О.Є. Математичне моделювання статичних робочих процесів електрогідравлічних перетворювачів нормально-закритого типу // Вісник НТУ «ХПІ»: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ».2011. № 45. С. 48-54.

3. Скворчевський О.Є. Експериментальні дослідження статичних робочих процесів електрогідравлічного перетворювача нормально-закритого типу // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ», 2011. № 2. С. 43-51.

УДК53.08

ПРИБОРНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

© 2012 А.А. Кирпичев[1], А.А. Симчук[1], О.В.Шуков[1], П.М. Царьков[2]

ООО «ГлобалТест»[1], Саров, Нижегородской обл.
ОАО «Транспневматика»[2], Первомайск, Нижегородской обл.

AN INSTRUMENT COMPLEX FOR MEASUREMENT OF PISTON COMPRESSORS PARAMETERS

Kirpichev A.A. [1], Simtchuk A.A. [1], Shukov O.V. [1], Carkov P.M. [2] GlobalTest Ltd., Sarov, N.Novgorod region, [2]Transpnevmatika Pervomaysk, N. Novgorod region). Possibilities of an instrumental complex AP1011 developed by GlobalTest Ltd. for registering indicator diagrams of the reciprocating compressors and for the calculation of the basic technical characteristics are considered in the paper.

Разработанный комплекс АР1011 [1] предназначен для регистрации индикаторных давлений в рабочих полостях поршневых компрессоров, построения и обработки индикаторных диаграмм; оптимизации конструкций компрессоров и режимов их работы.

В состав комплекса входит ноутбук с программным обеспечением, а также:

- три канала измерения давления в полостях всасывания, нагнетания, цилиндре (Р = 0...16 бар);
- три канала измерения температуры в полостях компрессора (-40 …+ 600 °С);
- канал измерения атмосферного давления (675… 788 мм.рт.ст);
- канал измерения влажности окружающего воздуха (0…100%);
- канал измерения температуры окружающего воздуха (-20…+60 °С);
- датчик оборотов коленчатого вала (50…3000 об/мин).

Измерительный комплекс позволяет производить расчет механического КПД, среднего индикаторного давления, среднего давления

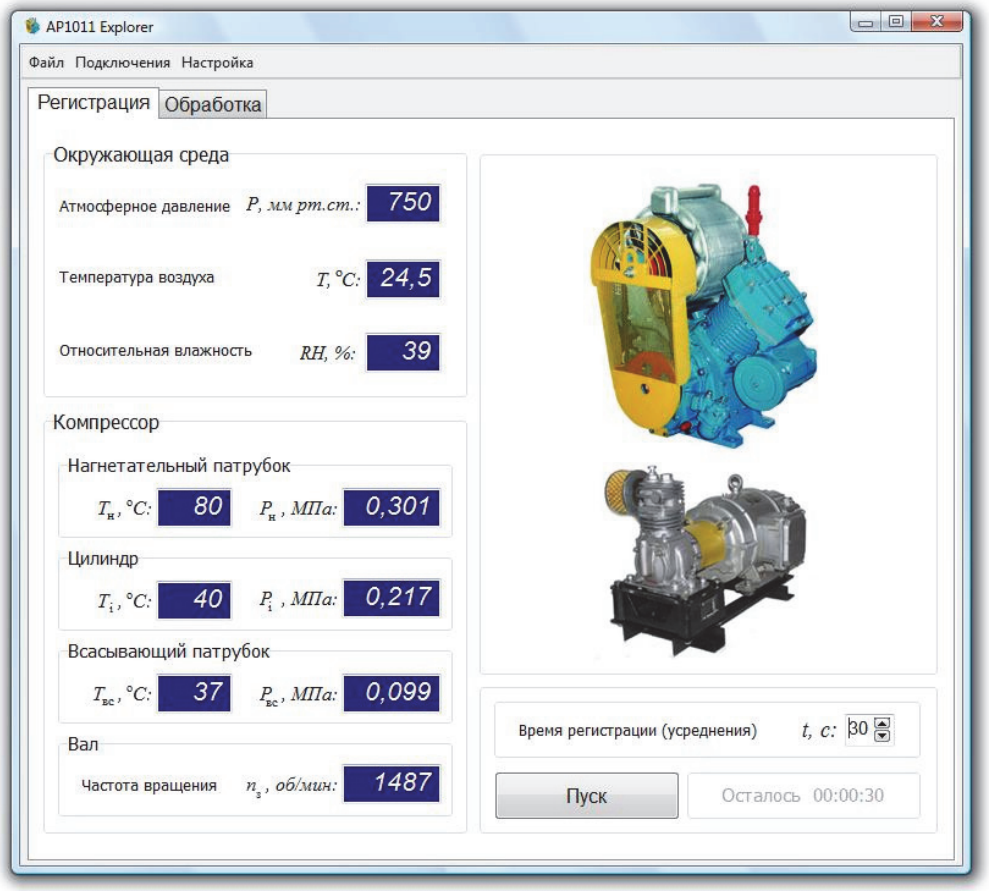


Рис. 1. Окно регистрации результатов измерений

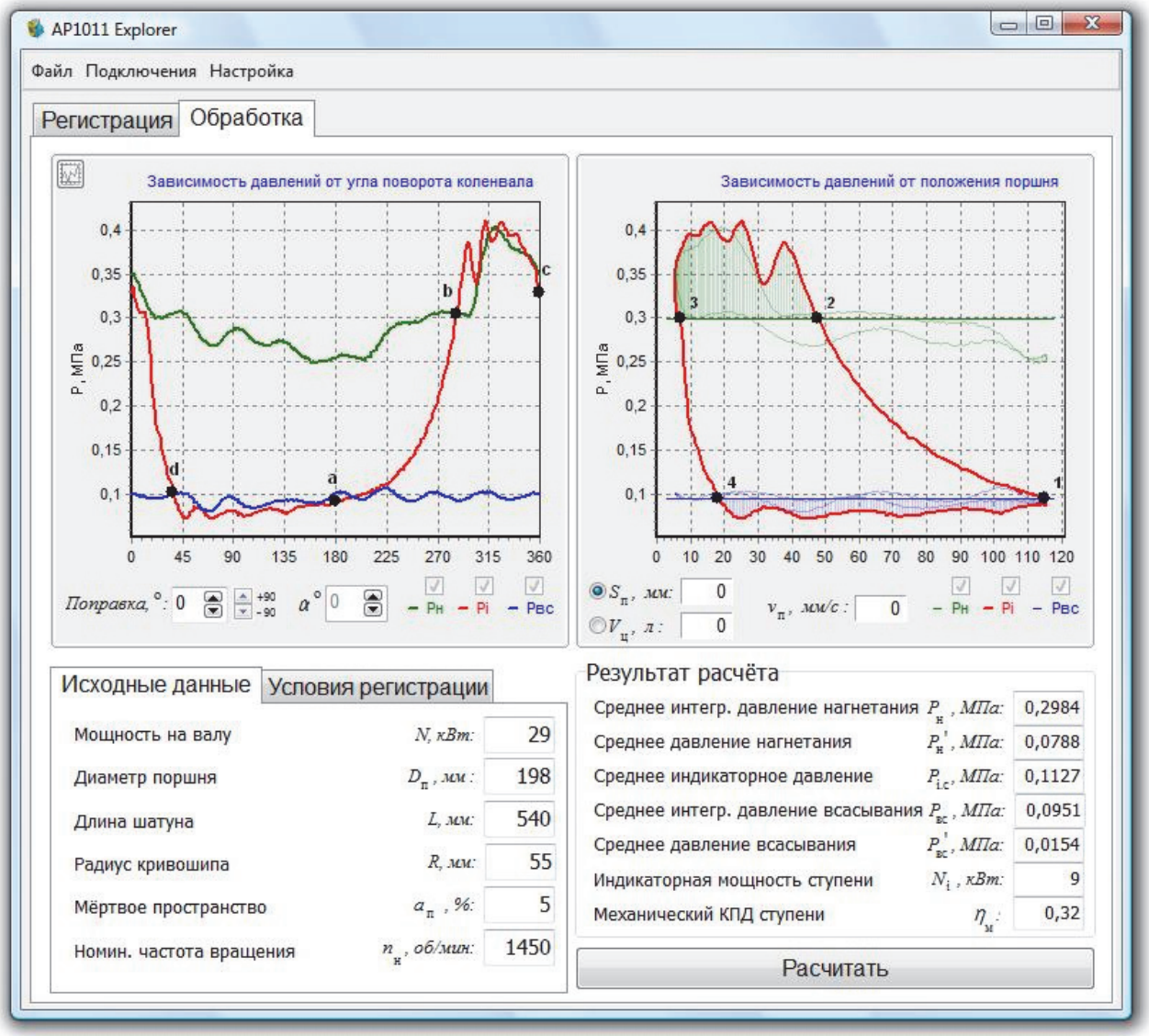


Рис. 2. Окно обработки результатов измерений

нагнетания, среднего давления всасывания, индикаторной мощности. В алгоритм обработки данных положена работа [2]. Простой и наглядный программный интерфейс позволяет пользователю легко строить и обрабатывать графики, протоколировать и архивировать полученные данные.

На рис. 1 представлено окно регистрации результатов измерений.

Окно регистрации содержит область мгновенных значений с датчиков, установленных на компрессор и датчиков окружающей среды, поле ввода времени регистрации (усреднения) и кнопку «Пуск» для начала сбора информации.

На рис. 2 представлено окно обработки результатов измерений.

Окно обработки содержит графики зависимости давлений от угла поворота коленчатого вала и хода поршня, поля ввода исходных данных и результаты расчета. Предусмотрена функция просмотра числовых, фактически замеренных параметров индикаторного давления от угла поворота и положения поршня, масштабирование графиков.

Разработка внедрена в ОАО «Транспневматика» (г. Первомайск), при разработке и производстве поршневых компрессоров типа ВУ3,5/10-1450; ВВ08/8-720; ВВ0,05/7-1000; КП5,4/1 для железнодорожного транспорта.

Библиографический список

1. Каталог «Виброизмерительная аппаратура» ООО «ГлобалТест». Саров, 2010.

2. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. 3-е изд. Л., 1969.

УДК: [681.518.54+620.19]

ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СЕЙСМО-ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ И ТРЕХОСЕВЫЕ АВТОНОМНЫЕ НИЗКОЧАСТОТНЫЕ ДАТЧИКИ МОНИТОРИНГА ВИБРАЦИИ

© 2012 А.А. Кирпичев, А.А. Редюшев

ООО «ГлобалТест», г. Саров Нижегородской обл.

PIEZOELECTRIC SEISMIC TRANSDUCERS AND THREE-AXIS AUTONOMOUS LOW-FREQUENCY SENSORS FOR VIBRATION MONITORING

Kirpichyov A.A., Redyushev A.A. (GlobalTest LLC, Sarov, Nizhny Novgorod Region). The paper presents the piezoelectric seismic transducers and three-axis autonomous low frequency vibration monitoring sensors manufactured by GlobalTest LLC.

Компания ООО «ГлобалТест» готова представить новую продукцию в виде низкочастотных пьезоэлектрических датчиков вибрации: с выходом по напряжению (ICP). Основной особенностью предлагаемой продукции и главным достоинством являются сочетание в датчиках миниатюрных габаритных размеров (35х30 мм) и широкого частотного диапазона от 0.01 до 2000 Гц при высокой осевой чувствительности в 1000 пКл(мВ)\g для АР06 (АР2006). Основные характеристики приведены в табл. 1, внешний вид на рис.1.

Таким образом, данные датчики незаменимы при диагностике мостов и сооружений, мониторинге полов и фундаментов, зданий и объектов различного строительства.

На основе датчиков АР06 пополнилась линейка автономных датчиков мониторинга вибрации АДМВ. Новым продуктом стал датчик АДМВ06, способный автономно измерять и накапливать данные параметров вибрации по трем направлениям в течение длительного промежутка времени (до 2х недель), и непрерывно работать от встроенного источника питания

Таблица 1. Основные характеристики низкочастотных пьезоэлектрических датчиков вибрации

Наименование	**Размерность**	**АР06**	**АР2006**
Осевая чувствительность (± 20 %)	пКл(мВ)/g	1 000	1 000
Относительная поперечная чувствительность	%	< 5	< 5
Амплитудный диапазон	g	± 10	± 5
Максимальный удар (пиковое значение)	g	± 100	± 100
Рабочий диапазон температур	°С	- 80…+ 120	- 40…+ 85
Частотный диапазон (неравномерность ± 1дБ)	Гц	0,01…2 000	0,1…2 000
Собственная частота в закрепленном состоянии	кГц	> 7	> 7
Материал корпуса	-	Нержавеющая сталь	
Масса (без кабеля)	г	165	180



Рис. 1. Внешний вид датчиков АР06 и АР2006



Рис. 2. Внешний вид датчика АДМВ06

Таблица 2. Основные характеристики автономного датчика мониторинга вибрации АДМВ06

Наименование	Размерность	АДМВ06
Одновременное измерение вибрации по осям	-	X, Y, Z
Рабочий диапазон частот	Гц	0,1 – 30 (200)
Диапазон амплитуды измеряемого виброускорения	м/с ^{2}	0,00005-10
Основная относительная погрешность, не более	*дБ*	*0,5*
Встроенный фильтр верхних частот со спадом амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) не менее 40 дБ/декаду и затуханием не более 1 дБ	Гц	0,1
Встроенный фильтр нижних частот со спадом АЧХ не менее 40 дБ/декаду и затуханием не более 1 дБ	Гц	200
Нелинейность АЧХ в полосе частот измерения, не более	дБ	1
Время измерений в частотном диапазоне до 30 Гц (200 Гц)	дней	14 (2)
Объем внутренней памяти	МБайт	512
Время непрерывной работы	мес.	6
Диапазон рабочих температур	^{o} С.	-20 … +60
Влажность окружающего воздуха	%	50 … 100
Габаритные размеры блока	мм	122×120×92,5
Масса, не более	кг	2
Питание: - от 2-х литиевых батарей типа SL-2780/T - внешнее питание через USB	-	 3,6В; 16,5Ач 5В

до шести месяцев. Основные характеристики прибора представлены в табл. 2. внешний вид на рис. 2.

Прибор необходим там, где невозможен постоянный мониторинг с использованием стандартных стационарных и переносных диагностических систем. Это могут быть высотные постройки, труднодоступные объекты, либо фундаменты зданий с неблагоприятной для работы человека и аппаратуры атмосферой.

Библиографический список

1. Каталог «Виброизмерительная аппаратура», ООО «ГлобалТест». Саров, 2012.

УДК 534.1

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЬЕЗОАКТУАТОРОВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ АКТИВНЫХ СИСТЕМ

© 2012 В.Ю. Рыпинский, Т.Б. Миронова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

ACTIVE VIBROACOUSTIC CONTROL SYSTEM BASED ON PIEZO ACTUATORS

Rypinsky V.U., T.B. Mironova (Samara State Aerospace University). Piezo actuators are solid-state devices with unlimited resolution and extremely fast response. Their travel ranges are typically a few hundred microns or less. Piezo actuators represent a good option for the active vibration control methods. Adaptive control algorithms based on piezo actuators have been developed. The digital signal processors Speedy-33 were used to implement the active control system. To control the harmonic signal the filtered-reference LMS algorithm was used.

Пьезоактуаторы широко применяются в интеллектуальных системах компенсации вибраций летательных аппаратов, станков, оборудования и транспортных средств. В компьютерной технике и микроэлектронике для гашения вибрации различных компонентов электронных устройств, (дисков, куллеров, дисководов и т.п.). В точной механике пьезоактуаторы защищают детали от вредных вибраций.

Преимуществами пьезоактуаторов явля-

ются: большая скорость срабатывания (в диапазоне микросекунд), большое разрешение по частоте, возможность задания перемещений в субнанометрическом диапазоне, большие усилия (способны перемещать конструкции 100 т и более на 250-500 мкм), низкое потребление энергии, износостойкость (из-за отсутствия механических подвижных частей), возможность работы в экстремальных условиях (даже при криогенных температурах). Данные качества позволяют пьезоактуаторам хорошо показать себя в задачах активного гашения вибраций.

Разработан алгоритм активного управления виброакустическими характеристиками податливой пластины акустического канала, с использованием пьезоактуатора PL022.30.

Выбор этого типа пьезоактуатора обусловлен малыми размерами и возможностью задания нужного диапазона частот и перемещений. Керамическая оболочка защищает пьезоактуатор от влаги, что позволяет эксплуатировать систему в условиях повышенной влажности.

Алгоритм позволяет генерировать и подавать на пьезоактуатор сигнал, компенсирующий первичный (вибрационный сигнал). В качестве экспериментальной установки был взят акустический канал с четырьмя жёсткими и одной податливой стенками, динамик для создания колебаний, датчик вибрации и пьезоактуатор. Для аппаратной реализации разработанного алгоритма управления использовался цифровой сигнальный процессор speedy-33. Программная реализация разработанного алгоритма была осуществлена с помощью программы LabView. Сигнал с датчика вибрации, установленного на податливой пластине, поступал в процессор, где обрабатывался LMS фильтром и получал смещение по фазе p/2 с помощью блока задержки сигнала. Затем сигнал с заданным коэффициентом усиления подавался на пластину с помощью пьезоактуатора.

Библиографический список

1. Панич А.Е. Пьезокерамические актуаторы: Учебное пособие. Ростов-на-Дону: ЮФУ, 2008. 153 с.

2. Документация на пьезоактуаторы PI URL: www.physikinstrumente.com (дата обращения 15.06.2012).

УДК 621.856.8

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ГИБРИДНЫХ ПРИВОДОВ МОБИЛЬНЫХ РОБОТОВ

© 2012 Ю.В. Илюхин, А.В. Татаринцева

Московский Государственный Технологический Университет «Станкин»

MATHEMATICAL MODELS OF HYBRID DRIVERS FOR MOBILE ROBOTS

Ilyukhin U.V., Tatarintseva A.V. (Federal State-Funded Educational Institution of Higher Vocational Education Moscow State Technological University "Stankin", Moscow). The improvement of the dynamic properties of mobile robots in the time of heavy traffic and obstacle crossing as well as energy saving requirements under various operating conditions, presents a challenging task. The paper presents a developed mathematical model of a mobile robot hybrid drive based on the model of internal combustion engine and that of the electric torque driver. A new procedure for the mobile robot control has been developed.

Актуальными задачами, стоящими перед современной мобильной робототехникой, являются задачи улучшения динамических свойств роботов при интенсивных движениях и преодолении препятствий, экономии энергоресурсов и достижения на этой основе большей дальности хода, гибкого управления процессами функционирования приводами роботов в различных условиях работы. Этим требованиям удовлетворяют мобильные роботы с мехатронными гибридными приводами, сочетающими в себе преимущества двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и моментного электропривода (МЭП). Мехатронный гибридный привод представляет собой сложную динамическую систему, которая является управляемым источником момента сил для движения мобильного робота и должна обладать достаточной гибкостью в выборе и реализации различных режимов работы робота.

Математические модели гибридных приводов образуются в результате объединения моделей ДВС, МЭП и устройства компьютерного управления с учётом взаимодействия этих компонентов. МЭП формируется на базе трёхфазных или двухфазных электрических синхронных двигателей с векторным управлением, оснащённых датчиком положения ротора.

В частности, момент двухфазного двигателя определяется уравнением

$$M_{МЭП} = -k_m I_1 \sin\vartheta + k_m I_2 \cos\vartheta,$$

где I_1 и I_2 – токи в фазных обмотках; k_m – коэффициент момента электродвигателя; ϑ – угол поворота ротора.

Математическая модель ДВС формируется на основании аналитической зависимости среднего за один оборот коленчатого вала значения момента $M_{ДВС}$ от управляющего воздействия h и угловой скорости вращения коленчатого вала $\Omega_{ДВС}$. В результате анализа экспериментальных данных и применения метода наименьших квадратов получена функция

$$M_{ДВС} = a(\Omega_{ДВС})[1 - Fe^{-hb(\Omega_{ДВС})}],$$

где $a(\Omega_{ДВС})$ и $b(\Omega_{ДВС})$ – функции угловой скорости. Анализ показал, что эта зависимость может быть использована для описания различных типов ДВС. В результате сравнения данных, получаемых с помощью приведённой формулы, с экспериментальными данными установлено, что относительная погрешность вычислений момента ДВС лежит в диапазоне от 5…20 % для различных типов двигателей. Это свидетельствует о пригодности полученной зависимости для выполнения анализа свойств мехатронных гибридных приводов.

В модели компьютерного устройства управления отражены процессы формирования управляющих воздействий, подаваемых на регулирующее устройство ДВС и силовой преобразователь МЭП, на основании требуемого суммарного момента M_{Σ} гибридного привода. Особенность алгоритма управления гибридным приводом, отражённая в модели его устройства управления, состоит в рациональном использовании имеющихся ресурсов для реализации требуемого режима работы гибридного привода и выражается в определении желаемых значений моментов $M_{ДВС.Ж}$ и $M_{МЭП.Ж}$ ДВС и МЭП с учётом их динамически меняющихся возможностей, зависящих от скоростей $\Omega_{ДВС}$ и $\Omega_{МЭП}$.

Предлагаемые математические модели гибридных приводов являются основой для подробного анализа энергетических характеристик и динамических свойств мобильных роботов с гибридными приводами, а также могут использоваться для синтеза алгоритмов управления такими роботами в различных режимах их работы. Результаты компьютерного моделирования мехатронных гибридных приводов, выполненные с помощью разработанного программного обеспечения, подтвердили возможность эффективного решения задач повышения динамических свойств и экономии энергоресурсов мобильных роботов, оснащённых гибридными приводами.

Библиографический список

1. Илюхин Ю.В., Яновская А.В. Компьютерное моделирование движений мобильного робота с гибридными приводами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. Специальный выпуск «Специальная робототехника и мехатроника» (издание МГТУ им. Баумана). 2011. С. 54 - 61.

УДК 681.51.012: 531.5

ТЕОРЕТИКО-МНОЖЕСТВЕННЫЙ ПОДХОД К ВЕРИФИКАЦИИ МОДЕЛЕЙ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ «ЧЕЛОВЕК – КОРОТКОРАДИУСНЫЕ ЦЕНТРИФУГИ НАЗЕМНОГО И КОСМИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ»

© 2012 В.Л. Балакин, В.А. Акулов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE SET-THEORETIC APPROACH TO VERIFY MODELS OF ECHATRONIC SYSTEMs: “MAN – SHORT-ARM CENTRIFUGES OF GROUND AND SPACE APPLICATIONS”

Balakin V.L., Akulov V.A. (Samara State Aerospace University). The paper presents the experience of theoretical studies carried out by the authors for the purposes of manned space flights and regenerative medicine, into modeling the gravity of planets (Earth, Moon, Mars) with the help of artificial gravity created by a short-arm centrifuge. The study has developed a new approach and a criterion for the adequacy of artificial and Earth gravity, which is based on the analysis of pressure distributions in the peripheral blood vessels of man. Successful verification of the criterion based on the set-theoretic approach has been developed.

Доклад посвящён обобщению опыта теоретических исследований авторов в интересах пилотируемой космонавтики и восстановительной медицины по моделированию гра-

витации планет (Земля, Луна, Марс) с помощью искусственной силы тяжести (ИСТ), создаваемой короткорадиусными центрифугами (ЦКР), выполненными в мехатронном исполнении (оснащены информационно-измерительной и управляющей системами). Проблема состоит в восстановлении параметров системы периферического кровообращения человека (СПК), существенно отклонившихся от нормы под воздействием невесомости или длительного пребывания в состоянии гиподинамии и гипокинезии вследствие заболеваний. Решение проблемы заключается в выработке управляющей информации для назначения режимов вращения ротора ЦКР, обеспечивающих достижение указанной цели с учётом индивидуальных данных пациентов, в числе которых могут быть испытатели, космонавты, больные с различными формами ишемий нижних конечностей.

Существующие подходы к решению задачи недостаточны. Во-первых, режимы назначаются без учёта параметров СПК на основе известной зависимости перегрузки (+Gz) от угловой скорости (ω) и радиуса (r) вида: $+Gz = \omega^2 r / g$, где g – ускорение свободного падения. Во-вторых, как следствие неоднородности поля ИСТ, возникают неопределённости в части величины и места приложения перегрузки [1]. Создаётся весьма специфическая ситуация двухуровневого моделирования. Система «человек – поверхность Земли» является объектом физического моделирования с помощью системы «человек – ЦКР». Причём в первом случае на человека действует однородное по напряжённости гравитационное поле (g = Const), а во втором – существенно неоднородное ИСТ. Однако, несмотря на это противоречие необходимо обеспечить минимум отличий из числа возможных, а также заданные рассогласования, т. е. пониженную или повышенную нагрузку за счёт управления (уровень 1).

Второй уровень моделирования заключается в построении математической модели системы «человек – ЦКР», учитывающей как свойства ЦКР, так и СПК и способной определять требуемые режимы вращения для управления физической моделью. В монографии [2] задача второго уровня решена путём построения энергетического критерия адекватности. Он основан на сопоставительном анализе распределений давления крови в СПК по продольной координате (Z), обусловленного гравитацией Земли (эталон) и семейства распределений инерционного давления по радиусу ЦКР (Z), обусловленных управляемой ИСТ. Геометрически задача состоит в нахождении модельной кривой, наименее отличающейся от эталонной прямой (рис. 1). Как показано в [2], физический смысл площадей фигур, образованных линиями распределений, заключается в приращении потенциальной энергии крови за счёт ИСТ и ЕСТ, отнесённом к площади сечения сосуда. Это свойство площадей принято за метрику, а критерий записан в виде:

$$\delta = (S_{2,i} - S_1) / S_1 \cdot 100\%,$$

где $S_1, S_{2,i}$ – площадь под эталонным или i –м модельным распределением, соответственно.

Критерий позволяет выявить три режима, отличающиеся интенсивностью воздействия, что важно в медицинских приложениях. При $\delta = 0$ обеспечивается адекватность ИСТ и ЕСТ с позиций СПК. При $\delta > 0$ – реализуется режим умеренной гипергравитации, а при $\delta < 0$ – гипогравитации соответствующей интенсивности. Следует отметить, что от достоверности критерия зависит достоверность решения ряда важных задач космической и восстановительной медицины. В их числе определение режимов моделирования земной гравитации в условиях космического полёта, назначение процедур в восстановительной медицине, расширение области применения ИСТ и т. п. Важной задачей является определение режимов моделирования гравитации Марса и Луны в условиях Земли, а, главное, в условиях космического полёта. Об этом свидетельствуют результаты международного эксперимента «Марс-500». Таким образом, верификация δ-критерия приобретает особую значимость. Для её осуществления применён теоретико-множественный подход, который включает в себя непараметрический анализ распределений давления (критерий χ^2, критерий знаков) и регрессионный анализ. В целях сокращения изложения ограничимся одной иллюстрацией процедуры верификации δ – критерия. На рис. 2 показана зависимость χ^2 от величины д для девяти пар распределений, расположенных в диапазоне $\delta = \pm 25$ %, т. е. от гипогравитации до умеренной гипергравитации. Как видно, результаты согласуются: min $\{\chi^2\}$ совпадает с режимом минимума отличий

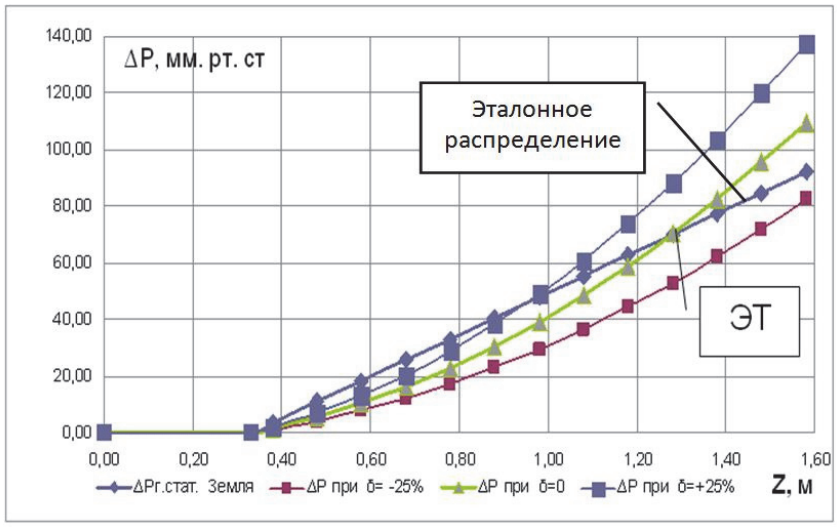


Рис. 1. Геометрический смысл задачи нахождения наилучшего приближения ИСТ (ЦКР) и ЕСТ (Земля)

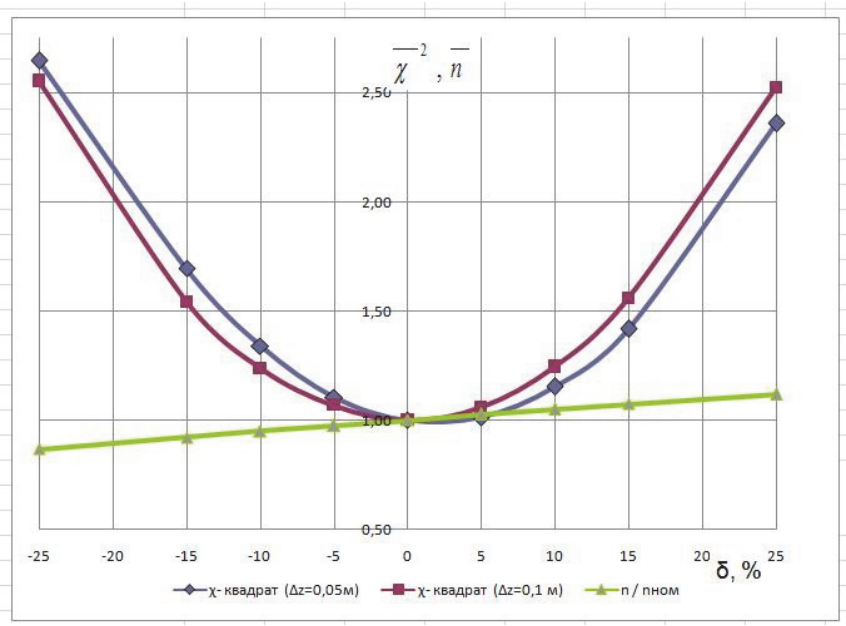


Рис. 2. Зависимость безразмерных величин $\overline{\chi}^2$ и $\overline{n}$ от δ

($\delta = 0$). Указанная закономерность сохраняется при вариации шага дискретизации (Δz) в широких пределах и при моделировании гравитации Марса, напряжённость которой существенно (в 2,5 раза) меньше земной.

Отметим, что общие результаты верификации δ-критерия положительные. Во-первых, получены достаточно убедительные доказательства его достоверности методами оценки сходства / различия точечных множеств, построенных на иных, формальных принципах. Во-вторых, доказано, что в силу физических основ критерия, он обладает рядом преимуществ по сравнению с другими подходами. Основные из них: отмеченное выше разделение режимов воздействия на три группы в зависимости от величины δ; независимость результатов от шага дискретизации (Δz); возможность моделирования гравитации Марса и Луны при минимальных доработках критерия, которые выполнены и успешно апробированы.

Библиографический список

1. Котовская А.Р., Шипов А.А., Вильямс И.Ф. Медико-биологические проблемы создания искусственной силы тяжести. М.: Слово. 1996. 204 с.

2. Акулов В.А. Мехатронные системы генерации искусственной силы тяжести наземного и космического применения [под ред. Г.П. Аншакова]. М. Машиностроение. 2011. 161 с.

УДК 62-551.3

АНАЛИЗ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ГИБРИДНЫХ ПРИВОДОВ АВТОТРАНСПОРТА

©2012 А.Ф. Синяков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

AN ANALYSIS TRENDS OF HYBRID DRIVES OF VEHICLES

Sinyakov A.F. (*Samara State Aerospace University). The paper presents analysis trends of hybrid drives of vehicles.*

В работе изложен материал, который был получен в результате проведения аналитического обзора научно-технической литературы и материалов из открытых источников, позволяющий выявить и проанализировать основные направления развития гибридных приводов автотранспорта. Основное внимание уделено вопросам исследования и разработки гидравлических гибридных приводов за рубежом и в России.

Обзор показал, что информации, касающейся исследований, разработок и производства гидравлических гибридов много, но она представлена отдельными статьями. В работе объединена и систематизированна информации по гибридным приводам автотранспорта.

Часть работы посвящена оценки актуальности использования гибридных приводов. Приводится классификация транспортных средств с гибридной силовой установкой. Подробно рассмотрены типовые конструктивные схемы, принципы их работы и характеристики. Представлены основные разработки гидравлических гибридных приводов ведущих научно-исследовательских центров, фирм-производителей гидравлической аппаратуры и автомобильных компаний. Особое внимание уделено вопросам энергетической эффективности, энергосбережения гидравлических гибридов в сравнении с электрическими гибридами.

В последнее время возросло число публикаций о гибридном транспорте. Гибридный автомобиль – это транспортное средство, которое использует для привода ведущих колёс источники энергии различного типа (гидравлическую и электрическую), составляющие гибридную силовую установку. Тенденция к развитию этой технологии и увеличению производства гибридов обусловлена повышением требований международных стандартов к экологической безопасности и экономичности транспортных средств, а также ростом цен на топливо из углеводородов. Возможная перспективность использования данной технологии заключается в значительном снижении расхода топлива транспортного средства, а также количества вредных выбросов в окружающую среду, что очень актуально для городского транспорта.

Гибридный автомобиль должен обладать следующими функциями:

- система start/stop позволяющая отключать двигатель во время остановок;
- система рекуперативного торможения;
- использовать, как вспомогательный двигатель, гидромоторы/электромоторы.

Основные требования, предъявляемые к гибридным системам [1]:

- эффективное использование первичного источника энергии;
- эффективное преобразование энергии для движения;
- эффективное восстановление и повторное использование энергии.

Помимо энергоэффективности, другими важными требованиями являются экологичность, управляемость автомобиля, устойчивость, надежность, долговечность и стоимость.

В основном, в автомобилях с таким названием в качестве первичного источника энергии используется двигатель внутреннего сгорания (ДВС), а вторичным чаще всего является электрический накопитель энергии (аккумулятор или конденсатор), связанный с электродвигателем-генератором. Поэтому, когда речь идёт о гибридном транспорте, то в первую очередь могут возникнуть ассоциации связанные именно с электрогибридами. Такое явление можно объяснить тем, что за последние два десятилетия широкое распространение, как за рубежом, так и в нашей стране, получили именно такие реализации гибридов. В про-

мышленном масштабе налажено серийное производство легковых автомобилей, фургонов, автобусов и грузовиков, в которых используется комбинация ДВС и электродвигателя.

Ещё одна технология гибридизации – это гидравлические гибриды. Гидравлический гибридный привод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение различных машин по средствам ДВС (бензинового или дизельного) и гидравлического привода (гидронасосов-моторов, гидроаккумуляторов). Понятия «гибридная силовая установка» и «гибридный привод» будем считать синонимами. Различные зарубежные университеты, научно-исследовательские центры совместно с ведущими автопроизводителями мира решают задачи связанные с разработкой различных конструкций гидравлических гибридных приводов для автомобилей различного класса. Эффективность использования энергии, экономичность и эксплуатационные характеристики гидравлических гибридов нисколько не уступают электрогибридам, а по некоторым основным параметрам даже превосходят их. Сравнение этих двух технологий позволит выявить их индивидуальные возможности.

Мероприятия, позволяющие снизить эксплуатационный расход топлива при применении гибридных силовых установок на автомобильном транспорте, включают [2]:

- использование ДВС только на режимах соответствующих высокому коэффициенту полезного действия;

- использование технологии start/stop, при которой ДВС останавливается при прекращении движения транспортного средства и запускается при достижении с определенной скоростью на дополнительном приводе;

- рекуперация энергии торможения автомобиля;

- использование гидравлической или электрической энергии для силового привода автомобиля;

- оптимальная стратегия управления потоками энергии в гибридной силовой установке;

- применение автоматической плавно регулируемой переменной трансмиссии;

- уменьшение рабочего объема двигателя, применение прогрессивных рабочих процессов ДВС;

- выбор оптимального соотношения мощностей ДВС и аккумулятора (гидравлического или электрического);

- возможность подзарядки аккумулятора;

Больший эффект от гибридных автомобилей наблюдается при движении в городском цикле, который характеризуется частыми остановками, работой в режиме холостого хода. При движении с постоянной высокой скоростью (загородный цикл) гибриды не столь эффективны.

Общие недостатки, присущие гибридам, это больший вес, сложность конструкции и дороговизна в сравнении с традиционными автомобилями с ДВС. Обслуживание таких автомобилей также, сложнее и дороже.

Несмотря на указанные недостатки гибридные привода автотранспорта, особенно городского, являются перспективными и достойными теоретических и экспериментальных исследований.

Благодарность: Работа выполнена при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг., в рамках реализации мероприятия № 1.3.2 «Проведение научных исследований целевыми аспирантами».

Библиографический список

1. Karl-Erik Rydberg. Energy Efficient Hydraulic Hybrid Drives. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP’09, June 2-4, 2009, Linkцping, Sweden, p. 899-905.

2. С.В. Гусаков Гибридные силовые установки на основе ДВС: Учебное пособие. М.: РУДН, 2008. 181 с.

УДК 531.527

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СЕПАРАЦИИ В ДИНАМИЧЕСКОМ ГАЗОПРОМЫВАТЕЛЕ

© 2012 Р.Р. Усманова, В.С. Жернаков, А.К. Панов

Уфимский государственный авиационный технический университет

THE HYDRODYNAMIC MODEL OF THE SEPARATION PROCESS IN THE DYNAMIC SPRAY SCRUBBER

Usmanova R.R., Zhernakov V.S., Panov A.K. (Ufa State Aviation Technical University). The paper examines the biphasic medium flow (gas and solid particles) in the mesh vortex cleaner. It presents the results of the particle motion computation by means of the Eulerian model.

Применение вычислительных технологий позволяет рассчитывать гидродинамические характеристики вихревых течений на стадии разработки и проектирования промышленных устройств, позволяя избежать необходимости дорогостоящих испытаний.

Гидродинамический расчет позволяет определить сопротивление аппарата и предсказать траектории движения очень мелких частиц. Расчетная сетка была построена в сеточном генераторе ANSYS ICEM CFD. Сетка содержит 1284756 гексаэдрических элементов. Общий вид расчетной области показан на рис. 1.

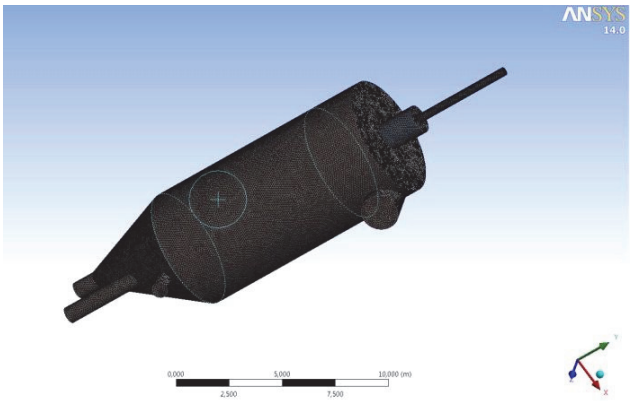


Рис. 1. Сеточная модель

Для описания движения частиц дисперсной фазы была выбрана Эйлерова модель. Турбулентность считается общей для двух фаз и описывается k-e моделью, встроенной в ANSYS/CFX. В расчете учитывается, что дисперсные частицы способствуют дополнительной генерации турбулентности. По линиям тока на рис. 2 видно, что присутствие частиц твердой фазы упорядочивает течение в аппарате, делая его регулярным. В случае крупных частиц реализуется более регулярный вихревой столб между лопаточным завихрителем и нижним выхлопным патрубком (рис. 2).

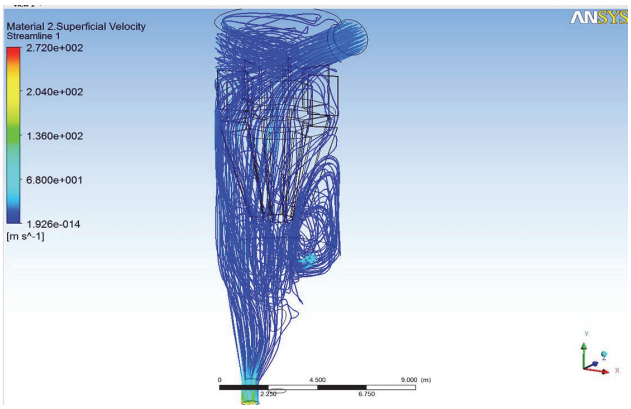


Рис. 2. Линии тока дисперсной среды в осевом сечении аппарата

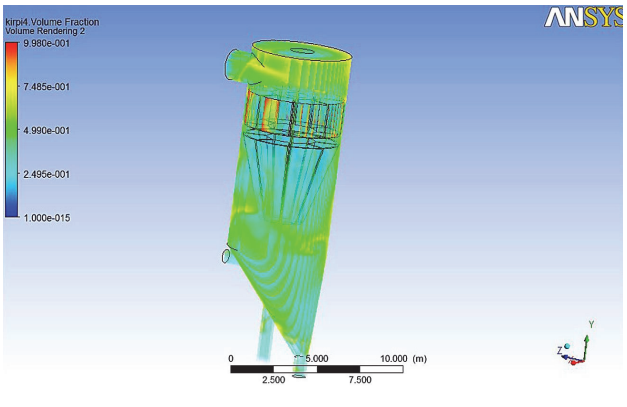


Рис. 3. Распределение твердой фазы в сечении аппарата

Дисперсная фаза, как видно из рисунка 3, распределяется в объеме аппарата неравномерно. Максимум концентрации частиц в аппарате достигается на стенках улиточного ввода газа и на внутренней поверхности цилиндрической стенки (рис. 3).

Расчетное распределение объемной концентрации частиц позволяет судить об эффек-

тивности аппарата. Следует отметить, что высокая концентрация частиц достигается вблизи сепарационной зоны. В непосредственной близости от выхлопного патрубка концентрация становится низкой. Гидродинамический режим работы динамического газопромывателя [1] для частиц с диаметром 20 мкм и объемной концентрации 2,7.0е-1 может считаться оптимальным.

Библиографический список

1. Патент №2339435 РФ, МКИ В01 Д47/06 Динамический газопромыватель / Р.Р. Усманова .2008. Бюл. №33.

УДК 629. 78. 064

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРАЦИОННЫХ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ ПОТОКОВ

© 2012 Ю. С. Левкин

Тольяттинский государственный университет

HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF VIBRATING GAS-LIQUID MIXTURES

Levkin Y. S.(Togliatti State University). The aim of the experimental work is to determine the change range of Reynolds numbers for two-phase flow of the liquid phase under the influence of vibration load. The paper also defines the physical characteristics of gas-phase flow under consideration. Due to the dependence of the change of Reynolds numbers upon the vibration parameters, the crest and troughs of the liquid phase of pseudo-laminar flow seem to be obvious.

Задачей данной работы являетяется определение влияния вибрационных параметров на числа Рейнольдса, во впадине и гребне волны, т. е. диапазон колебаний минимальных и максимальных чисел Рейнольдса псевдо-ламинарного потока. Его отличие от хорошо известной из общей гидравлики ламинарной структуры, заключаются в том, что струйки первой, подчиняясь гармоническим колебаниям, и движутся параллельно друг друга с разными скоростями и корректируются импульсным вибрационным давлением, которое и формирует скорости эпюр жидкостного потока. Жидкая фаза (ЖФ) двухфазного потока (ДП) структурирует поперечные вибрационные гармонические колебания. Распределение давления в струях ЖФ показывают траектории светлых частиц (рис.1) [1], их скорости зависят от места нахождения в ЖФ.

Энергетический уровень можно представить, в виде струи которую можно сравнить с “тестом” зажатым между ладонями (т.е. смежными струями), движущимся в одном направлении, но с разными скоростями, а светлую частицу заменить шариком, движение которого повторит эллипсовидную траекторию светлой частицы. Разности скоростей струй не позволяют светлой частицы покинуть свою струю. Траектории светлых частиц сплюснуты и короче у нижней стенки трубы, где выше давление и ниже скорость струи. В верхних струях ЖФ траектории светлых частиц более округлы и вытянуты.

Исследования стратифицированного газожидкостного потока в поле поперечной вибрации показали, что единственная вибрационная структура, не утратившая неразрывность струй ЖФ, это структура псевдо-ламинарного потока. Переменная скорость ЖФ этой структуры является основным параметром при оп-

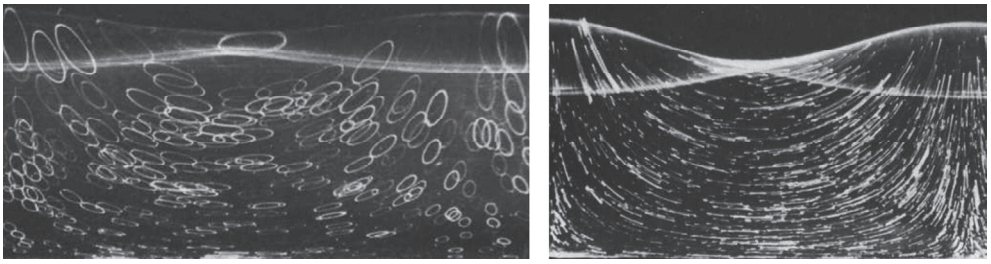


Рис. 1. Траектории светлых частиц

ределении числа Рейнольдса. Поперечная вибрация определяет закономерность гармонических колебаний ЖФ. За среднюю скорость, рассматриваемой структуры, можно принять скорость раздельного течения ЖФ без вибрации. Гребень и впадина волны будут характеризовать локальные изменения скорости ЖФ, но они не влияют на скорость и расход ЖФ неразрывного потока. Точность в определении структур от вибрационных воздействий вынуждает в некоторых гидравлических расчётах учитывать эти изменения.

На базе таблиц и формул (1) и (2) построим пространственную модель рис 2.

Горизонтальные отражения волн являются продуктом вибрационного импульса и имеют, как правило, внутрифазное происхождение, которое имеют общую вибрационную природу с поперечной вибрацией. Находясь в замкнутом пространстве трубы, газожидкостная смесь характерно реагирует на вибрационные импульсы отражённых и поперечных волн. Так при отражении максимальное давление энергетических уровней будет сосредоточено во впадине волны у нижней стенки трубы. Это и создаёт широкое разнообразие местных скоростей в струях ЖФ. Максимальные давления от импульса поперечной вибрации в псевдо-ламинарной структуре приходится на нижнюю стенку трубы, подошвы гребня.

Минимальные и максимальные значения чисел Рейнольдса, получим от вибрационных воздействий в сечениях гребня и впадины неразрывной волны ЖФ псевдо-ламинарного ДП потока:

$$\mathrm{Re}_{Г} = \frac{h_г V_{ср}}{\nu} = \frac{\frac{S_г}{b} V_{ср}}{\nu}$$

$$\mathrm{Re}_{В} = \frac{h_в V_{ср}}{\nu} = \frac{\frac{S_в}{b} V_{ср}}{\nu}$$

$$h_г = \frac{S_г}{b}, h_в = \frac{S_в}{b}_в,$$

где $Re_г$ и $Re_в$ – число Рейнольдса сечения гребня и впадины волны; $h_г$ и $h_в$ –высота гребня и впадины волны (см); b – ширина канала трубы (см); $V_{ср}$ – средняя скорость жидкой фазы без вибрации (см/с); ν – кинематическая вязкость (см^2/с).

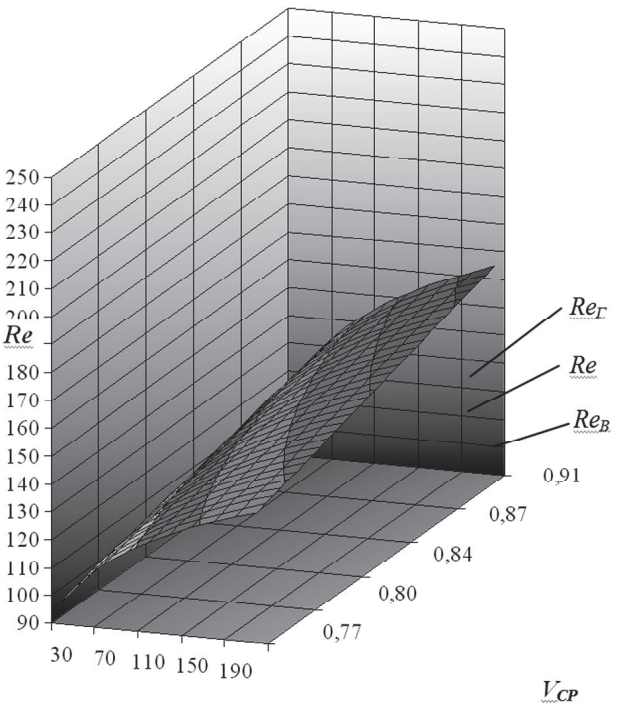


Рис. 2. Влияние вибрационных параметров на числа Рейнольдса псевдо-ламинарной структуры двухфазного потока при определении экстремальных значений гребня и впадины волны жидкой фазы

Таким образом:

1. Уменьшение чисел Рейнольдса обратно пропорционально увеличению частоты вибрации в зоне гребня вибрационной волны ЖФ.

2. Увеличение чисел Рейнольдса прямо пропорционально увеличению частоты вибрации в зоне впадины вибрационной волны ЖФ.

3. Уменьшение скорости ЖФ псевдо- ламинарной структуры прямо пропорционально числу Рейнольдса.

$Re_Г = (372V_{CP} - 0{,}14) f^{-0{,}113}$ – Формула по определению числа Рейнольдса гребня волны.

$Re_В = (75V_{CP} - 1{,}9) f^{0{,}17}$ – Формула по определению числа Рейнольдса впадины волны.

$Re = 193V_{CP} - 0{,}99$ – Формула по определению числа Рейнольдса раздельного течения.

Библиографический список

1. Ван-Дайк М. Альбом «Течений жидкости и газа». М.: «Мир», 1986. С. 112-113.

УДК 629.78.064

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСХОДНО-ПЕРЕПАДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА

© 2012 М.С. Полешкин, В.С. Сидоренко.

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону

A MEASURING COMPLEX FOR EXPLORING THE CONSUMPTION AND DROP CHARACTERISTICS OF THE POSITIONAL HYDRAULIC DRIVE CONTROL DEVICES

Poleshkin M.S., Sidorenko V.S. (Don State Technical University, Rostov-on-Don). The paper describes an experimental measuring complex designed to define the static and dynamic characteristics of spool-type control devices.

Расчет и проектирование управляющих дросселирующих устройств, связан с особенностью их статических, динамических и эксплуатационных характеристик, а так же с возможными изменениями физических параметров системы, конфигурации и настройки их исполнительных элементов.

Исполнительным элементом таких устройств, является золотниковая пара, однако исследование гидравлических характеристик осложнено рядом нестабильных параметров: вязкость рабочей жидкости, влияние гидродинамических сил и т.д.

Поэтому гидравлические характеристики таких устройств определяются в ходе экспериментальных исследований, методом проливочных испытаний.

Особенность разработанного измерительного комплекса является возможность снятия как статических, так и динамических расходно-перепадных характеристик золотниковых управляющих устройств.

Для контроля вышеназванных параметров, используется специальный измерительный комплекс (рис.1), включающий в себя:

- Гидродинамический расходомер (ГДР) оригинальной конструкции – измеряет объемный расход в момент срабатывания (открытия-закрытия) клапана $Q_{ГУК}$;
- Оригинальное устройство слежения и ограничения перемещения запорно-регулирующего элемента клапана с датчиком малых линейных перемещений (ДП2) – измерение $x_з$;
- Оснастка, для измерения температур (термосопротивления) в области до (ДТ1) и после (ДТ2) области дросселирования ($ДТ_{ГУК}$) с измерителем-регулятором ОВЕН ТРМ210 и программным пакетом MasterScada ver.3.4 – для контроля параметров рабочей жидкости;
- Плата ЦАП-АЦП L-CARD E20-10 подключенная к ПК с программным пакетом для обработки данных PowerGraph ver.3.3.
- Датчики для контроля избыточного давления: $P_у$ – управления (ДД1), $P_н$ – нагнетания

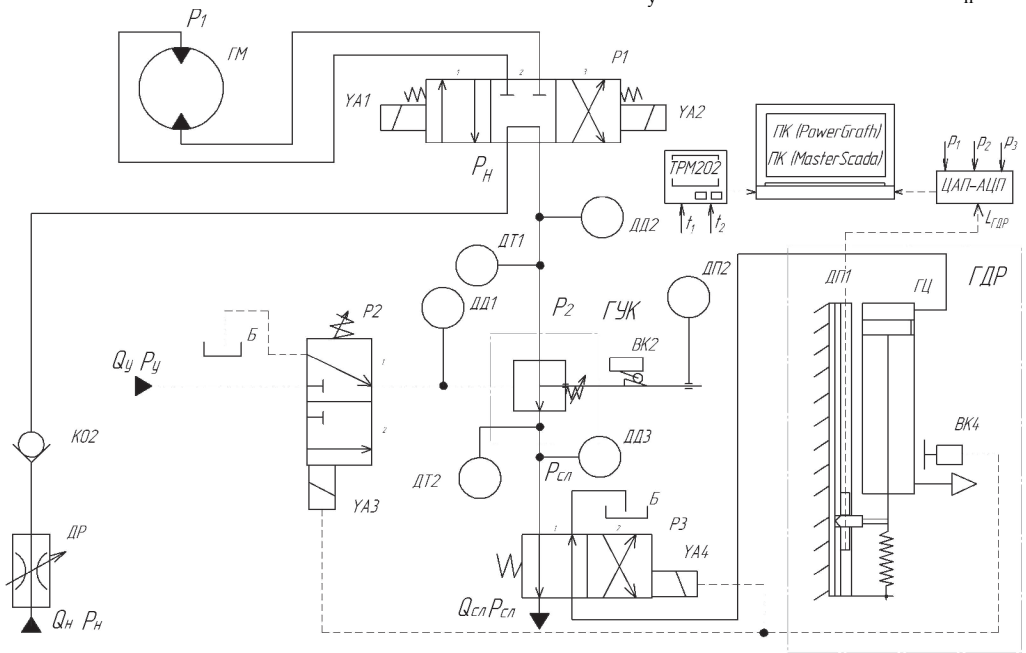


Рис.1. Принципиальная схема измерительного комплекса

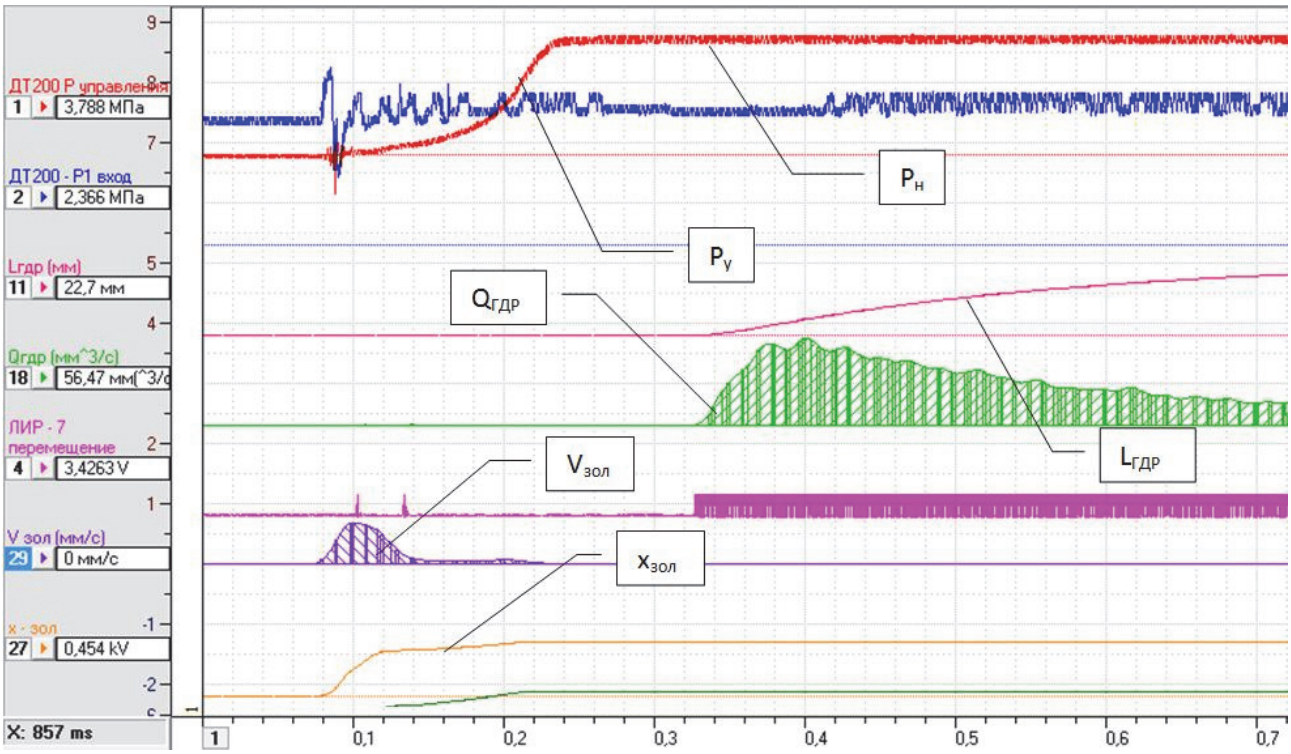


Рис. 2. Результаты экспериментальных исследований

($Д_2$) и P_2 – слива ($Д_3$).

Для идентификации рабочих процессов, использовался метод осцилографирования. Результаты для открытия клапана ПГ54-12 ($P_н$=2,5МПа, $P_у$=4МПа, x=3,2мм, без работы ГМ) приведены на рис. 2.

Анализ результатов исследований позволил аппроксимировать полученные закономерности: $p_у$=f(Q), Q=f(x), μ=f(x) и ξ=f(x); установив связь между выходными параметрами нестационарного потока жидкости в проточной части гидроуправляемого клапана, что позволило уточнить его математическое описание.

УДК 62-1/-9

К ВОПРОСУ ИСПЫТАНИЙ ПУЛЬТОВЫХ ПРИБОРОВ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

© 2012 Н.В. Волкова[1], В.И. Голованов[1], В.В. Сухов[2]

[1] ФГУП ГНЦ «ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова», С.-Петербург
[2] ОАО «Концерн «Моринформсистема-Агат», Москва

ON TESTING PANEL CONTROLLERS FOR MECHANICAL EFFECTS

*Volkova N.V.[1], Golovanov V.I.[1], Sukhov[2] V.V. ([1] Federal State Unitary Enterprise "Academician A.N.Krylov Central Research Institute", St.-Petersburg, [2] Concern "Morinformsystema-Agat" OJSC, Moscow).**The paper presents the anti-vibration mountings based on cylindrical helical insulators with the purpose of ensuring the performance of panel controllers.*

В ОАО «Концерн «Моринформсистема-Агат» разработаны и изготовлены пультовые приборы, принципы построения которых, а также расчет их на прочность изложены в [1, 2]. Указанные приборы, разработанные в соответствии с регламентированными требованиями, имеют ограничения по вибро- и ударопрочности. Результаты выполненных расчетов показали невозможность установки их на традиционные амортизаторы, например, АКСС-М [3]. Необходимые параметры системы виброизоляции можно получить при использовании цилиндрических спиральных виброизоляторов ВЦК из стального нержавеющего каната разработки ОАО «Концерн «Моринформсистема-Агат» [4].

Система виброизоляции пультовых приборов с вертикальными мониторами, включает в себя опорные и упорные виброизоляторы, а приборов с горизонтальными мониторами только опорную систему виброизоляции.

На рисунке приведена расчетная типовая временная зависимость ударного ускорения, полученная с использованием методики [5] и качественно совпадающая с экспериментом.

Обработка результатов испытаний проведена с помощью критерия Пирсона. Для этого определен параметр, который является мерой суммарного отклонения результатов моделирования и эксперимента $\chi^2 = \sum_{k=1}^{m} \frac{(E_j - M_j)}{M_j}$, где E_j – значение экспериментально полученного параметра; M_j – значение параметра, полученного при моделировании; $\kappa = 1,2..m$ – число столбцов гистограммы.

Экспериментальные и расчетные результаты оценены по двум параметрам – амплитуде и частоте. Обработка результатов проведенных испытаний и моделирования пультовых приборов показала, что критерий Пирсона составляет $\chi^2 = 0.1$ при доверительной вероятности 0.9, что является удовлетворительным результатом. При ударном воздействии на пульты экспериментально полученная деформация виброизоляторов не превышала величину свободного хода [4].

Таким образом, для созданных пультовых приборов разработаны виброизолирующие крепления на основе цилиндрических спиральных виброизоляторов ВЦК. Результаты расчетов и испытаний показали, что все приборы удовлетворяют требованиям по вибро- и ударопрочности, вибро- и ударостойкости, а также надежны в условиях сложного спектра механических воздействий [6]. Проведенные испытания пультов подтвердили правильность выбора типоразмеров виброизоляторов ВЦК, которые значительно снижают амплитуды ускорения, замеренные на мониторах приборов. Величины деформаций виброизоляторов при этом не превышают величин свободного хода. Отсутствие разрушений в конструкциях пультов, сохранение их работоспособности до и после испытаний, позволяют судить о малых напряжениях в несущих элементах конструкции пультов.

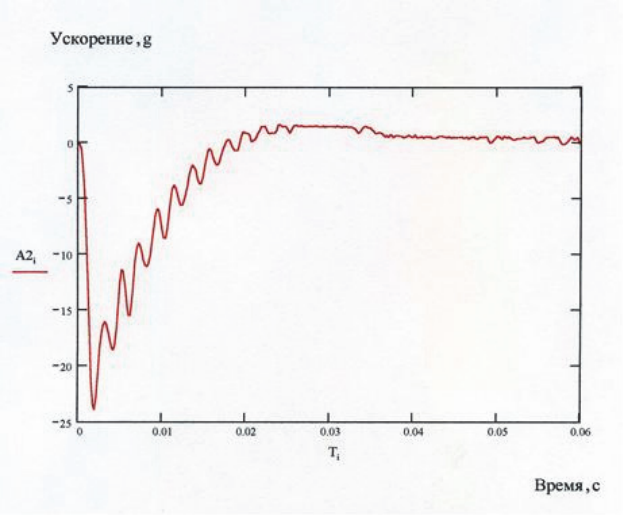


Рис. 1. Расчетная типовая временная зависимость ускорения на корпусе пульта с вертикальными мониторами

Библиографический список

1. Сухов В.В., Кулаков С.Д., Образцов В.Е. Проектирование пульта управления устойчивого к механическим воздействиям // Сборник докладов научно-технической конференции «Системные проблемы корабельных информационно-управляющих комплексов (эффективность, надежность, экономика)», ч.3. М: ФГУП «НПО «Агат», 2005.

2. Молокова Л.Л., Дугуев О.В., Сухов В.В. Универсальный пульт управления // Сборник докладов научно-технической конференции «Системные проблемы корабельных информационно-управляющих комплексов (эффективность, надежность, экономика)», ч. 3. М: ФГУП «НПО «Агат», 2005 г.

3. ГОСТ РВ 9320-001-2008. Резиновые изделия. Амортизаторы корабельные АКСС-МХ. Технические условия.

4. ДАЕИ.304242.006ТУ Виброизоляторы ВЦК. Технические условия.

5. Сухов В.В. Программа моделирования прочности радиоэлектронной аппаратуры и оптимизации систем виброизоляции с помощью многомассовых моделей // «GRSMa». Свидетельство о государственной регистрации программы ЭВМ № 2004611005. М.: ФИПС Роспатента, 2004 г.

6. Берестовицкий Э.Г., Волкова Н.В., Голованов В.И., Сухов В.В. Моделирование ударопрочности конструкции пульта управления. // Судостроение. 2012. № 4.

УДК 621.22(07)

ДИАГНОСТИКА ГИДРОПРИВОДА НА ОСНОВЕ ГРАНУЛОМЕТРИИ ЗАГРЯЗНЕНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

© 2012 В.И. Барышев

Южно-Уральский государственный университет
(Научно-исследовательский университет), Челябинск

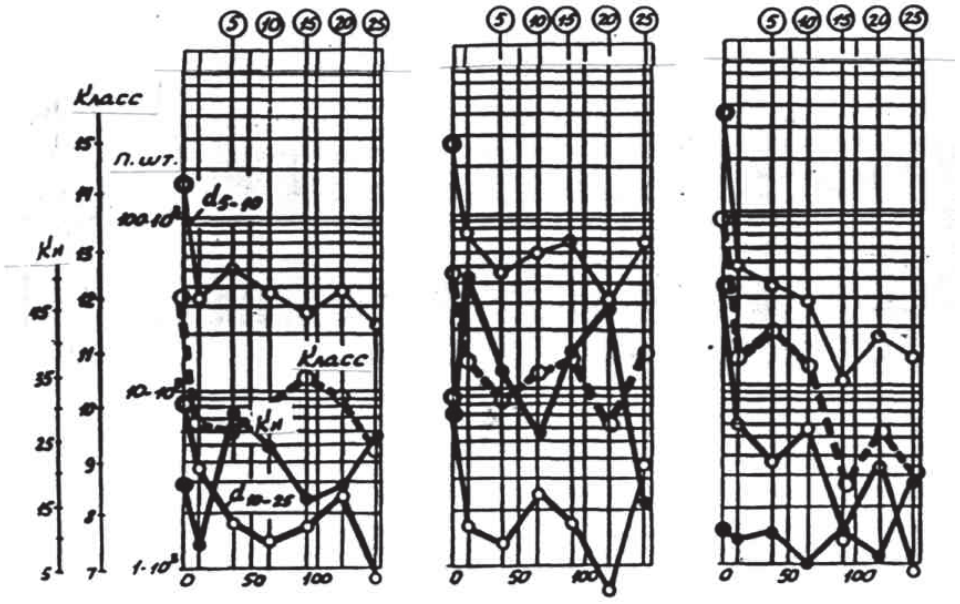
HYDRAULIC DRIVE DIAGNOSTICS BY MEANS OF GRANULOMETRY OF WORKING FLUID CONTAMINATIONS

Baryshev V.I. (South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk). The present study proves the necessity to control the working fluid granulometric characteristics to improve the hydraulic drive performance.

Диагностика гидропривода по текущим показателям качества рабочей жидкости в обязательном порядке включает и анализ ее загрязнения по одной из классификаций промышленной чистоты технических жидкостей [1].

Данные классификации различаются тем, что отражают корреляционные связи между размерными группами частиц загрязнений (шкала крупности, фракций) и их количеством (шкала уровней чистоты, классов), присущие различным условиям, стадиям и этапам применения жидкостей. Полноценная диагностика чистоты жидкостей должна включать распознавание и прогнозирование изменения, как количества, так и качества загрязнений. Если количество или дисперсный состав предопределяет однородность загрязнений, то качество или гранулометрический состав отражает их структуру, т. е. распределение частиц по размерным группам или их неоднородность. Однако, именно из-за большого разнообразия состава загрязнений, действующие классификации группируют их только по количеству частиц, т. е. по дисперсному составу, при показателе качества, т. е. по гранулометрическому составу единому для всех классов. Естественно, что классификации чистоты устанавливают не должное распределение частиц в загрязнении, а только предельно допустимые. На практике достаточно информативным показателем качества загрязнений служит коэффициент измельчения. Возможная в этом случае классификация загрязнений по качеству приведена [2].

Исследованиями установлено, что приведенные граничные уровни коэффициента измельчения загрязнений существенно упрощают диагностику гидропривода, и, в частности, его систему обеспечения чистоты рабочей жидкости. Кроме того, динамика изменения коэффициента измельчения более объективно и полно



а *б* *в*

Рис. 1. Типовые зависимости изменения гранулометрических показателей загрязнений рабочих жидкостей от времени и кратности очистки стендами СОГ-904А

показывает развитие процессов изнашивания, загрязнения и очистки гидропривода. В качестве примера на рис. 1 приведены экспериментально полученные функциональные зависимости гранулометрических параметров загрязнений рабочих жидкостей диагностируемых гидроприводов станочного оборудования (масло ИГП-18, объем – 160 л) от времени (мин) и кратности (⊗) их очистки стендами СОГ-904А.

Как следует из материалов рис. 1 введение контроля за гранулометрической характеристикой загрязнения рабочих жидкостей позволяет в несколько раз сократить затраты времени на технологическую очистку гидроприводов, выявить умеренную степень изнашивания агрегатов гидропривода (рис. 1*а*), существенное загрязнение гидропривода при его заправке (рис. 1*б*), повышенное абразивное изнашивание агрегатов гидропривода при превышении грязеемкости центрифуги стенда (рис. 1*в*) и т. п.

Библиографический список

1. Барышев, В.И. Причинность необходимости заново пересмотреть или отменить ГОСТ 17216 «Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей» // Гидравлика и пневматика. – 2006. 1. № 23. С. 24–27

2. Барышев В.И. Причинность необходимости заново пересмотреть или отменить ГОСТ 17216 «Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей // Гидравлика и пневматика. 2006. Ч. 2. № 24. С. 18–23

УДК 539.421

ДИАГНОСТИКА И ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА КОНСТРУКЦИЙ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ПОВЕРХНОСТНЫМИ ТРЕЩИНАМИ ПРИ ДВУХОСНОМ НАГРУЖЕНИИ

© 2012 И.П. Аистов, К.А. Вансович, В.И. Ядров

Омский государственный технический университет

DIAGNOSTICS AND ESTIMATION OF RESIDUAL DESIGN RESOURCE IN MACHINE PARTS WITH SURFACE CRACKS UNDER BIAXIAL LOADING

Aistov I.P., Vansovich K.A., Yadrov V.I. (Omsk State Technical University). A technique of fatigue tests of steel cruciform specimens with a surface crack under biaxial loading is described. The specimen and adaptations for realization in a working part of a specimen under biaxial tension and tension-compression are introduced. Influence of parallel stress on the rate of crack growth is established, and a technique of estimation of a residual resource for structures with cracks is proposed.

В реальных условиях детали машин и конструкций имеют микродефекты различного характера, которые появляются как на стадии производства заготовки, так и на стадии их последующей обработки. Наличие таких микродефектов приводит к возникновению усталостных трещин и выходу детали из строя задолго до окончания срока службы конструкции. Чтобы определить остаточную долговечность конструкции с трещиной и назначить периодичность профилактических проверок, необходимо правильно оценить, как быстро будет развиваться трещина при заданных режимах эксплуатации до критического размера. Очаги зарождения трещин и их размеры желательно фиксировать на ранних стадиях их развития с применением методов неразрушающего контроля. Если форма и размеры трещины известны, то можно прогнозировать остаточный ресурс конструкции с дефектом при заданной нагрузке.

Для диагностики трещин используются методы неразрушающего контроля, которые, как правило, основаны на создании физических полей, их наблюдении, регистрации и анализе результатов взаимодействия физических излучений с заданным объектом контроля. Акустико-эмиссионный метод обнаруживает и регистрирует местоположение наиболее опасных развивающихся трещин, после чего для более точного определения размеров и формы дефектов используются другие методы неразрушающего контроля. С этой целью наиболее широко применяются магнитный и рентгеновский способы [1].

С точки зрения механики разрушения скорость роста трещины зависит от формы и размеров трещины, а также от величины раскрывающего напряжения. Единым критерием, объединяющим эти характеристики трещины, является коэффициент интенсивности напря-

жений K_I. Этот коэффициент применяется и для описания усталостного роста трещин, в частности в виде формулы Пэриса

$$da/dN = C(\Delta K_I)^n, \qquad (1)$$

где C, n – механические характеристики материала; a – размер трещины; N – число циклов нагружения; K_I – коэффициент интенсивности напряжений.

Большинство исследователей проводят испытания по изучению трещин на образцах простой формы при одноосном нагружении, хотя в реальных условиях трещина, как правило, развивается при сложном напряженном состоянии и, в частности, при двухосном напряженном состоянии.

Однако формула Пэриса (1) не учитывает влияние на скорость роста трещины не сингулярных напряжений параллельных поверхностной трещине [2]. В данной работе излагаются результаты исследования роста поверхностных усталостных трещин при двухосном нагружении. Испытания проводились на крестообразных образцах с толщиной рабочей части 10 мм, изготовленных из стали 20. Степень двухосности напряженного состояния в рабочей части образца с трещиной оценивалась величиной $\lambda = \sigma_x/\sigma_y$, где σ_y – напряжения перпендикулярные трещине; σ_x – напряжения параллельные трещине. Были реализованы следующие варианты нагружения: двухосное растяжение ($\lambda = 0{,}5$); двухосное растяжении-сжатии ($\lambda = -0{,}3$ и $-0{,}9$). Напряжения σ_y во всех экспериментах оставались постоянными и равнялись 150 МПа.

Результаты усталостных испытаний при различной степени двухосности напряжений в зоне поверхностной трещины представлены на рис. 1.

В результате анализа полученных экспериментальных данных установлено, что при сжимающем напряжении σ_x число циклов до разрушения образца увеличивалось, а скорость роста трещины уменьшалась. И, наоборот, при растягивающем напряжении σ_x число циклов до разрушения уменьшалось, а скорость роста трещины увеличивалась.

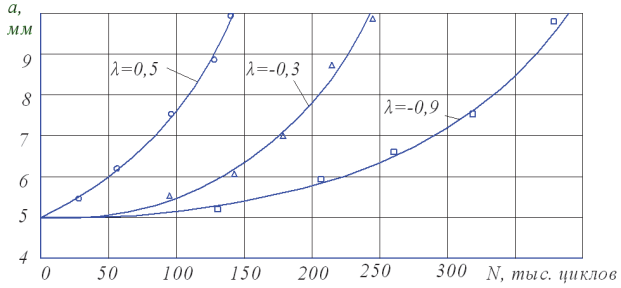


Рис. 1. Влияние способа нагружения крестообразного образца из стали 20 на рост усталостных трещин

Для объяснения результатов двухосных испытаний, сделано предположение о том, что скорость роста трещины зависит как от величины коэффициента интенсивности напряжений ΔK_I, так и от степени двухосности напряженного состояния λ. Тогда выражение для скорости роста поверхностной трещины можно представить в виде, аналогичном формуле Пэриса (1):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (1 + k \cdot \lambda)^m \cdot (\Delta K_I)^n, \qquad (2)$$

где k и m – механические характеристики, учитывающие восприимчивость материала к двухосному нагружению.

Для оценки остаточного ресурса конструкций необходимо экспериментально определить константы C, n, k и по результатам двухосных испытаний. После определения напряженного состояния вычисляется степень двухосности напряжений $\lambda = \sigma_x/\sigma_y$. Остаточный ресурс или число циклов до разрушения находится интегрированием дифференциального уравнения (2) по размеру трещины a, в предположении, что рост трещины продолжается до критического значения коэффициента интенсивности напряжений K_{IC}, либо до того момента, когда глубина поверхностной трещины достигнет предельного значения.

В результате получим выражение для оценки остаточного ресурса конструкции:

$$N^* = \int_{a_0}^{a_{пр}} \frac{da}{f(\Delta K, C, n, k, \mathrm{m}, \lambda)},$$

где a_0 – зафиксированный диагностикой размер трещины; $a_{пр}$ – предельный размер трещины; N^* – число циклов нагружения конструкции до разрушения.

Библиографический список

1. Клюев В.В., Соснин Ф.Р., Филинов В.Н. и др. Неразрушающий контроль и диагностика: справочник М.: Машиностроение, 1995.

2. Вансович К.А., Аистов И.П. Критерий оценки скорости роста усталостных трещин в условиях двухосного нагружения // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. Т. 13. №3 (31). С. 57-61.

УДК 629.7.036.3

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ ВЛАЖНОЙ ОЧИСТКИ ПРОТОЧНОГО ТРАКТА ГТД

© 2012 Е.Н. Мальцев[1], Б.М. Силаев[2], В.А. Клементьев[2]

[1] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

[2] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

TEST IMPROVEMENT FOR GTE DUCT WET CLEANING

Maltsev E.N. [1], Silayev B.M. [2], Klementyev V.A.[2] ([1] JSC "KUZNETSOV",[2] Samara State Aerospace University

.The paper deals with the tests conducted at a small-sized installation poster in the factory environment with the purpose of eliminating costly pilot testing of full-scale engines. The unit is able imitate any modes of engine operation, such as cold scroll mode, "small gas" or the nominal mode.

В докладе представлен способ определения рациональных параметров режимов влажной очистки проточного тракта ГТД [1], который предлагается проводить на простой и недорогой малоразмерной стендовой установке в цеховых (заводских) условиях с тем, чтобы исключить дорогостоящие опытно-промышленные испытания натурных двигателей, проводимые для указанных целей.

Определение параметров проводится на малоразмерной стендовой установке при очистке реальных деталей, например, кассеты образцов в виде сектора лопаток, взятых из направляющего аппарата компрессора. Установка включает в себя (рис.1) смесительную камеру 1, на торце которой закреплена кассета образцов – лопаток 2, в другой торец смесительной камеры подается сжатый воздух.

Пневмосистема состоит из регулировочного крана 4, фильтра 5, влагоотделителя 6 и перекрывного крана 7. Гидросистема установки состоит из насоса 9, бака с жидкостью 10, электронагревателя 11, фильтров 12, редукционного клапана 13 и двухпозиционного крана 14; контроль давления жидкости перед форсунками осуществляется датчиком давления 15. Установка снабжена датчиками температуры 17 и 18, а также вентилятором 19.

На торец смесительной камеры устанавливается кассета образцов, с другого торца подается сжатый воздух имитирующий режим работы двигателя, например, холодные прокрутки, режим «малый газ», номинальный режим и др. Через форсунки 8 подается жидкость-очиститель, давление которой контролируется манометром 15. Далее воздушно-жидкостная среда попадает на лопатки кассеты образцов очищая их.

Библиографический список

1.Силаев Б.М., Коротков В.В., Крикунов В.П., Мальцев Е.Н. Способ определения рациональных параметров режимов влажной очистки проточного тракта ГТД [Заявка на получение патента]. Россия, исх №124-1917 от 19.06.2012.

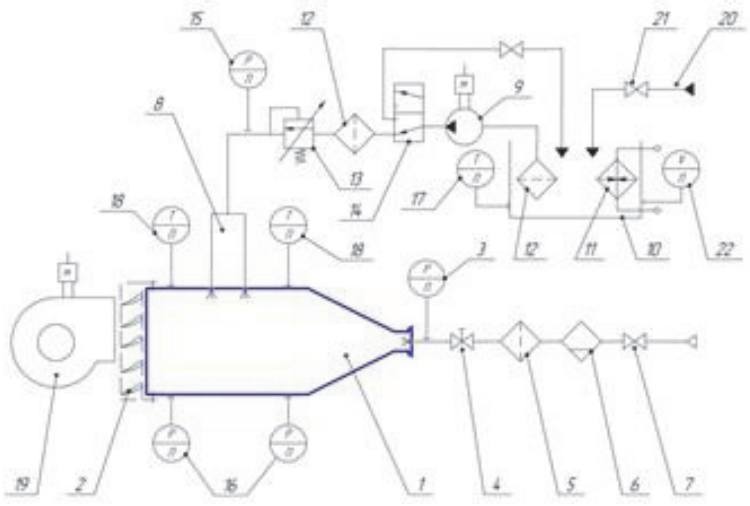


Рис. 1. Стендовая установка

УДК 629.73.063

ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

© 2012 В.М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PECULIAR FEATURES OF HYDRAULIC CYLINDERS HYDRODYNAMIC CLEANING

Reshetov V.M. (Samara State Aerospace University. The paper presents the main peculiarities of hydraulic cylinders as an object of cleaning by non-stationary fluid flow. It provides the cleaning schematics and the optimum parameters of non-stationary flow for the maximum take-off and carrying-out the pollutant particles.

Гидравлические силовые цилиндры являются наиболее распространенным видом исполнительных механизмов, служащих для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных перемещений.

Характерной особенностью гидроцилиндра как объекта очистки является наличие замкнутых полостей сложной формы, разные значения объёмов полостей при крайних положениях штока, изменение объёма полости при движении штока. Все это даёт основание отнести гидроцилиндр к застойным элементам гидросистемы летательного аппарата. Поэтому чистоте рабочих полостей гидроцилиндра уделяется особое внимание в производстве и эксплуатации.

Очистка внутренних полостей цилиндра обычно осуществляется многократной перекладкой штока при подаче жидкости в одну полость и сливе из другой. Однако данный способ очистки не отвечает современным требованиям по чистоте внутренних поверхностей, что приводит к необходимости повторных промывок. Для интенсификации очистки полостей цилиндра разработан гидродинамический способ очистки с использованием высокоамплитудных колебаний жидкости (пульсирующая очистка).

Для оценки конструктивных особенностей было проанализировано более трехсот цилиндров различных конструктивных схем. Выявлено, что при объёме очищаемой полости ($V_{оп}$) до 0,15 дм^3 объём невытесняемой жидкости достигает до 80,4 % от общего объёма, при $0{,}15<V_{оп}<0{,}3$ дм^3 - до 40 %; при $0{,}3<V_{оп}<5$ дм^3 - до 26 %; при $5<V_{оп}<13$ дм^3 - до 5%. Выполненные расчёты относительного неудаляемого объёма и скорости жидкости на входе в полость объяснили низкую эффективность очистки гидроцилиндров простой прокачкой жидкости.

Анализ конструктивных особенностей гидроцилиндров показал, что очистке пульсирующим потоком могут быть подвержены не более 65 % рассмотренных гидроцилиндров, а при очистке гидроцилиндров без установленных штатных трубопроводов и распределительной аппаратуры гидродинамической очистке могут быть подвержены до 80 % рассмотренных гидроцилиндров.

Основной особенностью гидроцилиндров как объектов очистки является изменение внутреннего объёма полостей при срабатывании. При этом импеданс полости изменяется в весьма значительных диапазонах. Это приводит, с одной стороны, к изменению собственной частоты стендовой системы: подводящий трубопровод – полость гидроцилиндра и, с другой стороны, к непрерывному изменению амплитуды колебаний давления в полости.

Особую опасность при очистке пульсирующим потоком представляет значительное уменьшение объёма полости цилиндра при перемещении поршня в крайнее положение. Это связано с тем, что, при неизменной амплитуде колебаний расхода жидкости, колебания давления жидкости при уменьшении объёма полости возрастут и могут достичь значений, превышающих предельно допустимые. Все это накладывает ограничения на использование гидродинамической очистки гидроцилиндров.

Для обеспечения оптимальных параметров гидродинамической очистки необходимо постоянно поддерживать частоту колебаний жидкости равной собственной частоте ω_0 резонансной системы (очищаемая полость – подводящий канал) и при этом не превышать допустимые значения амплитуды колебаний давления $A_{р.доп}$ как в очищаемой полости гидроцилиндра, так и в стендовой системе. Данные условия можно обеспечить следующими двумя способами.

Одним из путей обеспечения оптимальных параметров может быть непрерывная настройка частоты возбуждаемых колебаний на фактическое значение объёма в процессе перемещения поршня. Это, естественно, приведет к усложнению и удорожанию оборудования,

поскольку зависимость собственной частоты от объёма присоединенной к нему полости носит нелинейный характер. С точки зрения очистки данный режим является наиболее предпочтительным, поскольку одновременно осуществляется отрыв и вынос загрязнений из очищаемой полости при пульсирующем течении жидкости. А это сохраняет высокие пристенные скорости за счёт турбулизации потока жидкости, что препятствует осаждению частиц загрязнений при перемещении поршня цилиндра. В то же время для поддержания постоянного уровня колебаний давления (A_p=Const), не превышающего предельно-допустимое значение, необходимо постоянно регулировать производительность генератора колебаний жидкости (ГКЖ).

На практике, для упрощения структуры стенда, параметры возбуждения колебаний ГКЖ (частоту колебаний и производительность) целесообразно поддерживать постоянными в процессе всего цикла очистки. При этом для того, чтобы обе полости очищались одинаково, частоту необходимо выбирать такой, чтобы при определенном соотношении объёмов полостей гидроцилиндра, она равнялась собственной частоте каждой резонансной системы образованной соответствующей магистралью и полостью цилиндра. Это обеспечивает наилучшие режимы работы стендового оборудования и процесса очистки. Для практических целей можно рекомендовать перемещение поршня таким образом, чтобы изменение объёмов полостей гидроцилиндра происходили не более чем в два раза от среднего значения, при котором объёмы полостей равны между собой, т. е. при соотношении объёмов полостей как 3:1. Тогда изменение импеданса полости, а значит и колебаний давления, также будут изменяться не более чем в два раза. При этом двойное увеличение динамического максимальные давления должны быть меньше предельно допустимого значения для очищаемого изделия.

Для гидроцилиндров, имеющих относительно большие объёмы полостей, характерно значительное изменение собственной частоты резонансной системы при перекладке штока, а также значительный невытесняемый объём жидкости. Поэтому для подобных цилиндров можно рекомендовать разделить процесс очистки на два этапа:

а) отрыв частиц загрязнений с использованием колебаний жидкости при максимальном объёме;

б) вынос частиц загрязнений перекладкой штока цилиндра при отключенном источнике колебаний жидкости.

Для обоих методов разработаны схемы подключения генераторов колебаний гидроударного возбуждения и возбуждения вынужденного периодического движения жидкости.

Результаты контрольных испытаний по очистке гидроцилиндров на предприятиях авиационной отрасли показали следующее:

- очистка полостей гидроцилиндров с использованием пульсирующих потоков снизила трудоёмкость процессов очистки с 10 нормо-часов до 4…5 нормо-часов;

- количественная оценка эффективности гидродинамической очистки показала, что количество выносимых из системы частиц увеличивается в 1,5…2 раза при сокращении времени очистки в 2…3 раза.

УДК 629.73.063

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ СХЕМ И МЕТОДОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

© 2012 В.И. Санчугов, В.М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE FINDINGS OF THEORETICAL STUDIES ON THE HYDRODYNAMIC CLEANING SCHEMATICS AND METHODS FOR HYDRO-FUEL SYSTEM UNITS

Sanchugov V.I., Reshetov V.M. (Samara State Aerospace University). The paper presents the main results of the theoretical research on the hydrodynamic cleaning of a hydro-fuel system unit. The models of the main elements were created in Matlab-Simulink by making up the transfer functions for the passive circuit elements and the flow oscillation parameters.

Повышение надёжности и ресурса гидротопливных систем напрямую связано с обеспечением высокого уровня чистоты рабочих жидкостей и внутренних поверхностей всех её элементов и в первую очередь гидроагрегатов, имеющих наибольшую грязеёмкость, наличие сложных и тупиковых каналов. Постоянный поиск новых технологий очистки гидроагре-

гатов позволили выделить в качестве наиболее перспективных гидродинамические методы очистки, основанные на использовании неустановившегося (пульсирующего) течения рабочей жидкости. Характерной и основной особенностью очистки изделий пульсирующим однофазным потоком является наличие существенных периодических составляющих давления и расхода моющей жидкости, в значительной мере определяющих качество и длительность технологического процесса.

Исследования гидродинамики течения жидкости при очистке агрегатов базировались на импедансном методе описания динамических процессов течения жидкости. В целях исследования течения жидкости при очистке внутренней поверхности, гидроагрегаты в общем виде могут быть представлены как совокупность полости определенного объёма V_{oo} и соединительных внутренних и внешних каналов (включая внутренний канал присоединительных штуцеров) длиной $\ell_{тр}$ и проходным сечением $S_{тр}$ самых разнообразных форм и конфигу-раций. При этом учитывались упругое сопротивление полостей, активное и инерционное сопротивления соединительных каналов.

Данная система может рассматриваться как колебательная система с одной степенью свободы, которая описывается дифференциальным уравнением второго порядка

$$T^2 \frac{d^2 P_{вых}}{dt^2} + 2T\delta \frac{dP_{вых}}{dt} + P_{вых} = kP_{вх}.$$

В зависимости от организации резонансного контура в стендовой системе, способа возбуждения колебаний и характеристик очищаемых агрегатов может быть реализовано несколько стендовых схем проведения гидродинамической очистки. Для очистки непроточных агрегатов может использоваться возбуждение как гидроударных, так и вынужденных периодических колебаний жидкости.

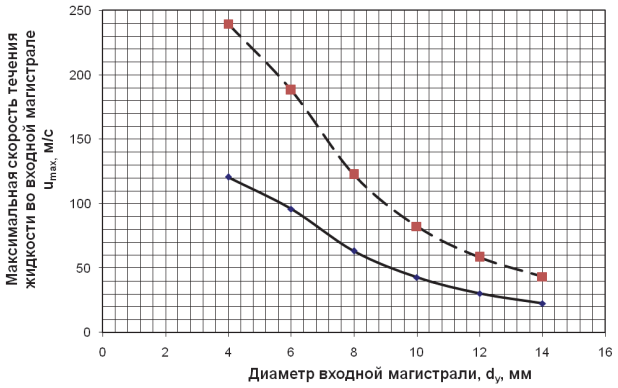


Рис. 1. Достижимые скорости течения жидкости на входе в объект очистки ($V_п$=1·10^{-3} м^3, $f_{цн}$=50 Гц) при $P_{нагн}$=10 МПа (—) и $P_{нагн}$=20 МПа (- -)

На основе анализа гидродинамики течения жидкости разработаны схемы очистки, определён структурный состав технологических стендов для очистки непроточных и проточных агрегатов. Созданы математические модели процессов очистки различных агрегатов, определены требования и параметры отдельных узлов стендовых систем, области применения, режимные и технологические ограничения гидродинамической очистки агрегатов.

Моделирование основных элементов стендовых систем выполнялось в среде Matlab-Simulink на основе составления передаточных функций для пассивных элементов цепей и параметров возбуждаемых колебаний – для источников колебаний жидкости. Проверка адекватности математической модели осуществлялась сравнением результатов расчёта по разработанной модели с результатами физических экспериментов, выполненных ранее при создании методов ускоренных эквивалентных испытаний.

Исследования, выполненные на математической модели, позволили выявить:

- влияние времени начала и продолжительности открытия магистралей подачи и слива жидкости на возбуждаемые давления и расходы жидкости на входе в ОО;
- влияние геометрических размеров подводящих магистралей на параметры течения жидкости при нагнетании и сливе жидкости;
- соотношение продолжительности фаз нагнетания и слива жидкости;
- влияние давления нагнетания на реализуемые мгновенные расходы жидкости.

Результаты выполненных исследований показали следующее:

1. Максимальные скорости течения жидкости на входе в очищаемый агрегат могут достигать до 250 м/с (рис.1)

2. Подключение гидролинии слива должно осуществляться в момент достижения первого максимума давления в полости очищаемого агрегата;

3. Переключение гидролиний нагнетания и слива целесообразно производить в моменты неподвижной жидкости в магистралях стенда, то есть при достижении максимальных или

минимальных значениях давления. Фаза нагнетания должна начинаться после стабилизации давления на уровне давления баллона низкого давления. Фаза нагнетания должна заканчиваться в момент времени, при котором $dP/dt = 0$, т.е. в моменты минимального или максимального давления или когда давление в ОО стабилизируется.

4. Значения максимальных давлений и расходов жидкости на входе в полость увеличиваются при повышении добротности гидравлической системы в цикле нагнетания. Добротность магистрали нагнетания должна быть максимальной, а добротность магистрали слива должна обеспечивать безкавитационный процесс сброса давления.

5. Соотношение объёма вытесняемой из полости агрегата жидкости и объёма соединительного канала от полости до генератора колебаний определяет эффективность выноса частиц загрязнений из условия: $\Delta V_{полости} > V_{соед.канала}$

На основе выполненных исследований разработаны:

- методика оценки возможности применения разрабатываемой технологии по условию выноса загрязнений из полости агрегата;
- методика расчёта условий максимального отрыва частиц загрязнений со стенок очищаемого агрегата с учётом сохранения прочности агрегата.

Первая методика заключается в расчётном определении порций объёма жидкости, вытекающих из полости агрегата, и сравнении их с минимальным объёмом соединительной магистрали между генератором колебаний и полостью объекта очистки, обеспечивающим вынос частиц загрязнений.

Вторая методика заключается в расчёте геометрических параметров стендовой системы и параметров работы генератора колебаний, обеспечивающих максимальные значения расхода жидкости в полости агрегата и ограниченных условиями сохранения прочности агрегата.

Основные результаты исследований вошли в ГОСТ 31303-2006 «Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных механизмов от загрязнителей», введенный в действие с 1 марта 2008 года.

УДК 534.13

ОСОБЕННОСТИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВАКУУМ-НАСОСОВ ТИПА ВЖ

© 2012 А.В. Пышин, Ю.А. Смирнов, Ю.М. Тихомиров

ГНЦ РФ ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург

SOME ASPECTS OF VIBRATION AND ACOUSTIC TESTS OF VACUUM PUMPS

Pyshin A.V., Smirnov U.A., Tikhomirov U.M. (Krylov Shipbuilding Research Institute – State Research Center of Russian Federation, St. Petersburg). The paper discusses the vibration tests of vacuum pumps at their balancing. It is shown that the decrease of the vibration levels at rotation frequency can be reached by consecutive separate balancing of the electric motor and the pump, after filling its internal volume with working liquid.

Вакуум-насос типа ВЖ предназначен для создания разряжения в танках судовых помещений и трюмов для того, чтобы в них собирались льяльные воды.

Тип нагнетателя вакуум-насоса – водокольцевой, центробежного типа.

Измерения уровней вибрации вакуум-насоса проводятся в местах крепления механизма к фундаменту в трёх точках в трёх взаимно-перпендикулярных направлениях. Направления осей измерения уровней вибрации указаны на рис. 1. В качестве результатов вибрационных испытаний вакуум-насоса принимаются среднегеометрические уровни вибрации, подсчитанные в каждом из трёх взаимно-перпендикулярном направлении в 1/3-октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 5 Гц до 10000 Гц по формуле:

$$\overline{L} = 10\,\ell g\left[\sum_{i=1}^{n} 10^{\,0{,}1\,L_i}\right] - 10\,\ell g n\,,$$

где L_i – измеренный уровень вибрации в 1/3-октавной полосе частот в i-той точке;

n – количество точек измерения. Особенностью конструкции вакуум-насоса типа ВЖ является использование в качестве рабочего тела дистиллированной воды. При вращении ротора эллипсоидная форма рабочей камеры

насоса заставляет изменять форму рабочего тела таким образом, чтобы вызвать эффект засасывания воздуха в одной части объёма рабочей камеры и вытеснения воздуха в другой её части. Данное обстоятельство накладывает трудности при проведении балансировки ротора вакуум-насоса, поскольку изменение формы рабочего тела, а, следовательно, и перераспределение общей массы внутри насоса, приводит к динамическому изменению имеющихся дисбалансов и, как следствие, к повышению уровней вибрации на частоте вращения и её гармониках.

Для того чтобы свести к минимуму уровни вибрации на частоте вращения, в отличие от общепринятых методов [1], требуется проведение поэтапной балансировки в следующей последовательности. Сначала насос частично разбирается (снимается нижняя крышка рабочей камеры, с обязательным извлечением торцевого уплотнения), и проводится предварительная динамическая балансировка рабочего колеса, установленного на приводном электродвигателе. Для упрощения закрепления электродвигателя при этой процедуре он вывешивается на тросах. Балансировка достигается

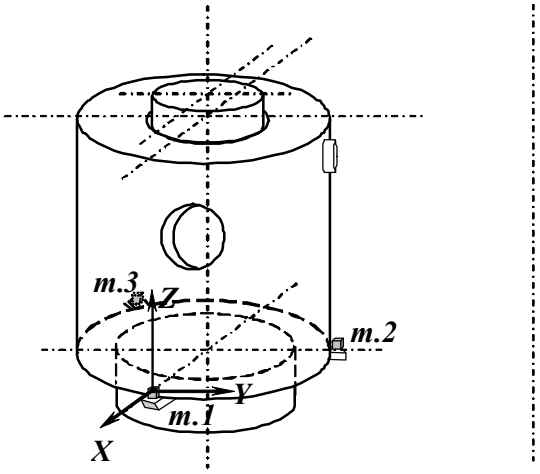


Рис. 1. Направления осей измерения уровней вибрации.

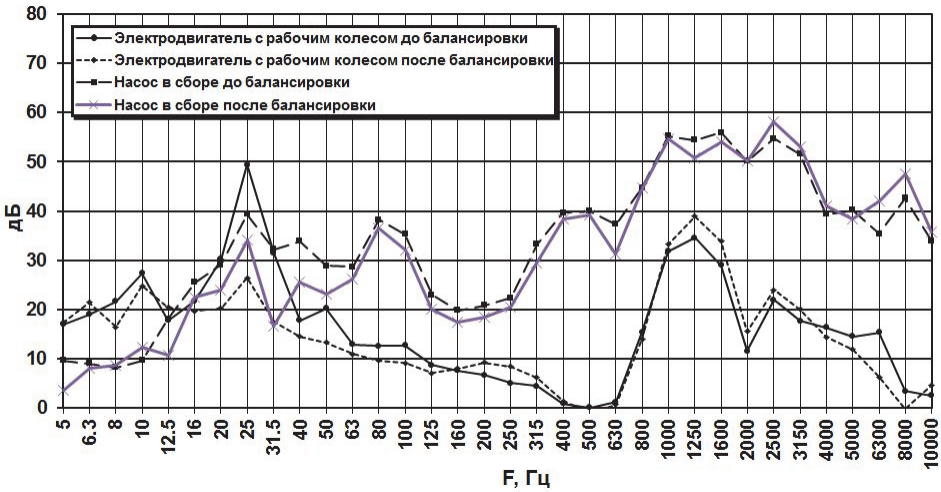


Рис. 2. СКЗ уровней вибрации по трём точкам измерения в направлении X на различных этапах проведения вибрационных испытаний вакуум-насоса типа ВЖ

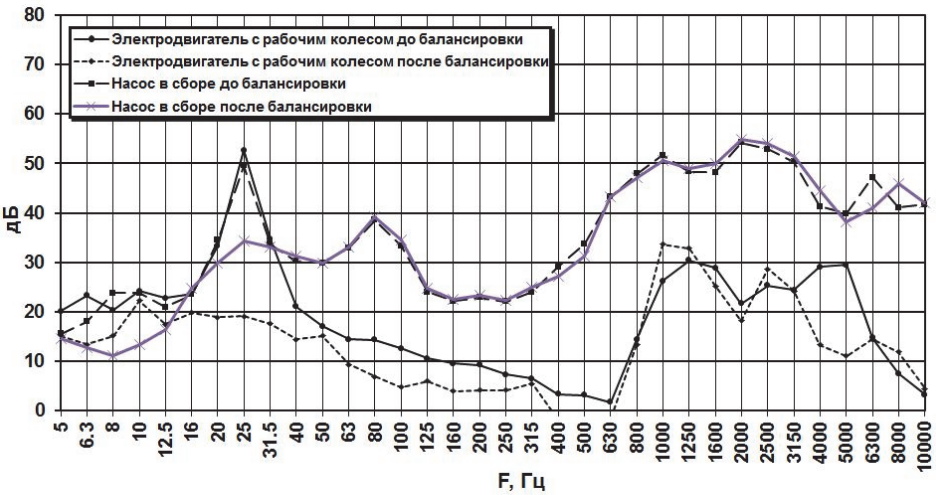


Рис. 3. СКЗ уровней вибрации по трём точкам измерения в направлении Z на различных этапах проведения вибрационных испытаний вакуум-насоса типа ВЖ

выборкой требуемого количества металла с нерабочей поверхности лопастей рабочего колеса. По опыту работы требуется уменьшение уровней вибрации на частоте вращения на величину порядка 25-30 дБ (рис.2 – 3). Для отдельных образцов требуется снижение уровней вибрации до 35-40 дБ.

После окончания предварительной динамической балансировки рабочего колеса производится сборка вакуум-насоса и заправка рабочим телом. Уровни вибрации на частоте вращения в связи с ранее указанными особенностями конструкции насоса возрастают на величину до 15 – 20 дБ (см. рис. 2 – 3) и более. Дальнейшая динамическая балансировка вакуум-насоса производится путём выборки требуемого количества металла с крыльчатки вентилятора охлаждения приводного электродвигателя.

На рис. 2 – 3 приведены типичные результаты измерения уровней вибрации по направлениям X и Z при последовательной балансировке отдельно электродвигателя и вакуум-насоса в сборе. Изменение уровней вибрации на частоте вращения в данном случае наблюдалось на частоте 25 Гц.

Библиографический список

1. ГОСТ 22061-76 и Методические указания по балансировке жёстких роторов. М.: Изд-во стандартов, 1977.

УДК 378.147.88

ЛАБОРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПРИСОЕДИНЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

© 2012 А.В. Васильев, О.В. Кипуров, П.А. Мельников

Тольяттинский государственный университет

A LABORATORY FACILITY FOR CONDUCTING EXPERIMENTAL STUDIES OF VIBROACOUSTIC CHARACTERISTICS OF POWER PLANTS AND ATTACHED MECHANICAL SYSTEMS

Vasilyev A.V., Kipurov O.V., Melnikov P.A. (Togliatti State University). The paper describes a laboratory facility to study vibration and machinery noise of power plants and mechanical systems attached to them.

Авторами разработана и изготовлена лабораторная установка по исследованию вибрации и механического шума энергетических установок и присоединенных механических систем. Общая схема установки показана на рис. 1. Основной элемент установки представляет собой трубопровод 1, состоящий из двух секций, соединенных резьбовой муфтой 10. Диаметр трубы 40...50 мм. Трубопровод устанавливается на трех стойках 2, которые крепятся на платформе 3 с Т-образными пазами, позволяющими регулировать расстояние между стойками 2. С помощью компрессора 6 через шланг 5 в трубопровод 1 нагнетается давление. Заглушка 4 имеет несколько клапанов, для возможности подачи сжатого воздуха с разных сторон. Для поддержания в трубопроводе заданного давления служит заглушка 7 с встроенным редукционным клапаном 8. Также заглушка 7 должна иметь возможность подсоединения манометра 9 для оценки потери давления в системе.

Конструкция установки предусматривает также возможность присоединения дополнительных модулей трубопроводов.

С помощью созданной лабораторной установки проведены экспериментальные исследования виброакустических характеристик энергетических установок и присоединенных механических систем для варианта “трубопровод – энергетическая установка”. Для проведения измерений использовались следующие измерительные приборы:

1. Шумомер - анализатор шума “Октава 101АМ”, с капсюлем микрофона типа ВМК-205 заводской номер 1476 и предусилителем типа КММ400, заводской номер 03168.

2. Виброметр “ОКТАВА 101 ВМ” в комплекте с датчиками.

3. Измеритель параметров микроклимата «Метеоскоп».

Проведены измерения уровней виброускорения (одночисловые значения, октавный и

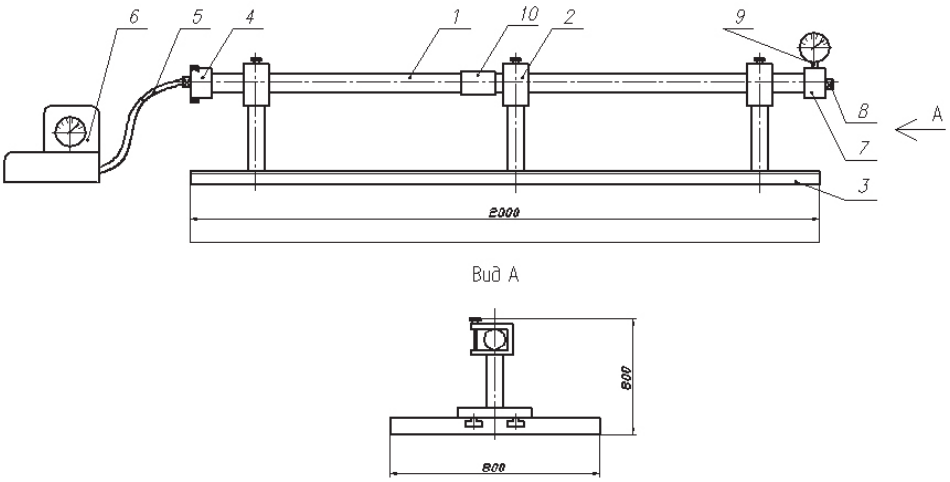


Рис. 1. Общая схема установки

третьоктавный спектр частот) для варианта “трубопровод - энергетическая установка” с помощью созданной авторами лабораторной установки. Измерения уровней виброускорения производились в характерных точках, расположенных на трубопроводе на различных расстояниях от источника вибрации и на самой энергетической установке - компрессоре. Режим работы компрессора задавался впускными клапанами 1 и 2. Давление в трубопроводной системе определялось манометром. Для всех измерений давление в трубопроводной системе задавалось равным 2 атм.

Пример представления результатов измерений для точки измерений виброускорения на корпусе компрессора показан на рис. 2, для точки измерений виброускорения на трубопроводе за виброопорой при подключении компрессора ко входному клапану – на рис. 3.

Анализ результатов измерений позволяет сделать следующие основные выводы:

1. Наибольшие значения уровней виброускорения наблюдались на энергетической установке – компрессоре (источнике вибраций). Эквивалентное одночисловое значение уровня виброускорения на корпусе компрессора составило 99 дБ.

2. В трубопроводной системе величина измеренных уровней виброускорений возрастает по мере удаления от источника вибрации и достигает максимального значения 68 дБ в точке №3, что можно объяснить воздействием пульсирующего потока газа.

3. Для разработанной конструкции лабораторной установки источник вибрации

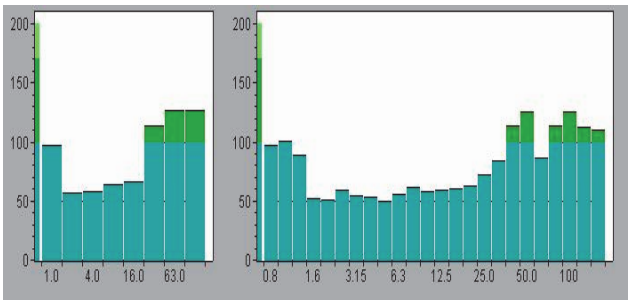


Рис. 2. Спектральные характеристики уровней виброускорения (октавный и третьоктавный спектры частот) для точки измерений №4 (корпус компрессора)

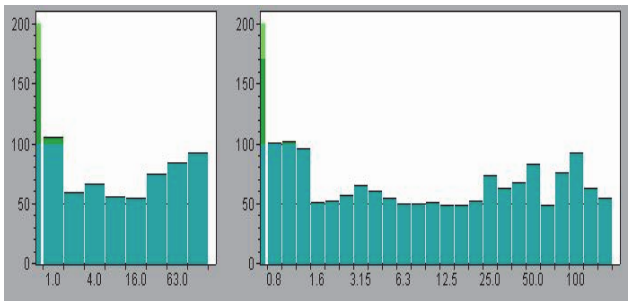


Рис. 3. Спектральные характеристики уровней виброускорения (октавный и третьоктавный спектры частот) для точки измерений №3 (измерение на трубопроводе за опорой №3 при подключении компрессора ко входному клапану №2)

(энергетическая установка) легко может быть заменен на другой.

Работа выполнена в рамках мероприятия 1.2.1 «Проведение научных исследований научными группами под руководством докторов наук» направления 1 федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

УДК 629.7:061.6

УСКОРЕННЫЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДРОССЕЛЯ ПОСТОЯННОГО РАСХОДА ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

© 2012 Н.В. Батанов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

ACCELERATED EQUIVALENT TEST OF THE CONTINUOUS FLOW THROTTLE TO DETERMINE ITS RESIDUAL OPERATING LIFE

Batanov N.V. (Samara State Aerospace University). The paper deals with the main aspects of the theory of accelerated equivalent test and the basic schemes of the existing equipment for accelerated tests. It considers the issues of continuous flow throttle design and contains the analysis of the stress-strain state of the throttle. The throttle structural calculation was carried out according to the traditional and alternative theories of strength, as well as by means of «Ansys» software package. The results are summarized and presented in the summary table.

В настоящее время наблюдается тенденция к обновлению технического парка авиации России. Но всё ещё остро стоит вопрос о необходимости продления ресурса агрегатам с большой наработкой. Метод ускоренных эквивалентных испытаний (УЭИ) позволяет качественно решить эту проблему в сжатые сроки. Также актуально использовать метод УЭИ для определения остаточной прочности и ресурса для вновь вводимых в строй агрегатов. Использование данного метода на этапе разработки изделий позволяет более точно подойти к отношению массы и прочностных характеристик изделия.

Методики ускоренных испытаний основаны на теории физического моделирования, а эквивалентность режимов подтверждается достижением идентичного конечного технического состояния элементов гидросистем за более короткое, чем при нормальных режимах испытаний, время.

Пределы форсирования режимов устанавливаются, исходя из условия сохранения природы основных физических процессов накопления усталостных повреждений, идентичности наблюдаемых дефектов, законов распределения отказов по прототипам в эксплуатации и характера изменения рабочих характеристик агрегатов при нормальных и ускоренных испытаниях.

Предпочтительными для решения задач УЭИ являются методы возбуждения вынужденных колебаний на резонансных режимах.

Наиболее перспективной является схема резонатора, состоящего из отрезка сосредоточенного, гладкого цилиндрического канала с присоединительной полостью испытуемого агрегата.

Схема, использующая данный принцип, показана на рис. 1. Быстродействующий распределитель обеспечивает переключение гидролиний с частотой до 200 Гц при времени открытия (закрытия) до 0,001 с. Соотношения длительности подключения полости имитатора к напорной и сливным гидролиниям составляет 2,2:1. Возбуждение колебаний проводится при давлении питания, равном 12,0 МПа и различных частотах переключения гидролиний.

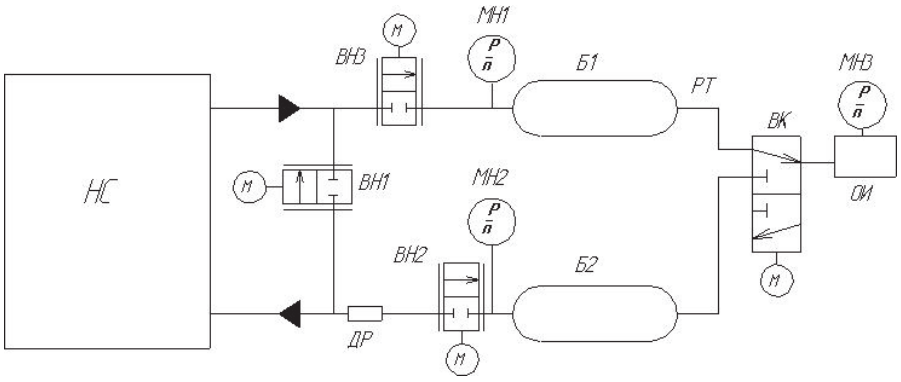


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема экспериментальной установки: НС – насосная станция; ВН1, ВН2, ВН3 – вентили регулирующие; Б1,Б2 – баллоны высокого давления; РТ – резонансный трубопровод; ВК – возбудитель колебаний; ОИ – объект испытаний; М – привод возбудителя колебаний; МН1, МН2, МН3 – манометры; ДР – датчик расхода

Определение режимов УЭИ выполненных на примере дросселя постоянного расхода

Линейный дроссель НУ5810-40М-1 представляет собой многокамерное лабиринтное сопротивление и предназначается для поддержания постоянного минимального расхода рабочей жидкости в линии нагнетания.

Расчёт дросселя на прочность проводился по трём методикам: по классической теории прочности, по методике используемой разработчиком (калькодержателем) данного изделия (ОАО «Агрегат», г.Самара), и при помощи пакета программ «Ansys». После проведения всех расчётов, результаты представлены в табл. 1.

Для назначения режима ускоренных эквивалентных испытаний (УЭИ) выполнен расчёт коэффициентов запаса по прочности для среднего давления 10, 15, 20,25 МПа, каждому среднему значению соответствуют значения амплитудных давлений 5; 10; 15; и 20 МПа. Таким образом, получено 16 значений коэффициентов запаса, табл.2.

Результаты показывают избыточную прочность корпуса дросселя даже для предельного режима нагружения 25,0 ± 20,0 МПа, и по оценкам разработчика показывают невозможность исчерпания сопротивления усталости без нарушения подобия процессов накопления усталостных повреждений при УЭИ.

Для подтверждения данной теории проведена серия испытаний дросселя на прочность с использованием методики УЭИ. С этой целью разработана следующая гидравлическая схема испытаний, с возможностью одновременного испытания нескольких изделий подключённых к общей полости меньшего объёма. Оценка напряжений возникающих в корпусе дросселя показала справедливость рассчитанных режимов УЭИ.

Таблица 1. Коэффициенты запаса прочности в различных сечениях дросселя

№сечения	1	2	3
Запас прочности по классической теории	$n^1 = 22; n^1_{-1} = 6,6$	$n^2 = 35; n^2_{-1} = 10,2$	$n^3 = 4,34$
Запас прочности по альтернативной теории	$n^1 = 27$	$n^2 = 15,3$	$n^1 = 8,7; n^1_{-1} = 1,76$
Запас прочности по программе «Ansys»	$n^1_{Ансис} = 4,4$	$n^1_{Ансис} = 5,5$	$n^1_{Ансис} = 2,4$

Таблица 2. Зависимость коэффициентов запаса от среднего и амплитудного давлений

Амплитудное значение/ Среднее значение	P_A=5 МПа	P_A=10 МПа	P_A=15 МПа	P_A=20 МПа
$P_{ср}$=10 МПа	6,2	3,8	2,7	2,1
$P_{ср}$=15 МПа	5,3	3,4	2,5	2,0
$P_{ср}$=20 МПа	4,6	3,1	2,3	1,9
$P_{ср}$=25 МПа	4,1	2,8	2,2	1,8

УДК534.08

ПРИМЕНЕНИЕ ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

© 2012 А.А. Кирпичев, А.А. Симчук

ООО «ГлобалТест», Саров, Нижегородской обл.

USE OF DYNAMIC PRESSURE SENSORS IN THE INDUSTRY

Kirpichev A.A., Simtchuk A.A. (GlobalTest Ltd., Sarov, N.Novgorod region). The paper treats characteristics of piezoelectric transducers produced by GlobalTest Ltd. and the results of using the transducers in the industry. The transducers of the PS type are recommended for measurement of parameters of pressure of a wide range of physical processes in amplitude ranges of 0, 0001... 10 000 bar, at temperatures up to 33°C.

В настоящее время ООО «ГлобалТест» предлагает следующие типы датчиков динамического давления (ДДД) [1, 2] с выходом по заряду PS01, PS01-01, PS01-02, PS01-03, PS02, PS02-01, PS03, PS04, PS05 и со встроенным усилителем PS2001 (табл. 1).

Таблица 1. Параметры датчиков со встроенными усилителями заряда

Параметр	PS2001-5 (PS2001-5-01)	PS2001-50 (PS2001-50-01)	PS2001-250 PS2001-250-01)
Чувствительность, мВ/бар	1000	100	20
Измеряемый диапазон, бар	0,0001 – 5	0,0001 – 50	0,0001 – 250
Резонансная частота, кГц	> 30		
Нелинейность, %	< 2		
Температурный диапазон, ?С	-40…125		
Масса , г	40		

Применение чувствительных элементов из пьезокристаллов кварца и ниобата лития обеспечивает высокую долговременную и температурную стабильность в рабочем диапазоне температур. Конструкция датчиков PS01-01, PS01-02, PS02-01, PS2001 герметична и позволяет проводить измерения на глубине до 50 метров при нахождении кабеля (за исключением выходного разъема) в воде.

Датчики PS01-01 применялись в составе пневматических источников упругих волн разработки ООО «Пульс» (г. Геленджик) [3], применяемых при сейсморазведочных работах на море, в мелководных и транзитных зонах. Датчик используется для контроля срабатывания пневмоисточника. Количество срабатываний датчиков PS01-01 только за год составляет более 100000. Наблюдается высокая надежность и повторяемость сигнала.

ДДД востребованы в сфере диагностики двигателей внутреннего сгорания, при отработке изделий ракетно-космической техники, во взрывных экспериментах, при исследовании газодинамических процессов в стволах артиллерийских пушек, при исследованиях механизмов кавитации в жидкости [4].

На рис.1 представлены типовые индикаторные диаграммы двигателя внутреннего сгорания – КАМАЗ-5320, полученные с помощью датчика PS01 ООО «ГлобалТест» и GM12D фирмы AVL GMBh (Австрия). Измерения производились синхронно. Датчики устанавливались непосредственно в камеру сгорания дизеля с использованием специальных адаптеров. Данные получены с помощью измерительной системы АЛМАЗ, использующейся в исследовательском боксе моторных испытаний ОАО «ЯЗДА» (изготовитель ЗАО «Локомотив») [5]. Внедрено более 50 испытательных комплексов АЛМАЗ на предприятиях РЖД, дизелестроения.

С помощью датчика PS03 и измерительного комплекса НПП «Мера» (г. Королев) зарегистрированы импульсы давления в артиллерийском стволе при давлениях до 400 атм. Экспериментальные результаты согласуются с расчетами. В дальнейшем планируется провести опыты при давлениях до 5000 кгс/см^2.

Датчики PS01-01 используются при регистрация давления в полигонных экспериментальных исследованиях взрывных процессов.

Для оснащения системы контроля быстропеременного давления картерных газов разработан канал измерения давления в составе датчик PS01-02 и усилителя AQ05/1000 с коэффициентом усиления 1000 мВ/пКл. Данный измерительный канал позволяет регистрировать пульсации давления 200…400 Па. Канал используется в системе контроля дизель-гене-

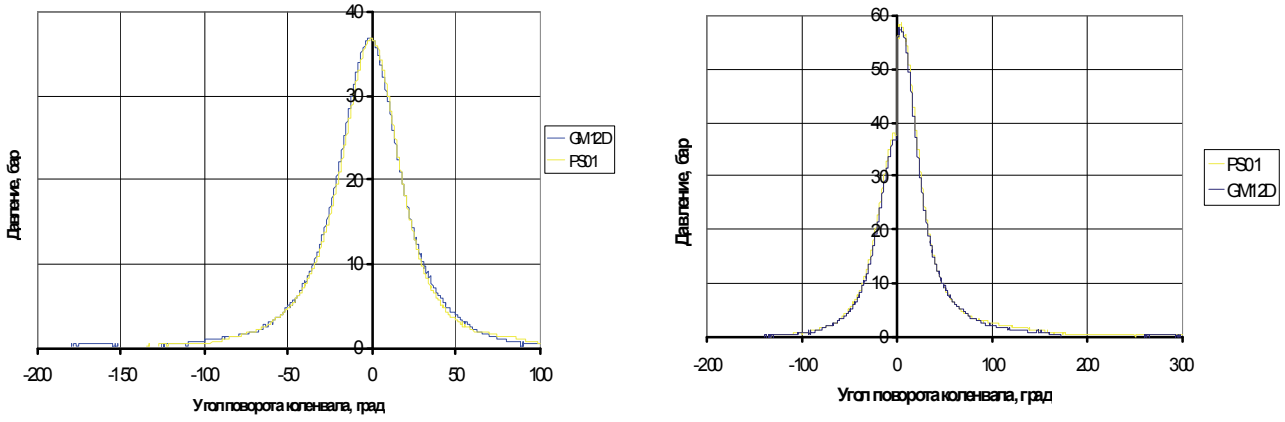


Рис. 1. Индикаторные диаграммы двигателя Камаз-5320 без подачи топлива (слева) и с подачей топлива (справа) на частоте 600 об/мин.

ратора ДГ-30 производства «Электроагрегат» (г. Курск) для измерения давления в картере двигателя. Условия эксплуатации от минус 40 °С до плюс 60 °С. В настоящий момент проводится цикл приемосдаточных испытаний системы, первый этап которых прошел успешно.

В ЦНИИМАШ (г. Королев) датчики PS2001 применяются при измерении давления в ударных и детонационных волнах, в волнах горения в газовых средах, а также в волнах давления в жидких средах. Датчики обладают устойчивостью и высокой стабильностью характеристик при воздействии импульсов давления до $5 \cdot 10^6$ Па и тепловых импульсов 1000 °С в течение 0,01 с.

В СГАУ им. С.П. Королева и ОАО «Кузнецов» (г. Самара) датчики PS2001 используются при исследованиях пульсационного состояния газотурбинных двигателей для уточнения границы устойчивости компрессоров, начала вибрационного горения в камере сгорания. Также PS2001 используются для исследований процессов магнитноимпульсной штамповки.

Библиографический список

1. Каталог «Виброизмерительная аппаратура», Саров: ООО «ГлобалТест», 2010.

2. Симчук А.А. Разработка пьезоэлектрических датчиков динамического давления с улучшенными метрологическими характеристиками: Автореф. дисс. … канд. техн. наук. М.: Московский государственный университет приборостроения и информатики, 2011.

3. Web-сайт предприятия ООО «Пульс», г. Геленджик. URL: http://pulsgel.ru/ (дата обращения 4.06.2012).

4. Кирпичев А.А., Симчук А.А. Применение датчиков динамического давления // Приборы. 2010. №8. С.30-34.

5. Кирпичев А.А., Симчук А.А., Тищенкою Ю.В. Датчики динамического давления разработки ООО «ГлобалТест» // Тезисы докладов «Механометрика-2008». Суздаль, 2008.

УДК534.08

ПРИМЕНЕНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДАТЧИКОВ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ УДАРНОЙ ВОЛНЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО РАЗРЯДА В ВОДЕ

© 2012 В.Е. Аблесимов[1] , А.Н. Павлов[1], А.А. Симчук[2]

[1] ЗАО «БИНАР», Саров, Нижегородской обл
[2] ООО «ГлобалТест», Саров, Нижегородской обл

USE OF PIEZOELECTRIC DYNAMIC PRESSURE SENSORS TO MEASURE PARAMETERS OF SHOCK WAVE OF AN ELECTRIC DISCHARGE IN WATER

Ablesimov V.E.[1], Pavlov A.N.[1], Simchuk A.A.[2] ([1] "BINAR", Sarov, Nizhniy Novgorod region,[2] "GlobalTest" Ltd., Sarov, Nizhniy Novgorod region). *The use of PS02-01 sensors to measure pressure at the front of a shock wave produced during an electric discharge in water is described. The results of the conducted measurements demonstrated a possibility of practical application of PS02-01 sensors to measure the parameters of a shock wave within a few microseconds.*

Пьезоэлектрические датчики давления PS02-01 [1] были применены для измерения параметров ударной волны электрического разряда в воде. Разряд создавался с помощью погружного электроразрядного аппарата ЭРА-1 [2] в ёмкости, заполненной водой.

Характеристики проведения испытаний:

- ёмкость накопительного конденсатора аппарата ЭРА-1 С=2 мкФ,
- напряжение срабатывания коммутатора ~ 30 кВ,
- энергозапас около 800 Дж,
- геометрия электродов – катод и анод конической формы 60° с основанием Ш46 мм,
- поверхность анода вплоть до вершины конуса покрыта изолятором,
- рабочая ёмкость для растворов – нержавеющий бак емкостью 40 л.

Датчики давления размещались диаметрально противоположно от разрядного промежутка величиной 15 мм на расстоянии 7 см от оси разряда. Напряжение на разрядном промежутке контролировалось с помощью емкостного делителя, ток разряда – поясом Роговского с чувствительностью 1.4 кА/В. Напряжение, ток разряда и сигналы датчиков давления ре-

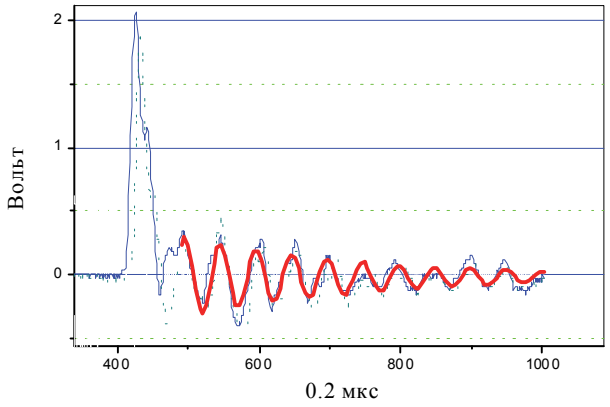


Рис. 1. Зависимость от времени сигналов датчиков давления.

гистрировались цифровым осциллографом. Длительность импульса разрядного тока составляла 4 мкс по основанию.

Оценка ожидаемого давления на фронте УВ, проведённая в соответствии с [3], дает значение 670 кгс/см^2.

Градуировка датчиков динамического давления PS02-01 производится на импульсном калибраторе 913B02 фирмы PCB [4]. Динамическое нагружение осуществляется методом сличения с эталонным датчиком при гидравлическом ударе. Длительность градуировочного импульса 5 мс.

На рис. 1 приведена рабочая осциллограмма, где оба детектора (тонкие линии) размещены в рабочей позиции. Реакцию датчика давления после прихода УВ, которую можно аппроксимировать затухающими колебаниями с характерным периодом 10 мкс (более толстая кривая), мы связываем с механическим резонансом чувствительного элемента датчика давления. Их амплитуда заметно меньше рабочего сигнала и не препятствует проведению интересующих нас измерений.

Из результатов проведённых измерений следует:

Для двух датчиков давления, расположенных диаметрально противоположно на расстоянии 70 мм от оси разрядного промежутка среднее время прихода УВ и среднее значение давления на фронте УВ остаются практически постоянными – 48-49 мкс и 624±60 бар.

Результаты проведённых измерений указывают на возможность практического применения датчиков PS02-01 для измерения давления УВ в процессах длительностью ~ нескольких мкс.

Наличие резонансной реакции датчика на воздействие УВ ставит вопрос о разработке приборов с улучшенными частотными характеристиками, а также о разработке соответствующей методики градуировки.

Библиографический список

1. Сайт фирмы «ГлобалТест». URL: http://globaltest.ru/page/dat_davl_ps02/ (дата обращения 15.06.2012).

2. Kartelev A.Ya. at al. Electrohydraulic hole equipment for oil production intencification and detailed seismic prospection. Proc. 13-th Int. Conf. on High-Power Particle Beams, Nagaoka, Japan, June 2000, Vol.II. Pp.950-955.

3. Наугольных К.А., Рой Н.А. Электрические разряды в воде. М.: Наука, 1971.

4. Сайт компании PCB Piezotronics. URL: http://www.pcb.com (дата обращения 15.06.2012).

УДК 629.7.061.6.

ИСПЫТАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННЫХ ГИДРОСИСТЕМ НА НАДЕЖНОСТЬ, РЕСУРС И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ

© 2012 В.И. Санчугов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

TESTS OF PIPELINES OF AVIATION HYDROSYSTEMS FOR RELIABILITY, DURABILITY, AND TIGHTNESS

Sanchugov V.I. (Samara State Aerospace University). The paper presents the methods of testing pipelines for reliability, durability, and tightness under the influence of the pulsing pressure to meet the requirements of ISO6772 and OST 1.02602 standards.

Создание методов испытаний узлов соединений трубопроводов направлено на удовлетворение требований стандарта ОСТ 1.02602 при значительном сокращении времени испы-

таний и затрачиваемой мощности.

При испытаниях на усталостную прочность пульсирующим давлением жидкости объект испытаний должен выдержать определенное число циклов нагружения, определяемое свойствами материала, условиями эксплуатации и требованиями ресурса.

Разработанная методика усталостных испытаний основана на реализации резонансного режима в трубопроводе с испытуемыми узлами соединений, акустически открытом на одном конце и закрытом на другом. Объекты испытаний размещаются в пучностях давления, а технологическая арматура – в узлах (рис. 1).

Расчёты пульсирующего течения жидкости показали, что наилучшей является схема подключения дроссельного генератора параллельно испытуемому трубопроводу в первой пучности давления на конце подводящего и в начале испытательного трубопроводов. В этом случае реализуется непроточный режим работы испытуемых трубопроводов и обеспечиваются широкие диапазоны температурных испытаний при нормальной температуре рабочей жидкости в стендовой системе.

Разработанная методика расчёта параметров стендовой системы обеспечивает одновременное проведение испытаний до 5-ти образцов на частотах до 1500 Гц при амплитудах колебаний, достигающих значения давления подачи насосной станции.

Испытаниям на герметичность импульсами давления подвергаются короткие трубопроводы, которые в частотном диапазоне до 800 Гц могут рассматриваться как элементы упругого сопротивления в сосредоточенных параметрах. Испытания могут проводиться по методике и схеме, разработанным для испытаний агрегатов. В результате расчётов для обеспечения требований стандарта по скорости нарастания давления и величине заброса пикового значения давления (рис. 2) определены и экспериментально подтверждены рациональные геометрические характеристики стендовой системы и число одновременно испытуемых образцов до десяти.

Результаты внедрения разработок при испытаниях трубопроводов позволили сократить время испытаний в 50-70 раз по сравнению с известными гидроударными способами.

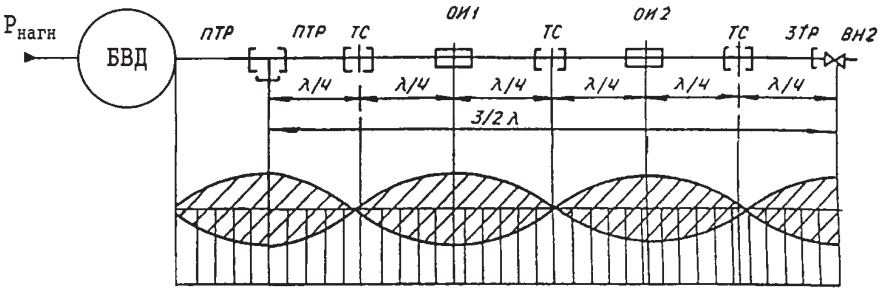


Рис. 1. Распределение амплитуд колебаний давления в трубопроводе с двумя объектами испытаний: БВД – баллон высокого давления; ПТР – подводящий трубопровод; ТС – технологические соединения; ОИ – объект испытаний; ЗТР - законцовочный трубопровод

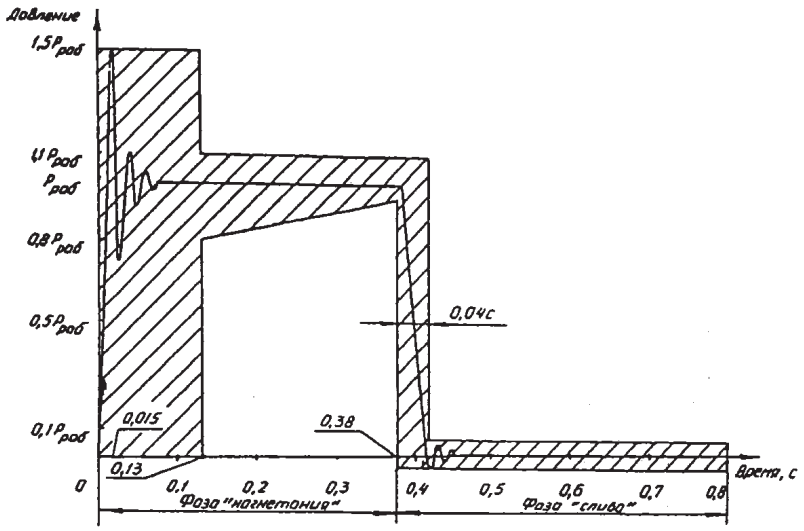


Рис. 2 Форма импульса по стандартам ISO6772 и ОСТ 1.02602

УДК 629.73.063

ТЕХНОЛОГИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

© 2012 В.И. Санчугов, В.М. Решетов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE TECHNOLOGY OF HYDRAULIC CYLINDERS PNEUMOHYDRAULIC CLEAN ING

Sanchugov V.I., Reshetov V.M. (Samara State Aerospace University). The paper deals with the issue of pneumohydraulic cleaning of hydraulic cylinders. This cleaning is based on the use of gas elasticity for extension flow rate of fluid in the cylinder cavity. This method may be used for cleaning the cylinders which are sensitive to flow oscillations.

Очистка гидроцилиндров ввиду наличия застойных зон, сложной конфигурации и значительной площади внутренней поверхности является сложной технической задачей. В последние годы разработан ряд технологий, основанных на использовании пульсаций давления и расхода моющей жидкости. Использование пульсирующего потока при очистке полостей гидроцилиндров обеспечивает повышение качества процесса, но приводит к значительным колебаниям давления моющей жидкости. В некоторых случаях эти колебания достигают недопустимые значения.

С целью совершенствования процесса очистки предпринята попытка разработки нового технологического процесса, основанного на том, что подача моющей жидкости под давлением осуществляется в полость, заполненную газом при атмосферном давлении. При этом за счёт значительно большей упругости газа, расходы жидкости могут быть значительно увеличены.

Для оценки реализуемых значений расхода жидкости была собрана экспериментальная установка, представленная на рис. 1.

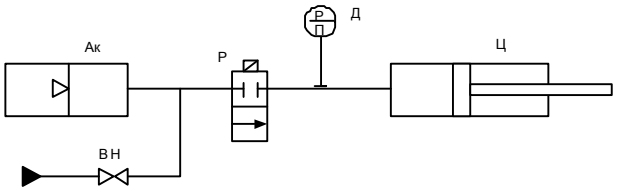


Рис. 1. Схема установки для заполнения жидкостью полости гидроцилиндра: Ак – пневмогидроаккумулятор; Д – датчик давления; Ц – гидроцилиндр.

Результаты предварительных экспериментов показали следующее:

- мгновенные расходы жидкости могут в десятки раз превышать расходы, реализуемые при простом срабатывании гидроцилиндра;

- значения мгновенных расходов жидкости в значительной степени определяются инерционностью пневмогидроаккумулятора (ПГА), быстродействием распределителя, активным и инерционным сопротивлением соединительной магистрали;

- процесс заполнения полости жидкость, обеспечивающий удаление частиц загрязнений со стенок гидроцилиндра продолжается от 3 до 10 с.

Расчёты процесса расширения газа в ПГА и сжатия газа в полости гидроцилиндра, учитывающие инерционность жидкости в трубопроводах и его гидравлическое сопротивление показали, что для удовлетворительного совпадения с экспериментальными данными необходимо более точное описание динамических характеристик всех элементов системы, чем это принято в обычных гидравлических расчётах.

УДК 629.73.063

ТРЕБОВАНИЯ НОВЫХ СТАНДАРТОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЧИСТОТЫ ИЗДЕЛИЙ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ

© 2012 Р.Г. Тимиркеев

Национальный институт авиационных технологий, г. Москва

THE REQUIREMENTS OF THE NEW STANDARDS ON THE INDUSTRIAL CLEANNESS OF PRODUCTS AND SOME IMPLICATIONS ON ENSURING COMPLIANCE TO THEM

Timirkeyev R.G. (National Institute of Aviation Technologies, Moscow). The paper deals with the requirements of the new standards and some specific issues of their implementation in working conditions at industrial enterprises of the aviation and space industry.

С 1971 года в авиационной и других отраслях промышленности в СССР действовал первый нормативный документ, определяющий нормы чистоты рабочих жидкостей. Это был ГОСТ 17216-71.

К настоящему времени усилиями различных организаций создана и действует система стандартов (более 10 стандартов), определяющих требования к чистоте рабочих жидкостей и внутренней поверхности гидроагрегатов, организации работ по обеспечению чистоты изделий и методам ее контроля.

Основные изменения в требованиях стандартов коснулись того, что классы промышленной чистоты рабочих жидкостей стали назначаться более обоснованно с учётом реальных условий работы гидропривода. При этом учитывается загрузка гидропривода в производственном цикле и коэффициент измельчения частиц загрязнений, представляющий собой отношение количества частиц в первой размерной группе к последующей. Более конкретно определена номинальная тонкость фильтрации жидкости в системах гидропривода. Эта тонкость фильтрации для наиболее ответственных систем стала гораздо жёстче и сравнялась с требованиями авиационной промышленности.

В целом можно отметить, что требования к уровню промышленной чистоты отечественного машиностроения соответствуют, а в некоторых случаях и превышают мировой уровень.

В этих условиях стали появляться государственные стандарты, определяющие конструкторские и технологические требования к обеспечению разработки, производства и эксплуатации гидропривода.

Этим вопросам посвящен ГОСТ Р 51752-2001. Указанный ГОСТ несомненно является шагом вперед в области производства гидропривода. Однако и он не лишен недостатков. Так, в нём недостаточно уделено внимание применению технологий очистки деталей, узлов и систем гидропривода в целом.

И здесь следует отметить своевременное появление двух межгосударственных стандартов, созданных в Самаре. Это ГОСТ 31246-2004 (введен в действие в 2004 г.) «Метод очистки гидромеханический трубопроводов газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнений» и ГОСТ 31303-2006 (введен в действие в 2008 г.).

Гидромеханический метод очистки заключается в перемещении по трубопроводу потоком моющей жидкости специальных очистных элементов при установленном числе их проходов. Метод применим для очистки стальных трубопроводов наружным диаметром от 8,0 до 50,0 мм и предназначен для производства и ремонта трубопроводов машин.

ГОСТ 31246-2004 устанавливает необходимые компоненты новой технологии:

- технологию изготовления очистных элементов из металлической спирали (известного материала МР);
- параметры стендового оборудования;
- методы контроля состояния очистных элементов и чистоты внутренней поверхности.

ГОСТ 31303-2006 определяет технологические процессы очистки трубопроводов, агрегатов и систем гидропривода на всех стадиях производства, включающих собранные системы на изделиях.

Сущность разработки заключается в использовании пульсирующих высокочастотных высокоаплитудных режимов течения жидкости при очистке агрегатов различного типа и трубопроводов по окончании их изготовления.

Стандарт предлагает схемы технологических стендов, режимы очистки агрегатов и методы оценки эффективности качества технологических процессов, которые могут быть использованы при решении научных и производственных задач.

УДК 629.73.063

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ СОЗДАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ ИСПЫТАНИЙ И ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ, ТРУБОПРОВОДОВ И СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДА

© 2012 Е.В. Шахматов, В.И. Санчугов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE MAIN RESULTS OF THE DEVELOPED HYDRODYNAMIC TECHNOLOGIES FOR TESTING AND CLEANING OF THE HYDRAULIC DRIVE UNITS, PIPELINES AND SYSTEMS

Shakhmatov E.V., Sanchugov V.I. (Samara State Aerospace University). The paper discusses the theoretical foundation, the developed schemes, and methods of the accelerated equivalent of fail-safe tests and cleaning of the internal surface of various types of units and pipelines based on the use of resonant modes of the liquid flow in the system of the test bench.

В настоящее время нет необходимости доказывать, что применение пульсирующих потоков жидкости существенно повышает эффективность процессов ускоренных эквива-

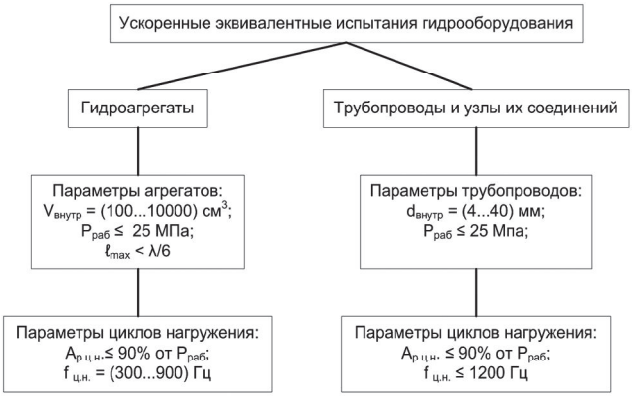


Рис. 1. Параметры объектов и режимы испытаний

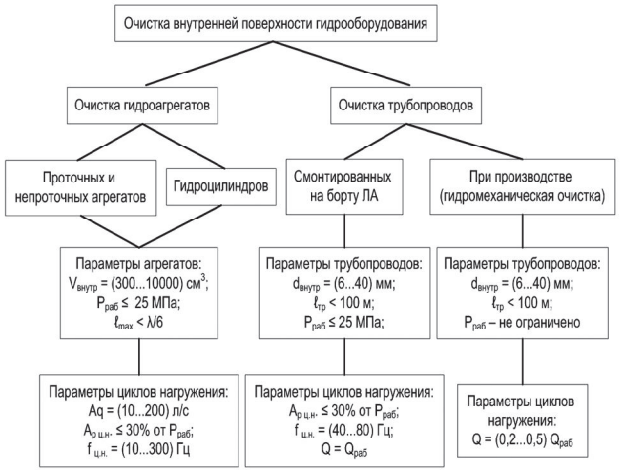


Рис. 2. Классификация способов очистки

лентных испытаний и очистки внутренней поверхности гидроагрегатов, трубопроводов и узлов их соединений.

Параметры объектов испытаний и достигнутые режимы испытаний представлены на рис. 1.

Для возбуждения колебаний используются:

- гидроударное возбуждение, являющегося результатом ступенчатого нагружения агрегата высоким давлением жидкости и последующим сбросом давления;

- возбуждение вынужденного периодического движения жидкости, близкого к гармоническому закону.

Особенностью реализации методов испытаний является использование резонансных режимов течения жидкости, что обеспечивает увеличение амплитуд колебаний и снижение затрачиваемых на испытание мощностей. Разработанный методы структурного построения стендов обеспечивают защиту стендового оборудования от воздействия пульсирующего потока.

Очистка внутренней поверхности гидрооборудования от технологических загрязнений осуществляется в соответствии с классификацией, представленной на рис. 2.

Все разработанные технологии отработаны и внедрены на ряде предприятий аэрокосмической промышленности и на предприятиях судостроения.

На основе выполненных технологий изданы и действуют отраслевые методики и стандарты, а также межгосударственные стандарты ГОСТ 31246-2004 «Чистота промышленная. Метод очистки гидромеханический трубопроводов газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнений» и ГОСТ 31303-2006 «Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнений».

УДК 620.22-405.8:53(04)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

© 2012 А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.И. Сафин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A STUDY OF THE FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE THROTTLING ELEMENTS MADE OF MR-MATERIAL

Ghimadiyev A.G., Bystrov N.D., Safin A.I. (Samara State Aerospace University). The paper presents a developed method of parameters identification for the throttling element made of MR-material as well as its frequency characteristics. The experimental determination of the inductor impedance is described. A comparison of the impedance modulus calculated from the flow characteristic and experimental impedance is given.

Эффективным средством коррекции характеристик пневмогидравлических цепей и гашения колебаний рабочей среды является дроссель, выполненный на основе пористого

материала МР. Однако недостаточная изученность характеристик пористых дросселей, особенно при неустановившемся движении сред, сдерживает их широкое применение. Коэффициент гидравлических потерь $\zeta_{\text{уст}}$ определяется на основе обработки результатов испытаний по формуле $\zeta = \dfrac{П^3 d_{пк} S_д^2}{(1-П)} \dfrac{\Delta P}{Q^2}$, $П$ – пористость; $d_{пк}$ – диаметр проволоки из которой изготовлен МР; $S_д$ – площадь проходного сечения дросселя; ΔP, Q – перепад давления и объёмный расход рабочей среды. Результаты исследований представлены в виде зависимости $\zeta_{уст} = \varphi\left(\text{Re}_{уст}\right)$ трубной гидравлики. Из полученных данных следует, что в пределах погрешности измерения ($\pm 6{,}5\%$) и технологического разброса пористости ($\pm 25\%$) результаты эксперимента совпадают с расчетной зависимостью для фильтроэлементов при коэффициентах для линейных и нелинейных гидравлических потерь $\Delta_{лн}$=75, $\Delta_{нл}$=1,41. При определении коэффициента $\Delta_{лн}$, $\Delta_{нл}$, $\left(R_{екр}\right)_{\text{уст}}$ для случая ламинарно-турбулентного движения жидкости были проведены испытания с заданием больших перепадов давления на дросселях (до $100 \cdot 10^5$ Па). Поскольку трудно обеспечить равномерную пористость во всем объеме дросселя, наблюдается значительный разброс его сопротивления относительно расчетного значения. Это затрудняет обработку экспериментальных данных при определении $\Delta_{лн}$, $\Delta_{нл}$, $\left(R_{екр}\right)_{\text{уст}}$. Если учесть, что в области ламинарного движения жидкости коэффициент $\Delta_{лн}$ найден, то целесообразно представить зависимость для ζ в относительной форме $\overline{\zeta} = 1 + \overline{\Delta}_{нл}\left(R_{екр}\right)_{\text{уст}}$, где $\overline{\zeta}_{\text{уст}} = \zeta_{\text{уст}} / \Delta_{лн}$; $\overline{\Delta}_{нл} = \Delta_{нл} / \Delta_{лн}$. Для построения графической зависимости во всем диапазоне $R_{еуст}$ достаточно разделить сопротивление дросселя на $R_д$, соответствующее малым значениям $\text{Re}_{уст} \langle\langle \left(\text{Re}_{кр}\right)_{уст}$. Результаты аппроксимации экспериментальных данных методом наименьших квадратов показали следующее: $\overline{\Delta}_{нл}$=0,055, $\left(R_{екр}\right)_{\text{уст}}$=1– для дросселя с П=0,3; $\overline{\Delta}_{нл}$=0,029, $\left(R_{екр}\right)_{\text{уст}}$=2– для дросселя с П=0,4; $\overline{\Delta}_{нл}$=0,027, $\left(R_{екр}\right)_{\text{уст}}$=4 – для дросселя с П=0,5.

Из полученных данных следует, что $\left(\text{Re}_{кр}\right)_{уст}$ для дросселей из МР несколько меньше, чем для фидьтроэлементов. Это, по видимому, объясняется влиянием на $\left(\text{Re}_{кр}\right)_{уст}$ соотношения $l_д / d_д$ дросселирующего элемента. С повышением пористости П величина $\left(\text{Re}_{кр}\right)_{уст}$ возрастает, что характерно для всех пористых сред. Таким образом, при установившемся движении жидкости через дроссели, выполненные из материала МР, связь между объемным расходом и перепадом давления определяется выражением $\Delta P = k_{лн} Q + k_{нл} Q^2$, где

$$k_{лн} = \Delta_{лн}\left(1-П\right)^2 \mu l_д / \left(d_{пк}^2 П^3 S_д\right);$$

$$k_{нл} = \Delta_{нл}(1-П)\rho l_q / \left(d_{пк}^2 П^3 S_q\right).$$

При периодическом ламинарном движении жидкости перепад давления на дросселе затрачивается на активные гидравлические потери и преодоление инерционного сопротивления:

$$L_д \frac{dQ_д(t)}{dt} + \frac{\Delta'_{лн}\left(1-П\right)^2 \mu l_д}{n^3 d_{пк}^2 S_д} Q_д(t) = \Delta P(t)$$

или с учетом того, что $Q_д(t) = q_д \exp(j\omega t)$; $\Delta P(t) = \Delta p_д \exp(j\omega t)$, $\Delta p_д = Z_д q_д$, где $Z_д = \Delta'_{лн}\left(1-П\right)^2 \mu l_д / \left(d_{пк}^2 n^3 S_д\right) + jL_д\omega$; $\Delta'_{лн}$ – постоянный коэффициент, зависящий от структуры МР и (в общем случае) от формы движения жидкости через дроссель. Представив импеданс дросселя в виде суммы $Z_д = R_e Z_д + jJ_m Z_д$, выразим $\Delta'_{лн}$ и $L_д$ через вещественную и мнимую составляющие:

$$\overline{\Delta}'_{\cdot} = R_e Z_д d_{пк}^2 П^3 S_д / \left[\mu l_д \left(1-П\right)^2\right]; L_q = J_m Z_q / \omega.$$

Коэффициент гидравлических потерь при периодическом движении жидкости находят по формуле

$$\zeta_{ну} = \Delta'_{лн} / Re_{ну} = Z_д d_{пк} П^3 S_д^2 / \left[A_д \rho l_д \left(1-П\right)\right],$$

где $\text{Re}_{ну} = A_д d_{пк} / \left[S_д \nu \left(1-П\right)\right]$ число Рейнольдса. Окончательно выражения для расчета $\zeta_{ну}$, $L_д$, $\text{Re}_{ну}$ примут вид

$$\left.\begin{aligned} &\zeta_{ну} = A_{\Delta p} d_{пк} П^3 \rho c^4 S_д^2 \cos\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) / \left[A_p^2 l_д \omega^2 V_n^2 \left(1-П\right)\right]; \\ &L_д = A_{\Delta p} \rho c^2 \sin\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) / \left(A_p \omega^2 V_n\right); \\ &Re_{ну} = A_{\Delta p} d_{пк} \omega V_n / \left[\rho c^2 \nu S_д \left(1-П\right)\right]. \end{aligned}\right\}$$

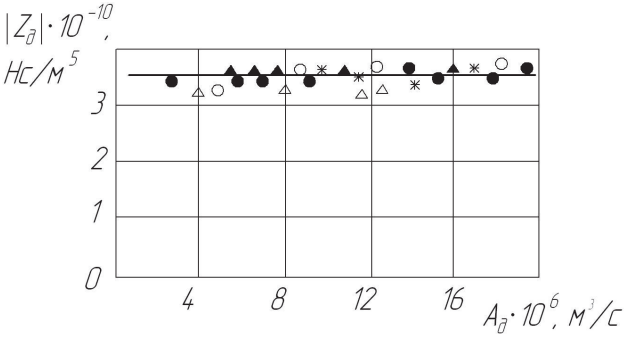


Рис. 1. Зависимость модуля импеданса дросселя из МР от амплитуды колебаний расхода жидкости:
——— - теория; эксперимент, установившийся режим: ○ - 10 Гц, △ - 20 Гц, ▲ - 30 Гц, ✳ - 40 Гц

Экспериментальными исследо-ваниями пористых дросселей с П=0,35; 0,4 при периодическом движении керосина Т - 1 и масла АМГ - 10 в диапазоне частот 4...400 Гц установлено, что коэффициент гидравлического сопротивления не зависит от частоты колебаний и в пределах точности эксперимента $\pm$ 14% совпадает с коэффициентом гидравлического сопротивления, определенным при установившемся движении жидкости (рис. 1).

Величина инерционного сопротивления дросселя мала по сравнению с его активным сопротивлением и находится в пределах погрешности измерения.

УДК 539.3; 620.178.3

ДОСТОВЕРНОСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ НА ВИБРАЦИЮ. ДИАГНОСТИКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ

© 2012 И.Н. Овчинников[1], В.А. Ермишкин[2]

[1] Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)
[2] Институт металлургии и материаловедения РАН, Москва

AUTHENTICITY OF THE VIBRATION TESTS. DIAGNOSIS AND PREDICTION OF FATIGUE FRACTURE

Ovchinnikov I.N.[1], Yermishkin V.A.[2], ([1] Bauman Moscow State Technical State University, [2] Baikov's Institute of Metallurgy and Material Science, Moscow). The paper considers a complex of experimental and theoretical works, including the research of structure and deformation of the material, vibration tests, creation of test equipment, theory of fatigue, methods of diagnosis and nondestructive testing, prediction of residual resource of durability. The results in these directions and prospects for their use are given.

Нахождение компромисса максимума надежности при минимуме массы заложено в развитии методов адекватного определения поведения материалов в конструкции на заданный ресурс и надежность. Этот сложный комплекс вопросов экспериментального и теоретического плана, включает: 1) определение поведения материала при известных нагрузках (структурные и деформационные изменения); 2) выбор критериев, характеризующих поведение материала; 3) проведение испытаний в условиях, близких к эксплуатационным; 4) создание испытательного оборудования, воспроизводящего заданные условия и регистрирующего поведение материала; 5) использование математической статистики для объективной оценки результатов опыта; 6) развитие теории усталости; 7) создание методов диагностики усталостного разрушения и неразрушающего контроля; 8) создание методов прогнозирования остаточного ресурса, что необходимо для предотвращения аварий, подготовке замены изделий при эксплуатации.

При лабораторных вибрационных испытаниях (ЛВИ) стоят две основные проблемы.

1. Получение достоверных усталостных характеристик материала при нагрузках, близких к эксплуатационным, исследование вибронагруженности конструкции и прогнозирование долговечности объекта испытаний в условиях эксплуатации.

2. Оценка надёжности и вибропрочности объекта испытаний за заданное время при заданных нагрузках. При этом по завершении испытаний пока нет достоверных сведений об оставшемся ресурсе объекта, а доводить конструкцию до разрушения слишком дорого.

Общая тенденция – имитация широкополосной случайной вибрации (ШСВ), как наиболее распространенного эксплуатационного вибронагружения.

МЭК – Международная электротехническая комиссия предъявляет к виброиспытаниям два основных требования: достоверности результатов и их воспроизводимости в различных лабораториях. Воспроизводимость результатов испытаний не реальна при их низкой достоверности. Установить достоверность результатов виброиспытаний можно по результатам усталостных испытаний на тех же режимах, т.к. надежным критерием выбора режима нагружения является время до разрушения образца. Однако для построения кривой усталости необходимо порядка 60000 часов испытаний.

В исследованиях деформация измерялась бесконтактным емкостным датчиком, который, в отличие от тензорезистора, не деформируется вместе с объектом испытаний и не меняет свои метрологические характеристики в процессе длительного нагружения. При испытаниях консольно закрепленных на вибростенде образцов из сплава АМг6 на моно- и полигармонических резонансных режимах, на узкополосных и широкополосных случайных режимах со сплошным спектром получены 10 кривых усталости. Впервые в практике испытаний получены кривые усталости для моно- и полигармонических режимов при постоянной деформации и 10 «кривых вибронагруженности» (зависимостей времени до разрушения образца от величины виброскорости). Эти результаты решили ряд проблем.

1. Оценка степени опасности режимов вибронагружения**.** Наиболее опасный режим - узкополосный случайный режим со спектром в области резонансных частот, далее идут ШСВ, полигармонический и моногармонический режимы.

2. Отсутствие постоянного коэффициента «эквивалентности» случайных и гармонических режимов. Кривые усталости располагаются эквидистантно, с различной кривизной, что требует определения коэффициента «эквивалентности» для каждого уровня нагружения.

3. Определение тяжелейшего режима в классе ШСВ. В эксперименте и моделированием получены экстремумы напряжения и виброскорости объекта испытаний при расширении спектра нагружения и «захвате» каждой последующей частоты его собственных колебаний. Существование тяжелейшего режима в классе ШСВ дает возможность решить проблемы воспроизводимости результатов испытаний и ускоренных испытаний.

4. Аналитическое описание кривых усталости. Выбор координат позволил представить 10 кривых усталости в виде пучка параллельных прямых и даже одной прямой. можно прогнозировать результаты по данным ограниченной серии испытанных образцов.

5. Термоактивационный анализ результатов испытаний. Получено соотношение для описания процесса усталостного разрушения, включающее в явном виде условия испытаний, характеристики материала и время до разрушения образцов.

6. Деформационная (изменение деформации при постоянной виброскорости) и виброскоростная (изменение виброскорости при постоянной деформации) характеристики усталостного разрушения. Характеристики имеют экстремумы после исчерпания 75% и 95% ресурса соответственно, благодаря чему можно диагностировать наступление усталостного разрушения. На базе этих результатов может быть построена деформационная (параметрическая) система диагностики усталостного разрушения, основанная на измерении в эксплуатации деформации и виброскорости элементов конструкции и сравнении их со значениями, хранящимися в памяти системы.

7. Фотометрическая диагностика усталостной повреждаемости материала. В процессе исчерпания ресурса долговечности увеличивается шероховатость поверхности материала и уменьшается ее способность отражать белый свет. Количественное измерение отражающей способности (яркости) структуры поверхности объекта проводится обработкой на компьютере цифрового фотоизображения поверхности. Впервые получен градуировочный график, переводящий количественные значения структурных характеристик поверхности в значения амплитуды напряжений и усталостной повреждаемости. Во время обработки изображение поверхности образца разбивалось по длине на фрагменты, каждый из которых обрабатывался, как отдельное изображение (образец). Использование такой системы позволяет сократить затраты на испытания в 10-12 раз. Установлены следующие факты.

а) Спектры яркости фрагментов обработанных образцов до нагружения представляют собой симметричные колоколообразные кривые распределения, близкие к нормальному.

б) В процессе усталостных испытаний распределение спектра яркости фрагмента образца деформируется, приближаясь к нормально-логарифмическому распределению.

в) Статистические моменты распределения спектров яркости обнаружили степень корреляции с амплитудным значением напряжений, приложенных к образцу, выше 0,95.

В эксплуатации изделий деформационная система диагностики должна функционировать стационарно, а фотометрическая система – при периодическом контроле.

УДК 62-522.2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОДЕЛИРУЮЩИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СУДОХОДНЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ

© 2012 Р.А. Клинов[1], Е.В. Мельников[2], И.А. Данилушкин[2]

[1] ООО «Техтрансстрой», НИЛ-57 Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)
[2] Самарский государственный технический университет

EXPERIMENTAL MODELING SYSTEM FOR STUDYING THE ADVANCED ELECTRO-HYDRAULIC DRIVES OF SHIPPING WATERWORKS

Klinov R.A.[1], Melnikov E.V.[2], Danilushkin, I.A.[2] ([1] "Techtransstroy", LLC, SSAU Research Laboratory, [2] Samara State Technological University). The paper presents the experimental electro-hydro-mechanical stand for hydraulic modeling the bulk shipping gateway. A system for managing the stand experimental data on the results of research has been developed. A new method was used for the combined three-dimensional hydraulic control, which reduces shock loads on equipment and increases the efficiency of the gateway and the hydraulic system.

В настоящее время производится обширный комплекс работ по реконструкции судоходных гидротехнических сооружений (СГТС) России, в т. ч. механического оборудования, а также систем контроля и управления. Существующее положение дел в отрасли характеризуется многообразием видов приводов механизмов, как электромеханических, так и электрогидравлических, причем в последние годы наметилась тенденция к массовому переводу механизмов СГТС на электрогидравлический привод. Наибольшую сложность при проектировании представляют приводы подъемно-опускных и двустворчатых ворот шлюзов. При этом возникает целый ряд вопросов, связанных с выбором способа регулирования привода, синхронизацией двух независимых приводов, контролем его технологических параметров и параметров текущего состояния.

В связи с многообразием конструкций существующих гидроприводов, было принято решение о реализации экспериментального моделирующего комплекса (ЭМК), имитирующего гидропривод шлюзовых ворот в масштабе 1:2. ЭМК состоит из маслостанции и силовой части, представляющей собой станину, на которой шарнирно закреплены через поворотное водило рабочий и нагрузочный гидроцилиндры. Переменные давления в полостях нагрузочного гидроцилиндра моделируют внешнее усилие на ворота, вызванное трением, волновой и ветровой нагрузкой.

Первый этап экспериментов был посвящен исследованию характеристик привода при регулировании расхода масла путем изменения частоты вращения электродвигателя приводящего в движение нерегулируемый гидронасос.

Полученные экспериментальные данные позволяют сделать предварительные выводы, что при чистом частотном регулировании параметров гидросистемы наряду с положительным эффектом снижения расхода рабочей жидкости и энергопотребления отмечаются следующие недостатки: уменьшается крутящий момент электродвигателя, что может привести к перегрузке или остановке гидропривода, снижается КПД насоса и гидросистемы в целом, увеличивается температура рабочей жидкости.

В дальнейшем предполагается исследование совмещенной системы регулирования в составе дроссельного и частотного регулятора, что должно повысить показатели качества регулирования.

Библиографический список

1. Васильев Г.В., Лобанов Р.Б., Немировский И.А. Синтез параметров программно управляемого гидропривода затвора судоходного шлюза / Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления: сб.науч.тр. Вып. 13. М.: Машиностроение, 1987. С.35-42.

2. Морозов В.Н., Краснощеков И.Л., Красинский Д.Б., Мельников Е.В. Об организации исследований в области создания перспективных электрогидравлических приводов механического оборудования СГТС // Гидротехника 21 век. 2012. №2 (5). С.26-30.

УДК 621.98

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА

© 2012 Д.Р. Мухамедзянов, А.И. Рафальский, С.Ю. Звонов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DESIGNING A HYDRAULIC PRESS

Mukhamedzyanov D.R., Rafalskiy A.I., Zvonov S.U. (Samara State Aerospace University). The paper deals with assessing the possible use of Automation studio, SolidWork to design a hydraulic press. This required designing a control system, a three-dimensional model, and performing a numerical calculation of load on the press frame.

Гидравлические пресса относятся к группе машин, которые деформируют заготовку не ударом, а постепенным продвижением деформирующего инструмента. По технологическому назначению прессы можно разделить на пять групп:

1. ковка и объемная штамповка;
2. выдавливание (прессование);
3. листовая штамповка;
4. правильные сборочные работы;
5. обработка металлической стружки, отходов и порошков.

В работе будет рассмотрено проектирование гидравлического пресса для листовой штамповки с поршневым рабочим органом и насоса-аккумуляторным приводом. Основные характеристики проектируемого пресса приведены в табл. 1.

Главным исполнительным механизмом пресса является гидроцилиндр. Расчетная нагрузка цилиндра на штоке считается по следующей формуле:

Таблица 1. Характеристики гидравлического пресса для листовой штамповки

Номинальное усилие, тс.	100
Регулируемый ход ползуна, мм.	600
Макс. давление жидкости, МПа.	27
Размер рабочего стола, мм.	500 х 500
Ход поршня, мм.	560

$$F = (p_н - p_c \cdot \frac{Sн}{Sc}) \cdot Sн \cdot \eta м = \Delta P \cdot Sн \cdot \eta м,$$

где ΔР – полезный перепад давления в гидроцилиндре;$P_н$ и P_c – давление в напорной и сливной полостях цилиндра МПа; $S_н$ и $S_ц$ – рабочие площади поршня в напорной и сливной полостях; мм^2, $h_м$ – механический КПД гидроцилиндра; $h_м$=0,85...0,95.

Основные характеристики гидроцилиндра представлены в табл. 2

Рассчитав, и получив данные расчеты и параметры, выбираем гидравлический цилиндр немецкой фирмы Bosch Rexroth с идентификационным номером CST3ME5/200/140/300F11/B22HHUMTV

Одна из важных вещей в гидроцилиндре – это его перепад давления, который рассчитывается по формуле

$$\Delta p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{...}}.$$

Для поддержания давления нужна рабочая жидкость. Также она выполняет функции теплоносителя, смазочной и промывочной среды, консерватора.

Таблица 2. Исходные данные и результаты расчета параметров гидроцилиндра

Рн, Мпа	Р, Мпа	F, кН	КПД	D, мм	d, мм	Fтр, кН
27	20	1000	0,85	290	40	100

Таблица 3. Характеристики минерального масла ИГП- 49

Обозначение	Класс вязкости по 7803448	Вязкость кинематическая ν, мм^2/с	Плотность ρ, кг/м^3
ИГП-49	100	47…51	895

Таблица 4. Характеристики швеллеров станины пресса ГОСТ 8240-97

№	Номер швеллера	Размер, мм.			Масса 1м	Метров в тонне
		h	b	S		
1	30П	300	100	6,5	31,80	31,45
2	16П	160	64	5,0	17,50	14,20

Основным критерием, определяющим возможность применения жидкости в качестве рабочей, является соответствие вязкости давлению и температуре эксплуатации гидропривода. В соответствие с указанной в задании вязкостью рабочей жидкости выбираем минеральное масло ИГП-49, характеристики которого представлены в табл. 3.

Для управления прессом мы будем проектировать в программном продукте Automation studio. Схема работы гидравлического пресса представлена на рис. 1.

Гидравлический пресс размещается на станине. Станины гидравлических прессов имеют разнообразное строение и конструкцию. В качестве первого признака классификации принято направление перемещения рабочего инструмента: горизонтальное вертикальное или комбинированное. Наш проектируемый пресс имеет двух стоечную сварную станину, с верхним направлением действия рабочего усилия. Станина состоит из 10 горячекатаных швеллеров из стали Ст3. Размеры и характеристики швеллеров приведены в табл. 4.

Расчёт нагрузок на станину пресса будем проводить методом конечных элементов в программном продукте SolidWorks.

Результаты исследования напряжения, перемещения и деформации представлены в табл. 5.

Таблица 5. Результаты исследования напряжения, перемещения и деформации

Имя	**Тип**	**Мин**	**Макс**
Деформация	ESTRN: Эквивалентная деформация	3.03997e-009 Элемент: 14000	9.47324e-006 Элемент: 20043
Имя	**Тип**	**Мин**	**Макс**
Перемещение	URES: Результирующее перемещение	0 mm Узел: 18396	0.0144847 mm Узел: 29271
Имя	**Тип**	**Мин**	**Макс**
Напряжение	VON: Напряжение VonMises	103.207 N/m^2 Узел: 237	3.05703e+006 N/m^2 Узел: 18246

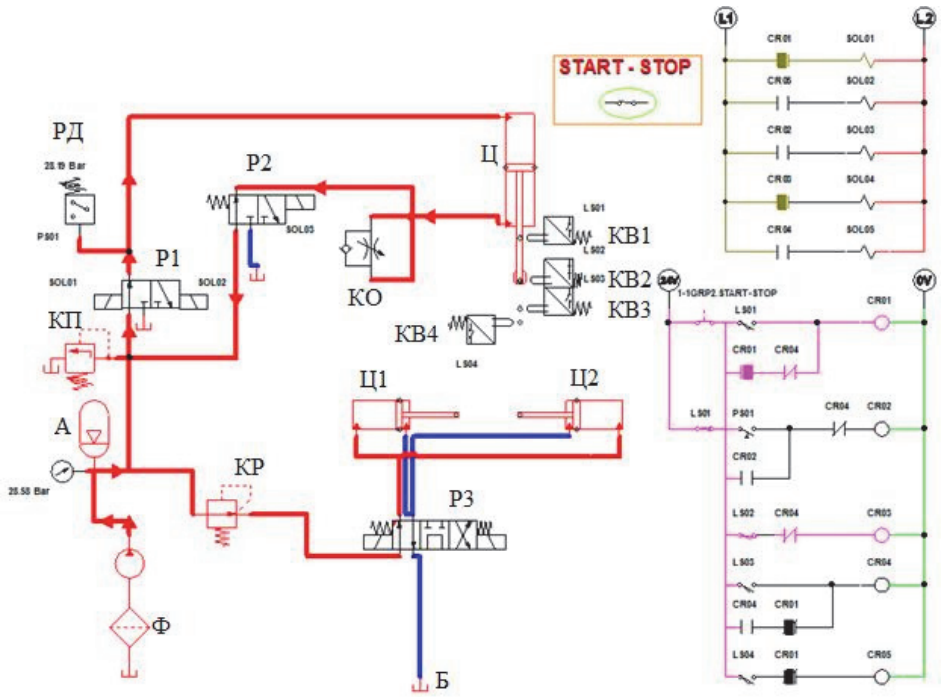


Рис. 1. Электрогидравлическая схема системы управления прессом во время работы

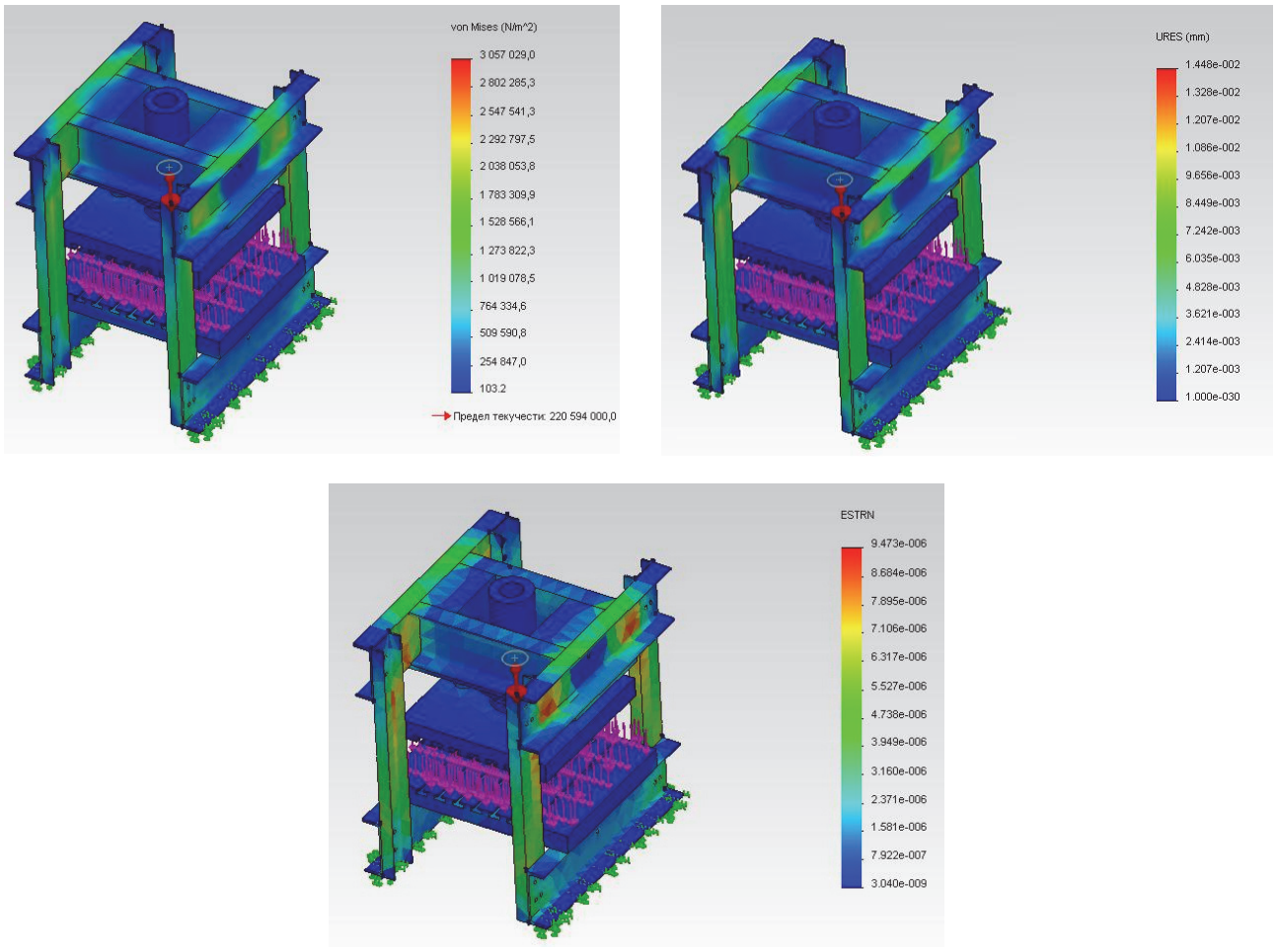


Рис. 2. Показатели исследования

Крепление швеллеров осуществляется сварным швом по контуру соединения и стяжкой четырьмя шпильками.

Проанализировав полученные напряжения, деформации и перемещения (рис. 2) можно сделать вывод, что станина пресса выдерживает заявленные нагрузки при штамповке с усилием равным 100 т.

УДК 621.373

СТРУКТУРИРОВАННЫЕ В ПРОСТРАНСТВЕ И ВРЕМЕНИ ЛАЗЕРНЫЕ ПУЧКИ В ВИБРОМЕТРИИ

© 2012 Е.В. Бурнаевская[1], В.Н. Гришанов[2]

[1] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

[2] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

STRUCTURED IN SPACE AND TIME LASER BEAMS IN VIBROMETRY

Burnaevskaya E.V.[1], Grishanov V.N.[2] ([1] Open Joint Stock Company «KUZNETSOV», Samara, [2] Samara State Aerospace University). Offers laser measuring instruments of vibrodisplacements, allowing at the same time fix three spatial components of moving of a surface – two angular and one translational. For measurement the angular components of displacements used the specular component of radiation reflected by the surface, translational – diffuse/ It the shown that application in vibrometers structured laser beams in space and time, improve performance of vibrometers and expand the range of measured parameters.

Бесконтактные оптические методы измерения вибраций выгодно отличаются от контактных отсутствием механической связи и, следовательно, влиянием зонда или датчика на объект измерений и измеряемые параметры. Из известных трех групп оптических методов измерения вибраций: доплеровских, голографических и зеркальных, последние отличаются относительной простотой приборного обеспечения и интерпретации результатов, а также широким диапазоном измеряемых частот и амплитуд вибраций.

Траектория движения элемента колеблющейся поверхности содержит ценную информацию об особенностях колебательной системы и внешних воздействиях. Идентификация форм колебаний элементов конструкций требует измерений виброперемещений по нескольким пространственным координатам в последовательной или параллельной постановке эксперимента. Естественно, что параллельная постановка эксперимента возможна лишь при использовании многокомпонентных измерителей. Предлагается лазерный измеритель виброперемещений, в котором реализован зеркальный метод, источником измерительной информации являются диффузная и зеркальная компоненты отраженного от вибрирующей поверхности излучения. Виброметр позволяет измерять одновременно две угловые и одну поступательную координаты перемещений элемента колеблющейся поверхности исследуемого объекта, на который сфокусировано лазерное излучение.

Основными элементами оптической схемы виброметра являются лазерный излучатель и две телекамеры, причём одна из телекамер отслеживает угловые виброперемещения по зеркальной компоненте, а другая – поступательные – по диффузной компоненте отражённого поверхностью излучения. Зондирующий лазерный пучок и оптическая ось телекамеры зеркального канала ориентируются перпендикулярно вибрирующей поверхности, а оптическая ось телекамеры диффузного канала составляет некоторый угол φ с вибрирующей поверхностью, значение которого определяется расстоянием до поверхности и амплитудой ее виброперемещений.

При наличии угловых колебаний поверхности траектория лазерного пучка в фокальной плоскости объектива телекамеры зеркального канала будет описывать одну из фигур Лиссажу, параметры которой, рассчитанные ПЭВМ при известном фокусном расстоянии объектива, и дадут значения угловых виброперемещений поверхности. Поступательные вибросмещения поверхности, имеющие отличную от нуля компоненту в направлении падающего лазерного пучка, вызовут перемещения изображения его следа по фоточувствительной поверхности фотоприёмника телекамеры диффузного канала. При высокой частоте виброколебаний по сравнению с кадровой частотой телекамеры изображение следа будет иметь форму отрезка. Длина отрезка вместе с известным углом j и параметрами объектива телекамеры диффузного канала являются исходными данными для расчета амплитуды поступательных виброперемещений в направлении оптической оси падающего на поверхность лазерного пучка.

При использовании в качестве излучателя лазерного генератора линии - структурированного в пространстве лазерного излучения - ориентация следа лазерной линии на вибрирующей поверхности перпендикулярно траектории его перемещения в телекамере диффузного канала достаточен линейный фотоприёмник, что существенно сокращает поток обрабатываемой информации по измерению поступательных виброперемещений без потери разрешающей способности по амплитуде вибраций.

Если лазерный пучок дополнительно структурировать во времени, например, использовать импульсный режим работы лазера, то при соответствующем выборе частоты следования импульсов можно добиться распада непрерывных линий-следов изображений лазерного пучка на фотоприёмниках телекамер как зеркального, так и диффузного каналов на совокупность точек. По количеству точек, составляющих фигуру Лиссажу в зеркальном канале или отрезок в диффузном, легко рассчитываются частоты соответствующих компонент вибраций.

Вышеописанные схемы были экспериментально апробированы. В качестве генератора линии использовался модуль на базе полупроводникового лазера, модуляция потока излучения которого осуществлялась от низкочастотного генератора. Фотоприёмными устройствами служили обычные веб-камеры, сопряжённые с компьютером через USB-порт.

УДК 623.373.8

ПРИМЕНЕНИЕ МОБИЛЬНОГО ЦИФРОВОГО СПЕКЛ – ИНТЕРФЕРОМЕТРА (ЦСИ) ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИЙ ГТД ВО ВНЕСТЕНДОВЫХ УСЛОВИЯХ

© 2012 А.В. Гладков, В.А. Солянников, А.И. Жужукин

ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

USING THE MOBILE DIGITAL SPECKLE INTERFEROMETER (DSI) TO INVESTIGATE THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF GDE UNDER OFF-STAND CONDITIONS

Gladkov A.V., Solyannikov V.A., Zhuzhukin A.I. (OJSC "Nikolay Kuznetsov", Samara). The paper demonstrates an example of using a mobile digital speckle-interferometer with a continuously operating laser developed by "Nikolay Kuznetsov" OJSC to investigate the vibration characteristics of gas-turbine engine structures under manufacturing conditions. The study includes an nalysis of the obtained resonance forms of the blade coupled vibrations in the wheel of the turbine mounted on the shaft.

С помощью мобильного ЦСИ проводились исследования вибрационных характеристик фрагмента поверхности колеса турбины, подвешенного на валу (рис. 1). Это позволяет проводить исследование связанных колебаний лопаток в условиях, близких к условиям эксплуатации.

Когерентный пучок лазера 1 с помощью расширительной линзы 2 и поворотного зеркала 3 освещает фрагмент поверхности колеса турбины, состоящий из трех лопаток, через диффузор 4. Колебания колеса возбуждались с помощью пьезовозбудителя 8 в осевом направлении. Были получены формы колебаний лопаток турбины, находящихся в диске (рис.2).

На частоте 1530 Гц лопатки колеблются по второй изгибной форме с разными амплитудами. На частотах 2185 Гц, 2249 Гц соседние лопатки колеса турбины колеблются на разных формах. При частоте 4643 Гц все лопатки колеблются по крутильной форме, но с разными амплитудами. Таким образом, разработанная установка позволяет исследовать

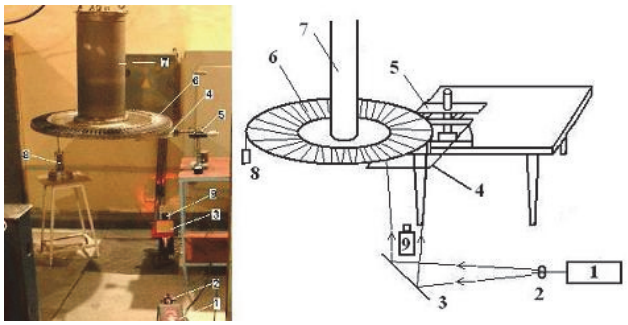
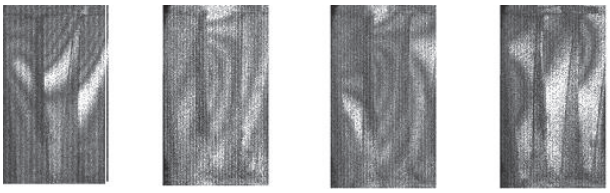


Рис. 1. Общий вид спекл – интерферометра для исследования колебаний фрагмента поверхности колеса турбины, подвешенного на валу: 1 – лазер; 2 – расширительная линза; 3 – поворотное зеркало; 4 – диффузор; 5 – держатель диффузора; 6 –колесо турбины; 7 – вал; 8 – пьезовозбудитель; 9 - телекамера



1530 Гц *2185 Гц* *2249 Гц* *4643 Гц*

Рис. 2. Частоты и формы колебаний фрагмента поверхности колеса турбины

колебания фрагментов различных узлов ГТД во внестендовых условиях.

Библиографический список

1. Еленевский Д.С., Шапошников Ю.Н. Лазерно-компьютерная система анализа спекл-интерферограмм вибрирующих объектов // Известия Самарского научного центра РАН. 1999. №1. С.134-136.

2. Журавлев О.А., Комаров С.Ю., Попов К.Н., Прокофьев А.Б. Разработка автоматизированного метода исследования вибрационных характеристик энергоустановок // Компьютерная оптика, 2001. Т.21. С.7 – 11.

3. Жужукин А.И. Мобильный спекл – интерферометр для исследования форм колебаний вибрирующих объектов во внестендовых условиях // Электронный журнал «Труды МАИ». 2011. №48.

УДК 621.373

БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩИЙ ОПТОЭЛЕКТРОННЫЙ СКАНЕР ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЕОМЕТРИИ И ВИБРАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

© 2012 А.А. Ойнонен[1], В.Н. Гришанов[2]

[1] ФГУП «ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс», Самара

[2] Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

A HIGH-SPEED OPTOELECTRONIC SCANNER FOR MONITORING THE PIPELINE GEOMETRY AND VIBRATIONS

Oynonen A.A.[1], Grishanov V.N.[2] ([1] State Research and Production Space-Rocket Center "TsSKB-Progress", Samara, [2] Samara State Aerospace University). The paper explores the possibility of developing a high-speed optoelectronic scanner to monitor the geometry and vibrations of pipelines in the process of their assembly. The scanner consists of a laser plane generator and a photo receiving module mounted on a moving bridge. This solution would allow for prompt monitoring of pipelines geometry reducing the number of their subsequent bending and rework.

Трубопроводы современной авиационной и ракетно-космической техники представляют собой сложные трёхмерные конструкции, контроль формы которых при изготовлении осуществляется в большинстве случаев путём визуального сравнения с эталоном. В связи с этим при окончательной сборке изделий периодически возникает необходимость доработки тех или иных сборок по месту, а также теряется взаимозаменяемость трубопроводов. Переход к без эталонным способам контроля геометрии трубопроводов связывается с использованием лазерных систем, которые получают все большее распространение благодаря высокой точности их измерений, быстродействию, отсутствию контакта с измеряемой поверхностью, универсальностью и простотой эксплуатации.

При изготовлении трубопровода форма его сечения не меняется. Следовательно, пространственную геометрию трубопровода можно характеризовать формой его осевой линии. Положение осевой линии в конкретном сечении трубопровода поддаётся измерению системами со структурированным лазерным пучком в форме лазерной плоскости, которую обеспечивают лазерные модули с полупроводниковыми лазерами – генераторы линий. След пересечения лазерной плоскости с поверхностью трубопровода представляет собой линию – часть эллипса (рис. 1).

Регистрация цифрового изображения этой линии и измерение на изображении параметров линии позволяет рассчитать координаты точки пересечения осевой линии трубопровода с плоскостью, материализованной структурированным лазерным пучком.

Генератор лазерной плоскости и фотоприёмный модуль, по существу, образуют собой измерительный блок. Конструкция данного сканера представляется в виде портала. Если

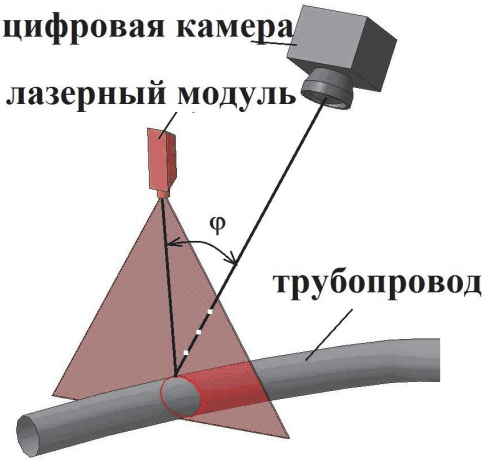


Рис. 1. Определение координаты осевой линии трубопровода

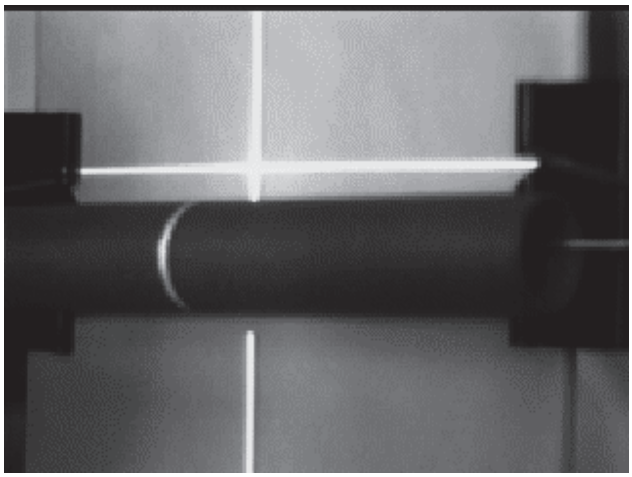


Рис. 2. Сечение трубопровода лазерной плоскостью

угол между осью трубопровода и лазерной плоскостью будет небольшим, то наблюдаемая линия будет иметь незначительную кривизну. С учётом дискретности изображения на современных цифровых фотоприёмных модулях, вычислить положение осевой линии с допустимой погрешностью будет затруднительно. Решить данную проблему можно, смонтировав на портале два измерительных блока, ориентированных под углом 90° друг к другу в горизонтальной плоскости или используя крестообразную структуру поперечного сечения лазерного пучка (рис. 2).

Для измерений должен использоваться модуль, лазерная плоскость которого расположена под наибольшим углом к оси обмеряемого трубопровода. Портал перемещается с заданным фиксируемым шагом над трубопроводом. На каждом шаге регистрируется изображение линии пересечения лазерной плоскости с поверхностью трубы. В результате положение портала даст одну координату некоторой точки осевой линии трубы, а измерения на изображении линии позволят рассчитать две другие её координаты. Для повышения точности измерений возможно использовать изображение следа лазерной плоскости на столе портала в качестве базисного элемента. По последовательному набору координат точек осевой линии воссоздаётся её пространственная форма, которая и сравнивается с моделью, созданной конструктором. Высокое быстродействие подобной системы позволяет оперативно контролировать геометрию трубопроводов сразу после придания заготовке нужной формы, что позволяет минимизировать число последующих подгибок и доработок, а в процессе испытаний - оценивать деформации и амплитуды вибраций.

УДК621.771.2.681.518.5

ЛАЗЕРНО-ВИБРАЦИОННЫЙ МЕТОД ВЫЯВЛЕНИЯ ДЕФЕКТОВ МНОГОСЛОЙНЫХ КЛЕЁНЫХ ОБОЛОЧЕК

© 2012 В.И. Мордасов, Н.А. Сазонникова, А.Д. Сторож, Н.Е. Гребнев, Д.Н. Гребнев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

LASER VIBRATING METHOD FOR DETECTING DEFECTS IN SANDWICH LARGE-SIZED SHELLS

Mordasov V.I., Sazonnikova N.A., Storozh A.D., Grebnev N.E., Grebnev D.N. (Samara State Aerospace University). The laser diagnostic system for detecting unglued joints of sandwich large-sized shells consists of the laser source and the beam receiver, as well as a CCD and optical fiber. The defects presence is detected by an extended reflected laser spot form. The error of the method increases significantly with the reduction of the laser beam distance, the shell external layer vibrating amplitude, and the CCD resolution. Two vibrating sources are employed in this set-up – one from the external side of the shell in the reflecting mirror zone and the other from the inner side.

Контроль параметров технического состояния многослойных конструкций из полимерных композиционных материалов и металлов проводится акустическими, радиационными, тепловы-

ми и оптическими методами дефектоскопии. При этом определяется вид дефекта (расслоение и непроклей внешних обшивок, смятие сотового заполнителя), его геометрические размеры и расположение. Возможно проведение анализа причин их образования с целью повышения уровня технологических процессов и строгого соблюдения технологической дисциплины. Новые конструкции из многослойных материалов имеют несколько границ раздела с различными акустическими свойствами. В них используются самые разнообразные металлические и неметаллические материалы от сталей до резин и пенопластов. Модули упругости, плотности и волновые сопротивления у них отличаются в десятки раз. Кроме того, отдельные слои часто имеют небольшие толщины, гигроскопичны и не допускают контакта с жидкостями. Последнее затрудняет применение традиционных методов неразрушающего контроля. Поэтому для контроля рассматриваемых объектов часто применяют комбинированные методы.

Использование лазерных измерительных систем для выявления поверхностных дефектов позволяет повысить увеличить гарантируемый срок работы с регламентируемой безопасностью эксплуатируемых изделий, а также значительно снизить себестоимость диагностики [1,2]. При выявлении дефектов внутренней структуры материалов изделий используются различные методы – исследование тепловых потоков, распространяющихся в образце при нагреве лазерным источником излучения, исследование акустической эмиссии дефектов на «просвет» и так далее. Но при обнаружении дефектов конструкции, имеющих большие габаритные размеры, все эти методы трудно реализуются. Поэтому используют методы лазерной вибродиагностики, которая позволяет не только обнаружить дефекты, но и более детально их исследовать.

При построении систем контроля непроклея многослойных сотовых оболочек крупногабаритных изделий сложной формы применяется лазерно-виброакустический способ дефектоскопии. Система выявления внутренних повреждений многослойных клееных конструкций в виде непроклея состоит из источника лазерного излучения и приемника излучения, телекамеры, оптоволокна, которое изолирует лазерное излучение от обслуживающего персонала и дает возможность передачи излучения от стационарного источника на большие расстояния без фокусировки. В данной схеме используются вибраторы колебаний (их частота колебаний близка к звуковой): один с наружной стороны исследуемой поверхности в зоне установки отражающего зеркала, второй с внутренней стороны, обеспечивающий колебания всех участков конструкции.

В процессе диагностики регистрируется интерференционное изображение отраженного сигнала с кольцевой структурой, имеющее максимум интенсивности излучения в центре. При отсутствии дефекта характерно изображение в виде концентрических окружностей с кольцами равной толщины. При наличии дефекта в виде непроклея интерференционная картина отраженного сигнала принимает вытянутую форму или имеются смещения и разрывы интерференционных полос, а также смещение максимума интенсивности.

В испытательном стенде используется лазер ЛГН 224-1мощностью излучения 8 мВт с расходимостью светового потока 0,05 рад, длиной волны излучения 0,56 мкм. Для передачи излучения в рабочую зону применяется оптоволокно. Погрешность способа выявления дефектов многослойной сотовой крупногабаритной оболочки существенно увеличивается с возрастанием длины участка непроклея и величины разрешения телекамеры, с уменьшением длины пробега лазерного луча, величины амплитуды колебания внешней пластины клееной конструкции. Использование телекамеры позволяет фиксировать перемещение светового пятна по экрану и с использованием ЭВМ на дисплее, установленном на столе оператора, быстродейственно проводить анализ появления дефектов в оболочке. Повысить разрешающую способность лазерно-вибрационной дефектоскопии для определения места расположения дефектов в виде трещин, отслоения покрытия, непроклея слоев материала и несплошности изделий возможно введением дополнительного вибратора на исследуемый участок. Он закрепляется под оболочкой на удаленном крае участка. При исследовании краевых участков оболочки она поворачивается на строго установленную величину угла ц.

Устройство лазерного вибродефектосокопа не должно при исследовании многослойной клееной оболочки приводить к повреждению ее составляющих. Оно состоит из враща-

ющегося привода, корпуса, трехточечных направляющих с установленным датчиком прижатия, образца оболочки, регулируемой пружины, стержневого бойка для поверхностного простукивания, вращающегося ротора с минимальным осевым смещением, упругой пластины, узла соединения упругой пластины с бойком, экрана для фиксации величины перемещения оптического пятна. С целью увеличения разрешающей способности дефектоскопа по выявлению дефектов малых размеров в 4 раза, увеличение производительности в 2…3 раза обнаружения дефектов с распознаванием трещин, отслоения покрытий, непроклея слоев материалов и несплошности изделий, стержневой боек, имеющий начальный зазор, закрепленный на упругой пластине, которую выступами поднимает и упруго изгибает вращающийся ротор, при соударении с поверхностью оболочки с силой, регулируемой пружиной (100…150 г), производит отскок в области расположения дефектов. При данной величине соударения не происходит разрушение материала сотовой конструкции.

Принцип обработки накопленных данных следующий. Формируется опорный спектр сигнала для бездефектной области (объект в нагруженном состоянии). Информация является отправной точкой сравнения. Затем исходная информация сравнивается с текущим спектром сигнала, поступающим дискретно с заданной частотой. Частоту формирования сигналов устанавливает пользователь программы, как число кадров в секунду. Каждый последующий спектр вычитается из предыдущего, в результате чего формируется картина распределения фиксируемых точек в плоскости координат. Программа сканирует спектр по двум координатам, что позволяет выявить пространственную ориентацию дефектной области. Признаком дефекта служит изменение спектра по сравнению со спектром в бездефектных зонах изделия. Скорость обработки данных зависит от производительности компьютера.

Библиографический список

1. Сазонникова Н.А. Исследование переотражения излучения в элементах поверхности // Компьютерная оптика, М.: МЦНТИ, 2002. Вып. 22. С.23-28.

2. Мордасов В.И., Сазонникова Н.А. Обнаружение повреждений при нанесении покрытий на металлическую поверхность // Металлы. 2000. №4. С. 105-109.

УДК 629.7.83

РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, ОСНОВАННОЙ НА ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗЕ В ПРОГРАММНОЙ СРЕДЕ LABVIEW

© 2012 А.В. Маслов, С.Н. Тиц

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

IMPLEMENTATION OF THE TURBO-PROPELLER ENGINE DIAGNOSTIC TECHNIQUE BASED ON A WAVELET ANALYSIS IN THE LABVIEW ENVIRONMENT

Maslov A.V., Titz S.N. (Samara State Aerospace University). Based on the study of methods and means of aircraft engine vibration monitoring, the present study suggests a new diagnostic technique by mixed analysis of vibration signals. The qualitative evaluation of the engine state should be performed by the signal spectral analysis, while the quantitative evaluation – by the wavelet analysis. The effectiveness of the suggested technique and related software has passed the development verification.

Основным принципом технического обслуживания и ремонта, основанным на техническом диагностировании, является принцип предупреждения отказов в работе оборудования при условии обеспечения максимально возможной его наработки.

Развитие дефекта в ГТД определяется методами виброакустической диагностики. Анализ опыта контроля технического состояния систем с вращательным движением силовых узлов показывает, что для обнаружения возможных отказов наиболее эффективен (до 77%) контроль состояния оборудования именно по вибропараметрам. Это обусловлено тем, что пути внешнего проявления скрытых механических дефектов весьма ограниченны. Су-

ществует только два показателя, указывающих на эти дефекты, которые на стадии зарождения легко измерить: температура и вибрация. Из этих двух параметров вибрация имеет такие преимущества, как практически мгновенная реакция на изменение технического состояния объекта, а также относительная простота измерения.

В результате проведенного анализа методов и средств вибрационного контроля состояния авиационных двигателей было установлено, что для диагностирования состояния редуктора необходимо контролировать параметры виброускорения.

На основе анализа существующих методов обработки сигналов была создана программа проведения анализа вибрации в программной среде LabVIEW, осуществляющая обработку сигналов быстрым преобразованием Фурье, оконным преобразованием Фурье и непрерывным вейвлет-преобразованием. Преобразование сигналов осуществляется с помощью наборов виртуальных инструментов экспресс–анализа (Express VI) и продвинутой обработки сигналов(Advanced Signal Processing Toolkit). Интерфейс программы позволяет задавать метод масштабирования, тип приведения, масштаб (целочисленное значение коэффициента расширения функции вейвлета), сдвиг (целочисленное значение коэффициента смещения функции вейвлета), вид вейвлета для виртуального прибора непрерывного вейвлет–преобразования, диапазон частот, для анализа конкретных частотных составляющих.

Метод масштабирования позволяет задать параметр, по которому будет производиться масштабирование вейвлета. При выборе в качестве параметра масштабирования Scale, изменение масштаба производится с шагом 1 до заданного параметра масштаба. При выборе в качестве параметра масштабирования Frequency, изменение масштаба соответствует частотному диапазону сигнала.

Тип приведения задает параметр, которому будут соответствовать значения коэффициентов непрерывного вейвлет–преобразования. Можно осуществить приведение в амплитуде либо к энергии колебаний.

Предложен метод диагностирования авиационных двигателей путем смешанного анализа сигналов вибрации: качественная оценка состояния двигателей должна проводится спектральным анализом, а количественная – вейвлет-анализом (рис. 1).

В ходе экспериментальной отработки на двигателе Walter M601F в составе самолёта типа L-410 была подтверждена эффективность предлагаемой методики и разработанного программного обеспечения.

Библиографический список

1. Байемани Н.Р. Методы повышения эффективности вибрационного диагностирования газотурбинных двигателей в эксплуатации. М:.Машиностроение, 2004. 135 с.

2. Баркова Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования. СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2003. 160 с.

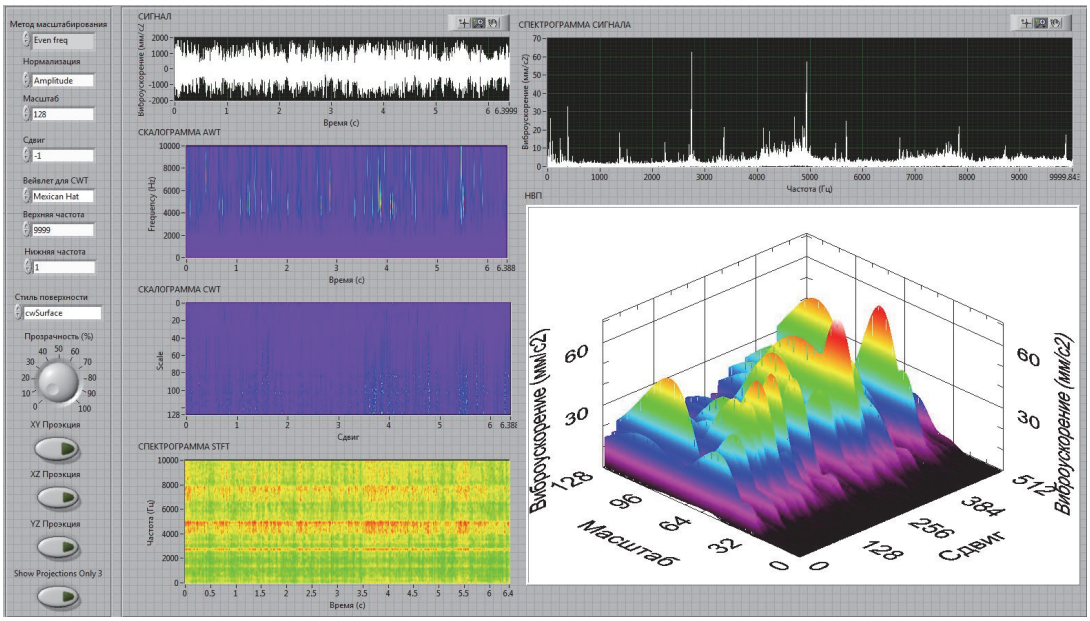


Рис. 1. Окно программного обеспечения

УДК 629.7.83

КОНТРОЛЬ НАЛИЧИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЙ

© 2012 Д.С. Молчанов, С.Н. Тиц

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

COMPOSITE AIRFRAME DEFECT DETECTION BY MEANS OF WAVELET TRANSFORMS

Molchanov D.S., Titz S.N. (Samara State Aerospace University). The paper presents the results of evaluating the operating control method for the airframe composite materials technical condition. The method was implemented by using PXI-standard hardware made by National Instruments Corporation and various software products. The software developed in LavVIEW has made it possible to trace the vibration acceleration signal change dynamics with an increase of the defect area both at the sample honeycomb core construction and at the airframe elements. The programme interface is presented.

В связи с непрерывным ростом применения композиционных материалов в авиационных конструкциях всё актуальнее становится задача разработки эффективного метода оперативного контроля технического состояния данных конструкций.

Наиболее эффективным видится применение метода свободных колебаний, позволяющего оперативно дать интегральную оценку технического состояния. В основу метода положен анализ свободных колебаний, возбуждаемых механическим ударом в контрольных точках. При этом средствами преобразования и регистрации производится запись сигнала вибрации. Ниже приведён алгоритм проведения диагностирования сотовых конструкций.

В работе было осуществлено апробирование методики оперативного контроля элементов планера, в которых используются сотовые конструкции.

Реализация методики производилась с помощью аппаратуры стандарта PXI компании National Instruments и различных программных продуктов: NI Signal Express, NI Sound and Vibration Assistant, а также LabVIEW как среды разработки и платформы для выполнения программы для обработки полученных данных, созданной на графическом языке программирования «G». Созданная в LabVIEW программа позволила отследить динамику изменения сигнала виброускорения с увеличением площади дефекта на эталонной сотовой конструкции. Программа составлена из блоков в которых обрабатывается сигнал как оконным преобразованием Фурье (для выявления резонансных частот), так и непрерывным вейвлет-

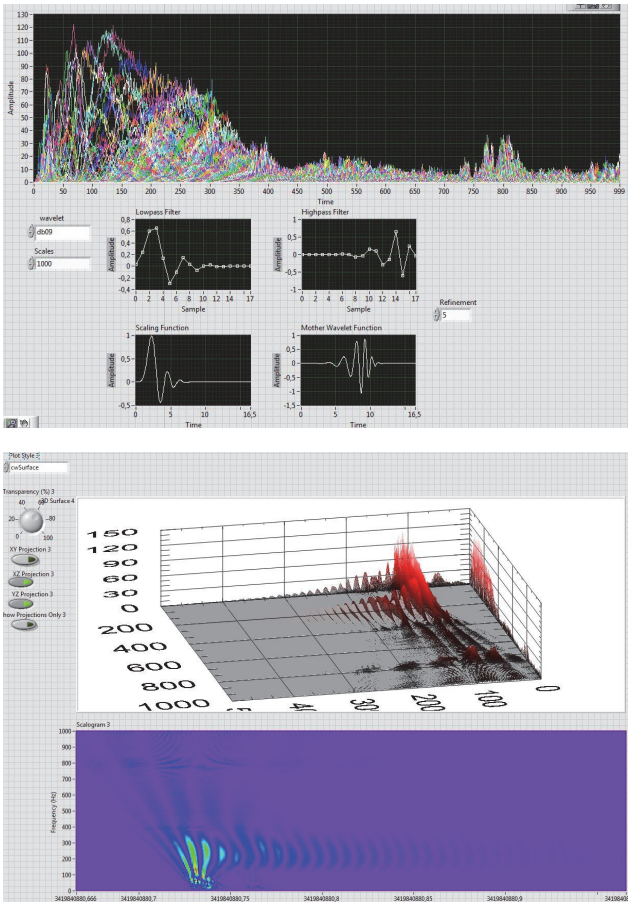


Рис. 1. Интерфейс программы

преобразованием. Ниже на рис. 1 представлен интерфейс программы.

На учебном аэродроме была проведена экспериментальная проверка методики на самолёте Як-42. Получены и сравнены результаты для нескольких объектов контроля.

Библиографический список

1. Ваньков Ю.В., Казаков Р.Б., Яковлева Э.Р. Собственные частоты изделия как информа-

тивный признак наличия дефектов // Электронный журнал “Техническая акустика”. 2003. № 5. URL: http://ejta.org (дата обращения 12.06.2012).

2. Клюев В.В., Пархоменко П.П., Абрамчук В.А. и др. Технические средства диагностирования: Справочник [под общ. ред. В.В. Клюева]. М.: Машиностроение, 1989. 672с.

3. Тиц С.Н., Коптев А.Н., Киселёв Ю.В. Метод выявления дефектов авиационных конструкций, основанный на анализе линий максимумов и хребтов непрерывного вейвлет-преоразования // Авиационная промышленность. 2009. №6. С.326-335.

УДК 621.375

ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРМ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ПЛАСТИН ПНЕВМОКЛАПАНА С ПОМОЩЬЮ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА И ДОПЛЕРОВСКИХ ВИБРОМЕТРОВ

© 2012 А.И. Сафин, Д Д. Богданов, А.А. Кудряшова, М.А. Ермилов, Р.Н. Сергеев, О.А. Журавлёв

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

INVESTIGATION INTO RESONANT VIBRATIONS FORMS OF THE WORKING PLATES WITH PNEUMATIC SPECKLE INTERFEROMETER AND DOPPLER VIBROMETER

Safin A.I., Bogdanov D.D., Kudryashov A.A., Ermilov M.A., Sergeev R.N., Zhuravlev O.A. (Samara State Aerospace University).The paper discusses the results of research into the resonant vibration forms of pneumatic valve working plates with the help of automatic control systems based on speckle interferometer and Doppler vibrometers.

Известно [1], что пружинные пневмоклапаны отличаются определенной нестабильностью характеристик, связанной с рядом конструктивных факторов (например, наличие зазоров в узле крепление рабочих пластин), пульсационным характером воздействия на тарель проходящего газа, высоким уровнем вибрационных нагрузок. Настройка режимов работы такого клапана, проверка его работоспособности являются трудоёмким процессом, требующим применения инструментальных методов контроля.

В работе на примере широкоапертурного пневмоклапана дренажного типа показаны возможности анализа динамических характеристик рабочих пластин с помощью получивших применение в СГАУ бесконтактных лазерных систем виброметрии. Данные системы включают помехоустойчивый цифровой спекл-интерферометр (ЦСИ) с непрерывным лазером [2] и доплеровские виброметры фирмы Polytec[3] с одиночным зондирующим пучком (типа PDV-100), а также трехкомпонентными сканирующими пучками (типа PSV-400-3D). Данные исследования кроме научного интереса несут большой образовательный потенциал для студентов технических специальностей вуза, так как основаны на использовании современных автоматизированных средств контроля, отличающихся высокой информативностью и оперативным представлением результатов.

На рис. 1 приведена схема конструкции серийного клапана как объекта исследования.

Каждая рабочая пластина клапана (рис. 2) имеет на наружной поверхности три ребра жесткости и выполнена за одно целое с двумя вертикальными стойками, имеющими отверстия для установки на соединительной оси 4 (см. рис.1).

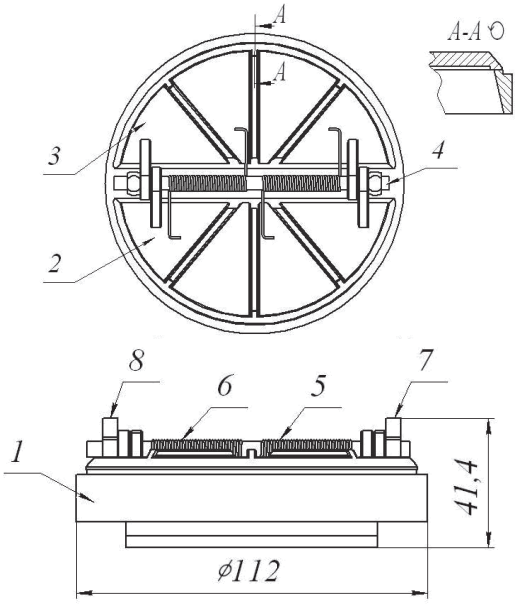


Рис. 1. Схема конструкции пневмоклапана: 1 – силовое кольцо с поперечной балкой; 2, 3 – рабочие пластины; 4 – соединительная ось; 5, 6 – прижимные пружины; 7,8 – концевые стойки



Рис. 2. Численная модель рабочей пластины клапана

При этом все элементы узла крепления рабочих пластин имеют конструктивные зазоры в контактных парах. Частично зазоры компенсируется за счет силы прижатия рабочих пластин к седлу клапана с помощью двух пружин 5 и 6. По нашим оценкам коэффициент жесткости каждой пружины не превышает 0,2…0,3 Н·м/рад.

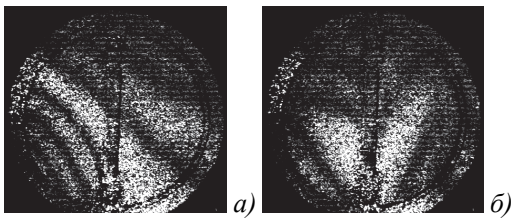
Применение ЦСИ с непрерывным лазером для определения вибрационных характеристик клапана в условиях люфтовых смещений соединительных элементов стало возможным за счёт разработанного программного метода помехоустойчивости интерферометра [2], а также установки клапана с такой ориентацией в пространстве, когда случайные люфтовые смещения колеблющихся на резонансных частотах рабочих пластин минимальны. Такая ориентация клапана соответствовала вертикальному расположению рабочих пластин с горизонтально направленной соединительной осью рис. 3.Однако переход к ориентации клапана с вертикально направленной соединительной осью (рис. 4) привел к снижению контрастности получаемых спекл-интерферограмм и затруднению в интерпретации регистрируемых форм резонансных колебаний. Это связано с ограничениями применяемого ЦСИ, позволяющего определять лишь такие виброперемещения, которые совпадают с нормалью к исходной поверхности пластины.

Для более детального представления картины колебаний рабочих пластин клапана в условиях неравномерности их контакта с концевыми стойками были использованы доплеровские виброметры. Так с помощью вибромета



а) б) в)

Рис. 3. Изменение спекл-интерферограмм резонансной формы колебаний рабочих пластин на частоте 669 Гц при увеличении расхода Q проходящего газа: а) Q = 0; б) Q = 4,7 л/мин ; в) Q = 10 л/мин

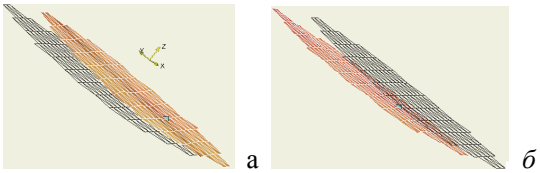


а) б)

Рис. 4 . Изменение формы резонансных колебаний рабочей пластины клапана на частоте 610 Гц при подаче расхода Q газа: а) Q = 0; б) -6,5 л/мин

PDV-100 было показано, что для левой и правой пластин клапана при их пульсационном возбуждении и заданной ориентации имеется близкая по значению резонансная частота на уровне 75 Гц. Применение сканирующего виброметра в условиях возбуждения пневмоклапана пьезокерамическим вибратором также подтвердило наличие близкой по значению резонансной частоты, соответствующей 78,1 Гц. Это позволило произвести виртуальное объединение рабочих пластин в единую тарель и получить наглядные картины фаз её резонансных колебаний (рис. 5). Из рисунка видно, что максимальный уровень виброперемещений соответствовал координате Y, т.е. происходил вдоль соединительной оси клапана. По оси Z колебания имели максимальный уровень вибропермещений лишь в верхней части тарели.

Полученные с помощью сканирующего доплеровского виброметра картины виброперемещений способствовали более полному анализу интерферограмм форм резонансных колебаний рабочих пластин, регистрируемых с помощью ЦСИ.



а б

Рис. 5. Крайние положения а), б) виброперемещений тарели относительно исходной плоскости рабочих пластин и системы координат

Библиографический список

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.

2. Журавлёв О.А., Ивченко А.В., Комаров С.Ю., Шапошников Ю.Н., Щеглов Ю.Д. Автоматизированная виброметрия механических конструкций на основе помехоустойчивого цифрового спекл-интерферометра: Лабораторный практикум [под ред. академика РАН В.П. Шорина]. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т., 2007. 124 с.

3. Сайт компании Polytec. URL: www.polytec.com (дата обращения 25.07.2012).

УДК 621.375

ПРИМЕНЕНИЕ РАЗРАБОТАННОГО ЛАЗЕРНОГО ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОКЛАПАНА ДРЕНАЖНОГО ТИПА

© 2012 Р.Н. Сергеев, Ю.В. Харчикова, О.А. Журавлёв

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

APPLICATION OF A LASER DIAGNOSTIC COMPLEX FOR INVESTIGATION INTO VIBRATION CHARACTERISTICS OF THE PNEUMATIC DRAIN VALVE

Sergeev R.N., Harchikova Yu.V., Zhuravlev O.A. (Samara State Aerospace University).The use of digital speckle interferometer with a continuous laser for the studies into vibrational characteristics of the two-leaf spring type pneumatic drain valve was examined. Working plates were somewhat different in terms of stiffness and mass. Excitation of oscillations was carried out either by gas stream, or acoustic field or by their combination. The resonance frequencies and mode shapes corresponding to the node mounting working plates were obtained.

Для автоматических клапанов, тарель которых прижата пружиной к седлу, а открытие клапана происходит под действием давления среды, к наиболее важным относится силовые (нагрузочные) характеристики, определяемые взаимодействием потока рабочей среды с подвижными элементами конструкции [1].

Наиболее часто причиной отказов подобных систем является самовозбуждение колебаний параметров потока и вибрации подвижных элементов при отсутствии источника колебательной энергии.

Трудность исследования физических процессов, связанных с наличием автоколебаний, заключается в случайном характере процессов, приводящих к внезапному исчезновению колебаний или их появлению при определённых сочетаниях рабочих параметров [2]. Для наиболее полного описания таких процессов необходимо экспериментальное определение виброакустических характеристик элементов конструкций совместно с исследованием механизмов взаимодействия потоков с конструкцией. Решение такой задачи возможно за счёт применения панорамных диагностических комплексов, обеспечивающих регистрацию динамических процессов газо-жидкостных средах с одновременной записью амплитудно-частотных характеристик конструкционных элементов. Создание такого комплекса возможно на основе методов когерентной оптики.

Разработанный для данных целей панорамный диагностический комплекс [3] включает виброметрический цифровой спекл-интерферометр (ЦСИ) с непрерывным лазером, оснащенный программным методом повышения помехоустойчивочти [4], и лазерные визуализаторы структуры течения жидкости и газа [5]. Данный комплекс оправдал своё применение при исследовании резонансных колебаний экспериментальной модели широкоапертурного пневмоклапана с плоской рабочей пластиной, имеющий жесткую заделку по нижней кромке и характеризующуюся неравномерностью прижатия к седлу клапана [6].

В данной работе в качестве объекта исследования взят серийный двухстворчатый пневмоклапан дренажного типа (рис. 1). Корпусная часть клапана образуется силовым кольцом 1, выполненным за одно целое с поперечной балкой. Профилированная вершина балки разделяет набегающий газ на два потока.

Для крепления клапана и возбуждения его колебаний использовался экспериментальный узел с массивным цилиндрическим корпусом 1 (рис. 2).

Особенности исследований связаны с тем, что анализируемые рабочие пластины 2,3

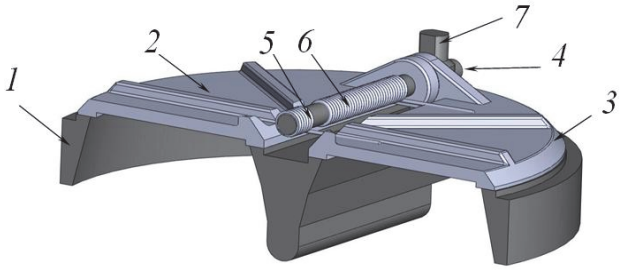


Рис. 1. Сечение конструкции трёхмерной модели пневмоклапана: 1 – силовое кольцо с балкой; 2, 3 – рабочие пластины; 4 – ось крепления; 5, 6 – прижимные пружины; 7 – стойка крепежная

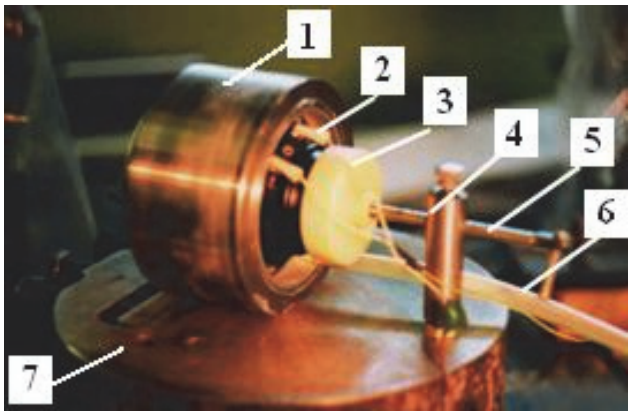


Рис. 2. Экспериментальный узел крепления и возбуждения пневмоклапана:
1 – цилиндрический корпус; 2, 3 – звуковой динамик с диэлектрическим основанием; 4 – стойка с фиксатором; 5 – шток; 6 – трубка подвода сжатого воздуха; 7 – массивное основание

(см. рис. 1) не имеют жесткой заделки в корпусе клапана, характеризуются повышенной упругостью конструкции, а также находятся во взаимодействии с поджимающими пружинами 5,6 и седлом клапана. Возможности применения ЦСИ с непрерывным лазером в столь сложных условиях рассматриваются при выполнении экспериментов, отличающихся ориентацией рабочих пластин в пространстве.

Кроме этого была проведена конструктивная доработка одной из рабочих пластин клапана, заключающаяся в исключении рёбер жесткости на её наружной поверхности. Отличие рабочих пластин в исследуемой модели клапана по массе, уровню упругости конструкции, шероховатости наружной поверхности должно приводить к различию их вибрационных характеристик. Выявление этих различий составляло одну из задач проводимых исследований.

В докладе представлены результаты исследования вибрационных характеристик рассмотренной модели пневмоклапана при различных условиях возбуждения колебаний его рабочих пластин (пульсационном, акустическом и комбинированном). Наибольшая устойчивость и контрастность получаемых спекл-интерферограмм форм колебаний соответствовала вертикальному расположению рабочих пластин при горизонтальной ориентации поворотной оси клапана. Пульсационное возбуждение автоколебаний пластин клапана исследовалось при минимальном расходе проходящего газа и соответствовало начальному этапу разгерметизации. Для диапазона частот до 1 кГц получены контрастные спекл-интерферограммы резонансных форм колебаний клапана при среднем уровне интенсивности звукового поля на частотах 420, 515, 610 и 780 Гц. Проведённое численное моделирование собственных форм и частот колебаний рабочих пластин показало, что полученные экспериментальные результаты соответствовали возбуждению узла крепления пластин. При этом рабочие пластины клапана на указанных частотах колеблются без изменения геометрических параметров.

Библиографический список

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.

2. Харкевич А. А. Автоколебания. М.: Либроком, 2009. 176 с.

3. Шорин В.П., Шахматов Е.В., Журавлев О.А. и др. Диагностический комплекс для исследования пульсационно-вибрационных процессов гидрогазовых систем // Тез. докл. междун. н.-т. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Ч.1, Самара: СГАУ, 2003. С. 147-149.

4. Еленевский Д.С., Журавлёв О.А., Шапошников Ю.Н., Щеглов Ю.Д., Комаров С.Ю. Применение методов голографической и спекл-интрерферометрии для исследования вибрации и шума механических конструкций: Учеб. пособие [под ред. В.П. Шорина]. Самара: СГАУ, 2005. 193 с.

5. Журавлев О.А., Мединская Л.Н., Шорин В.П. Лазерная диагностика двухфазных течений: Учеб. пособие. Куйбышев: КуАИ, 1989. 74 с.

6. Журавлев О.А., Комаров С.Ю., Сергеев Р.Н., Макарьянц Г.М., Харчикова Ю.В. Исследование резонансных колебаний рабочей пластины экспериментальной модели пневмоклапана // Вестник СГАУ/ 2011. № 3 (27). Часть 3. С. 363-369.

УДК 681.786

СПОСОБ РАСШИФРОВКИ СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОГРАММ

© 2012 Ю.Д. Щеглов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

METHOD OF DECODING SPECKLE INTERFEROGRAMS

Shcheglov U.D. (Samara State University). We propose an interactive method of quantitative interpretation of the speckle interferograms obtained with static or dynamic loads of various structural elements.

В настоящее время для исследования деформации или формы собственных колебаний ответственных деталей и узлов аэрокосмической техники широкое распространение получила технология так называемой электронной спекл-интерферометрии [1].

Это устоявшееся название отражает три существенных обстоятельства:

- экспериментальная информация регистрируется средствами электроники;

- несущей для информативного сигнала является спекл-структура на изображении оптически шероховатого объекта, освещённого когерентным лазерным излучением;

- полезная информация проявляется в процессе интерференции случайного поля спекл-структуры изображения с когерентным фоном – опорным сигналом.

Процедура извлечения и удобного (для дальнейшего использования) представления полезной информации зависит от типа интерферометра, реализованного в конкретной измерительной схеме. Известны, например, интерферометры поперечного сдвига и интерферометры поворота.

Однако наибольшее распространение получили измерительные схемы, чувствительные к нормальному перемещению поверхности объекта. Именно на этот случай и ориентирован предлагаемый способ расшифровки интерферограмм.

Практически контроль статической или колебательной деформации объекта заключается в регистрации двух его изображений в исходном и возмущённом состоянии. На основании этих исходных изображений строится результирующее изображение – интерферограмма, представляющая собой систему тёмных полос, несущих информацию о деформации объекта.

Процесс интерпретации (иногда говорят – расшифровки) интерферограммы затрудняют, по крайней мере, следующие причины:

- интерферограмма промодулирована случайным сигналом спекл-структуры, что маскирует интерференционные полосы, особенно полосы более высокого порядка;

- в интерферограмме отсутствует информация о направлении нормального перемещения поверхности объекта (выпуклости и впадины не отличаются друг от друга);

- интерферограмма – это, прежде всего изображение, хотя иногда и имеющее самостоятельную ценность, однако, во многих случаях требуется числовое представление поля деформации, например, с целью использования пакета MATHCAD или иных математических программ.

Целью настоящей работы является разработка предельно простого, сводящегося к примитивным манипуляциям “мыши”, алгоритма интерактивного взаимодействия человека-оператора с ЭВМ в процессе обработки спекл-интерферограммы.

Проработка литературных источников и патентов не позволила выявить достаточно доступного способа расшифровки интерферограмм [2].

Специально разработанная программа DeshifrInterfero.exe призвана восполнить этот недостаток. Она развивает новый подход к процессу расшифровки спекл-интерферограмм [3] и предоставляет пользователю простой в использовании инструмент.

Предлагаемый способ расшифровки спекл-нтерферограмм заключается в следующем.

1) Программно формируется виртуальная математическая поверхность – так называемая сплайн-поверхность.

2) Математически моделируется процесс принудительной “деформации” сплайн-поверхности. Процесс “деформации” сплайн-поверхности напоминает чеканку барельефа из пластичного листового материала. В качестве “заготовки” используется сплайн-поверх-

ность. В роли "чекана" выступает левая кнопка "мыши". "Радиус инструмента" и "сила удара" задаются в соответствующих полях редактирования интерфейса программы Deshi-frInterfero.exe.

3) В реальном времени вычисляются и отображаются на фоне исходной спекл-интерферограммы следы пересечения (изотопы) сплайн-поверхности с системой взаимно параллельных плоскостей.

Расстояние между этими плоскостями определяется длиной волны используемого лазерного излучения и характером деформации: при статической деформации расстояние между этими плоскостями равно четверти длины волны; при исследовании формы собственных колебаний объекта взаимное расположение секущих плоскостей определяется заданной длиной волны и нулями функции Бесселя.

4) Процесс "деформации" сплайн-поверхности продолжается до приемлемого совпадения изотоп со срединами тёмных полос исходной интерферограммы. К этому моменту сплайн-поверхность математически описывает деформацию или форму собственных колебаний объекта.

5) В программе DeshifrInterfero.exe. предусмотрены некоторые сервисные функции, позволяющие, например, задать криволинейный контур интересующей области сплайн-поверхности и удалить её ненужные участки.

6) Программа DeshifrInterfero.exe позволяет полученный таким образом выделенный фрагмент сплайн-поверхности, как математический объект, преобразовать в полутоновое изображение – псевдо-интерферограмму, в систему изотоп – топограмму или в текстовый файл, в котором в символьной форме, доступной для использования, например, программой MATHCAD, сплайн-поверхность представлена таблично.

7) Программа DeshifrInterfero.exe позволяет также автоматически впечатать уровень сплайн-поверхности (в микрометрах) в точках левого щелчка "мыши" на изображении псевдо-интерферограммы или топограммы.

8) Псевдо-интерферограмма и топограмма сохраняются в соответствующих графических файлах. Табличное представление сплайн-поверхности сохраняется в текстовом файле.

В докладе представлен более подробный перечень операций, составляющих существо предлагаемого способа расшифровки спекл-интерферограмм. Результат выполнения каждой операции поясняется соответствующим рисунком на примере кольцевого объекта, нагруженного изгибным моментом в поперечном направлении.

Библиографический список

1. Еленевский Д.С., Шапошников Ю.Н. Исследование процессов звукоизлучения конструкции методами электронной спекл-интерферометрии // Известия Самарского научного центра РАН. 2001. Т. 3. №2. С. 232-237.

2. Батькович В.В., Буденкова О.Н., Константинов В.Б. и др. О получении распределения температур в жидкости и твердом теле с помощью голографической интерферометрии // ЖТФ. 1999. Т. 69, Вып. 6. С. 106-111.

3. Журавлёв О.А., Комаров С.Ю., Щеглов Ю.Д. Представление формы собственных колебаний объекта двумерным сплайном // Материалы докл. Межд. н.-т. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Самара: СГАУ, 2006. Ч. 1. С. 218-219.

УДК 621.824.002.73

СПОСОБ РАЗДЕЛЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИИ, ВЫЗВАННОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬЮ РОТОРОВ И ИХ РАСЦЕНТРОВКОЙ

© 2012 А.Е. Сундуков[1], Е.В. Сундуков[2]

[1] ООО "Турбина", Самара,
[2] ОАО "КУЗНЕЦОВ", Самара

METHODS OF DIVIDING THE INTENSITY OF VIBRATIONS IN GAS TURBINE ENGINES CAUSED BY THE IMBALANCE AND MISALIGNMENTOF ROTORS

Sundukov A.E.[1], Sundukov E.V.[2] ([1] LLC "Turbina", Samara, [2]OJSC "Kuznetsov", Samara). The paper proposes a method of calculating the coefficients of impact of the rotor rotation frequency on the intensity of vibrations on the rotors caused by their imbalance and misalignment. This obtained correlation allows to discretely determine the common level of vibration from every factor.

При эксплуатации агрегатов, состоящих из двигателя и нагрузки, контроль их вибрационного состояния, как правило, осуществляется по измерению интенсивности вибрации на

частоте вращения роторов. Уровень этой вибрации, главным образом, определяется неуравновешенностью и расцентровкой роторов [1] . Возможность оценки соотношения интенсивности вибрации, вызванной тем или другим факторами, имеет важное практическое значение, так как определяет выбор мероприятий по снижению уровня вибрации. Сложность разделения вклада каждого из этих факторов в общий уровень вибрации заключается в том, что они проявляются в увеличении интенсивности, прежде всего, на частоте вращения роторов.

Пренебрегая влиянием других факторов для многорежимного двигателя, например ГТД, можно решить данную проблему следующим образом. Примем начальные фазы колебаний, вызванные этими дефектами, неизменными и линейной зависимость интенсивности от величины дефекта. Дисбаланс трансмиссии, соединяющий двигатель и нагрузку, считаем пренебрежительно малым. Составляющие колебания на частоте вращения определяются зависимостями

$$a_д = A_д cos(\omega t + \varphi_1);$$
$$a_p = A_p\, cos(\omega t + \varphi_2),$$

где $A_д$ и A_p – соответственно амплитудные значения колебаний, вызванные дисбалансом и расцентровкой; φ_1, φ_2 – начальные фазы; ω – общая угловая частота. Суммарное колебание определится в виде [2]

$$a_\Sigma = A_\Sigma \cos(\omega t + \varphi),$$

где

$$A_\Sigma = [A_д^2 + A_p^2 + 2A_д A_p \cos(\varphi_1 - \varphi_2)]^{1/2}, \quad (1)$$

$$\varphi = arctg \frac{A_д \sin\varphi_1 + A_p \sin\varphi_2}{A_д \cos\varphi_1 + A_p \cos\varphi_2}.$$

Перепишем соотношение (1) для трех значений ω:

$\omega = \omega_1$,

$$A_{\Sigma 1} = [A_{д1}^2 + A_{p1}^2 + 2A_{д1}A_{p1}\cos(\varphi_1 - \varphi_2)]^{1/2}; \quad (2)$$

$\omega = \omega_2$,

$$A_{\Sigma 2} = [A_{д2}^2 + A_{p2}^2 + 2A_{д2}A_{p2}\cos(\varphi_1 - \varphi_2)]^{1/2}; \quad (3)$$

$\omega = \omega_3$,

$$A_{\Sigma 3} = [A_{д3}^2 + A_{p3}^2 + 2A_{д3}A_{p3}\cos(\varphi_1 - \varphi_2)]^{1/2}. \quad (4)$$

Обозначим

$$A_{д2} = k_1 A_{д1};\ A_{p2} = k_2 A_{p1};\ A_{д3} = k_3 A_{д1};$$
$$A_{p3} = k_4 A_{p1}, \quad (5)$$

где k_1, k_3 – соответственно коэффициенты влияния на уровень вибрации от дисбаланса при переходе с частоты ω_1 на ω_2 и с ω_2 на ω_3; k_2, k_4 – соответствующие коэффициенты влияния на уровень вибрации от расцентровки. Из соотношения (2) можно получить выражение для $\cos(\varphi_1 - \varphi_2)$

$$\cos(\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{A_{\Sigma 1}^2 - A_{д1}^2 - A_{p1}^2}{2A_{д1}A_{p1}}. \quad (6)$$

Подставив (5) и (6) в (3) и (4) после несложных преобразований получим

$$A_{\Sigma 2} = (k_1^2 A_{д1}^2 + k_2^2 A_{p1}^2 + k_1 k_2 A_{\Sigma 1}^2 - k_1 k_2 A_{д1}^2 - k_1 k_2 A_{p1}^2)^{1/2}, \quad (7)$$

$$A_{\Sigma 3} = (k_3^2 A_{д1}^2 + k_4^2 A_{p1}^2 + k_3 k_4 A_{\Sigma 1}^2 - k_3 k_4 A_{д1}^2 - k_3 k_4 A_{p1}^2)^{1/2}. \quad (8)$$

Из (7) можно получить выражение для $A_{д1}$ и, подставив его в (8) после преобразования, определить A_{p1} в следующем виде

$$A_{p1} = \left[\frac{A_{\Sigma 1}^2 (k_1 k_2 k_3^2 - k_1^2 k_3 k_4) + A_{\Sigma 2}^2 (k_3 k_4 - k_3^2) + A_{\Sigma 3}^2 (k_1^2 - k_1 k_2)}{k_1 k_2 k_3^2 - k_2^2 k_3^2 + k_1^2 k_4^2 - k_1 k_2 k_4^2 + k_2^2 k_3 k_4 - k_1^2 k_3 k_4} \right]^{1/2}. \quad (9)$$

Для нахождения коэффициентов k_1. k_3 необходимо измерить интенсивность вибрации двигателя от дисбаланса на частотах вращения роторов ω_1, ω_2, ω_3 ($A_{д1}$, $A_{д2}$, $A_{д3}$) при отсоединенной нагрузке. Тогда из (5) следует

$k_1 = A_{д2} / A_{д1}$, $k_3 = A_{д3} / A_{д1}$.

Коэффициенты k_2. k_4 определяются из (7), (8) в следующем виде

$$k_2 = \left(\frac{A_{\Sigma 2}^2 - k_1^2 A_{д1}^2}{A_{p1}^2 + k_1 A_{\Sigma 1}^2 - k_3 A_{д1}^2 - k_1 A_{p1}^2} \right)^{1/2}; \quad (10)$$

$$k_4 = \left(\frac{A_{\Sigma 3}^2 - k_3^2 A_{д1}^2}{A_{p1}^2 + k_3 A_{\Sigma 1}^2 - k_3 A_{д1}^2 - k_3 A_{p1}^2} \right)^{1/2}. \quad (11)$$

Величина A_{p1} находится из зависимости $A_{p1} = (A_{\Sigma 1}^2 - A_{д1}^2)^{1/2}$ по данным измерения интенсивности вибрации двигателя с нагрузкой для случая $\omega = \omega_1$. Подставив полученные значения в (10) и (11) можно найти k_2, k_4.

Оценка коэффициентов k_1 - k_4 проводилась применительно к одному из испытательных стендов ОАО “КУЗНЕЦОВ”. Испытывался двигатель НК-12СТ со свободной турбиной. Вибродатчики устанавливались на маслоколонке свободной турбины (СТ) в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном (СТв), горизонтальном (СТг) и осевом (СТо). Для определения коэффициентов k_1, k_3 было выполнено несколько проходов по оборотам с отсоединённой нагрузкой (рис. 1).

Уровень вибрации оценивался в режиме следящего анализа с шириной фильтра 3 Гц. Поэтому влиянием вибрации газогенератора можно пренебречь.

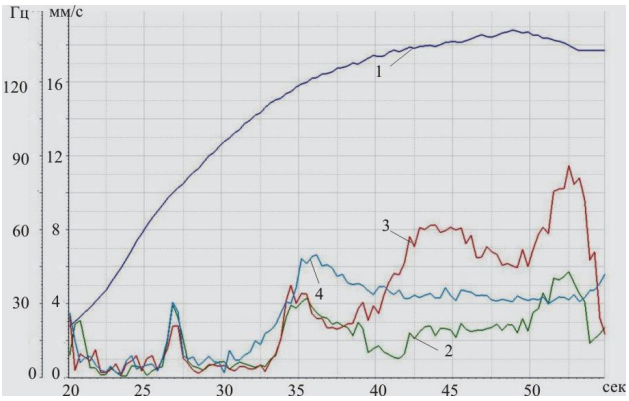


Рис. 1. Переходная характеристика двигателя: 1 - частота вращения ротора СТ, 2 – вибродатчик СТв, 3 - СТг, 4 – Сто

В табл. 1 приведены соответствующие осреднённые значения интенсивности вибрации по трём вибродатчикам.

Соответствующие значения коэффициентов $k_1 - k_4$ представлены в табл. 2.

Расчёт коэффициентов $k_1 - k_4$ целесообразно выполнить при нескольких сочетаниях дисбаланса и расцентровки, полученные данные осреднить.

Используя соотношение (9), рассчитанные значения коэффициентов и результаты измерения интенсивности вибрации на частоте вращения ротора ω_1, можно оценить величину A_{p1} и $A_{o1} = (A_{\Sigma 1}^2 - A_{p1}^2)^{1/2}$.

Таким образом, определив однажды коэффициенты влияния k_1, k_2, k_3, k_4 для данного типа двигателя в конкретных условиях его установки и определив суммарный уровень интенсивности вибрации на частоте вращения роторов ω_1, можно оценить долю интенсивности вибрации, вызванную дисбалансом и расцентровкой валов. Полученные результаты позволяют выбрать дальнейшие действия по снижению уровня вибрации агрегата.

Таблица 1

Частота, Гц	Вибродатчик		
	СТв, мм/с	СТг, мм/с	СТо, мм/с
100	0,75	0,71	1,01
120	3,93	4,51	5,22
135	2,70	7,23	3,95

Таблица 2

Коэффи-циент	Вибродатчик		
	СТв	СТг	СТо
k_1	5,24	5,17	6,35
k_2	0,99	1,61	1,81
k_3	3,60	3,91	10,18
k_4	2,80	2,58	3,33

Библиографический список

1. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин: 2-е изд. исправл. М.: Машиностроение, 2000. 344 с.

2. Иориш Ю.И. Виброметрия. М.: Гос. научн.-техн.изд-во машиностр.лит-ры,. 1963. 771 с.

УДК 629.735.33.064:681.54

ОСОБЕННОСТИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ГТД, ВЫЗВАННЫЕ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА РОТОРА

© 2012 А.Е. Сундуков[1], Е.В. Сундуков[2]

[1] ООО «Турбина», Самара,
[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

THE SPECIFICS OF VIBRATIONAL STATE OF GAS TURBINE ENGINES CAUSED BY THE CREEPING OF THE OUTER RING OF THE ROTOR BEARING

Sundukov A.E.[1], Sundukov E.V.[2] ([1] LLC "Turbina", Samara, [2] OJSC "Kuznetsov", Samara). The paper proves that the creeping of the outer ring cage of the gas turbine engine's rotor can be diagnosed by the vibration analysis in the zone of its rotation.

В процессе сдаточных испытаний одного из двигателей НК-12СТ на стенде ОАО «КУЗНЕЦОВ» было зарегистрировано повышение вибрации по вибродатчику на картере свободной турбины (СТ), вызвавшее аварийный останов. Причем повышенная вибрация отмечалась как на двигателе, так и на нагрузке, в качестве которой выступал пневмотормоз (ПТ), представляющий собой полноразмерный одновальный газотурбинный двигатель. Регистрация вибрации производилась в нормируемом диапазоне частот 30-150 Гц.

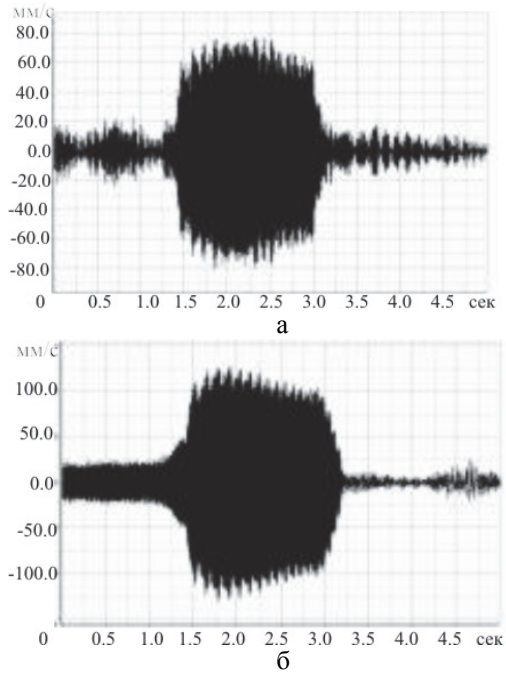


Рис. 1. Временные реализации вибрации картера СТ (а) и передней опоры ПТ (б)

Анализ временных реализаций показал, что повышение уровней происходит кратковременно в течение 1,5 – 2 с и наибольшее значение отмечается на нагрузке (рис. 1).

На спектрах вибрации до и в интервале повышения видно (рис. 2): наличие одной ярко выраженной составляющей, которая до момента увеличения уровня идентифицируется как первая роторная гармоника СТ. При этом наблюдается уменьшение её частоты с 138,3 до 131,3Гц при увеличении интенсивности и сохранении частоты вращения ротора СТ. Анализ фазы взаимного спектра вибрации ПТ и двигателя показывает, что источником повышенных колебаний является нагрузка [1] (фаза взаимного спектра на частоте ~131 Гц, при выборе первым вибродатчика с нагрузки, положительна, это свидетельствует о том, что источник колебаний на этой частоте находится в ПТ).

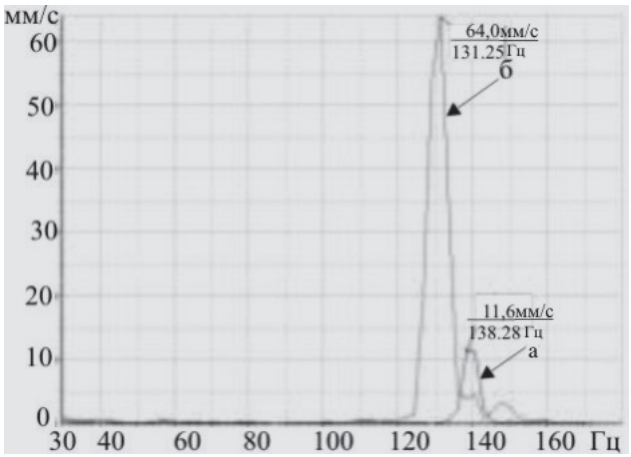


Рис. 2. Спектр вибраций передней опоры ПТ до повышения уровня вибрации (а) и в интервале повышения (б)

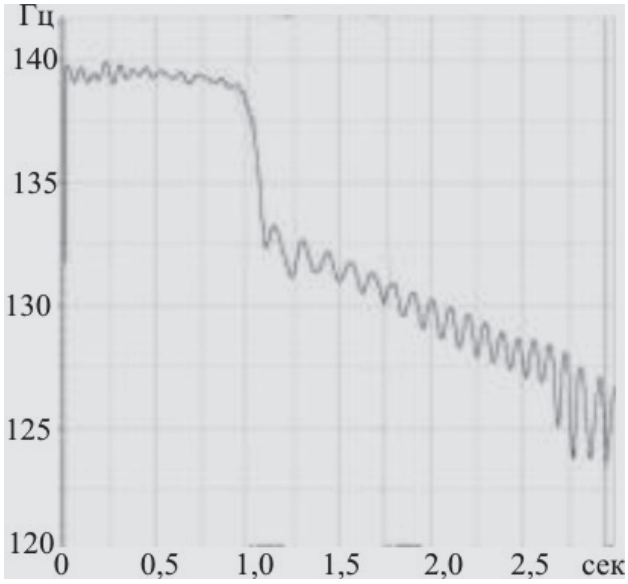


Рис. 3. Изменение частоты составляющей спектра вибрации ПТ

Был выполнен анализ изменения частоты вибрационного процесса в полосе 125 -145 Гц (соответствующая методика изложена в [2]). Полученные данные (рис. 3) показывают, что до момента повышения уровня (в интервале 0,5 – 1 с) частота гармоники меняется случайным образом вокруг среднего значения, далее наблюдается падение среднего значения частоты, при этом период её изменения: в начале падает, а далее растет.

Использование непрерывного вейвлет-преобразования [3] дает возможность выполнить частотно-временной анализ (рис. 4).

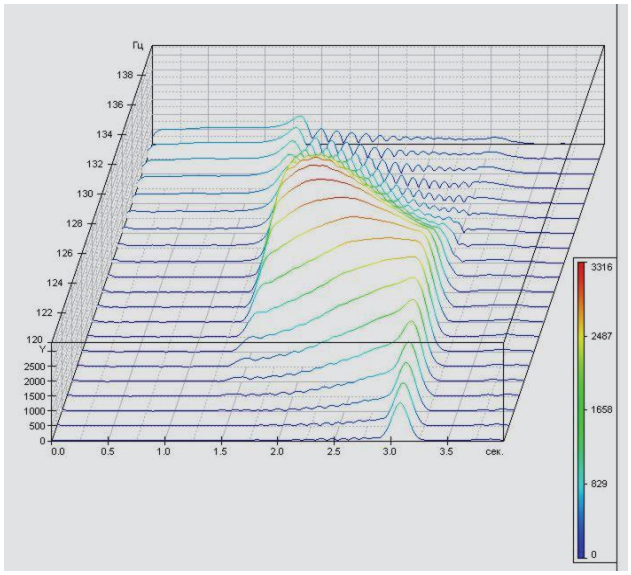


Рис. 4. Вейвлет-преобразование (морлет-вейвлет, m=40) вибрации ПТ

Представленные данные также показывают, что увеличение интенсивности гармоники происходит с уменьшением её частоты. Изменение частоты регистрируемой вибрации при постоянной частоте вращения ротора ($f_{вр}$) возможна в следующих двух случаях: первый – попадание масла внутрь ротора. При этом частота вибрации составляет ~ 0,9 от частоты вращения ротора [4]. Увеличение уровня вибрации, как правило, регистрируется на всех режимах работы двигателя. Второй случай – проскальзывание наружного кольца подшипника в посадочном месте [5]. Здесь вместо частоты $f_{вр}$ будет регистрироваться разностная частота ($f_{вр}$- $f_{вр1}$), где $f_{вр1}$ – частота вращения наружного кольца подшипника. Обычно этот дефект диагностируется по спектру огибающей путём выделения модулирующих гармоник высокочастотной вибрации [5]. Однако в данном случае воспользоваться этим подходом невозможно из-за ограниченности исследованного частотного диапазона.

Совокупность полученных результатов дала основание высказать предположение, что кратковременный рост интенсивности вибрации двигателя и нагрузки вызван проскальзыванием наружной обоймы подшипника в передней опоре ПТ. Его разборка подтвердила выдвинутую версию.

Таким образом, проведенный анализ позволил выявить проскальзывание наружной обоймы подшипника в случае, когда исследуемый частотный диапазон ограничен частотой первой роторной гармоники и диагностика дефекта по высокочастотной вибрации [5] невозможна.

Библиографический список

1. Бендат Дж., Пирсол Л. Применение корреляционного и спектрального анализа : пер. с англ. М.: Мир, 1983. 540 с.

2. Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.Д. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибрации энергетических машин // Известия СамНЦ РАН. Специальyсй выпуск “Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития”. 2006. С. 194 - 197.

3. Добеши И. Десять лекций по вейвлетам. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика». 2001. 464 с.

4. Успехи в решении проблем динамики ГТД // В сб. Новости зарубежной науки и техники. Сер. Fвиационные двигатели, №1, 1988, С. 6-13.

5. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации //Учебное пособие. СПб: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. 159 с.

УДК 621.824.002.73

ВИБРОДИАГНОСТИКА РАСЦЕНТРОВКИ ВАЛОВ ПО ОБЩЕМУ УРОВНЮ ВИБРАЦИИ

© 2012 А.Е. Сундуков[1], Е.В. Сундуков[2]

[1] ООО «Турбина», Самара,
[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

VIBRO-DIAGNOSTICS OF SHAFTS MISALIGNMENT BY THE OVERALL LEVEL OF BEARING VIBRATIONS

SundukovA.E.[1], Sundukov E.V.[2] ([1] LLC “Turbina”, Samara, [2] OJSC “Kuznetsov”, Samara). Basing on statistics the present study has proved that the diagnosis of misalignment of loaded shafts on GT engines NK-12ST, NK-14ST, can be carried out by using the method of correlating the common levels of vibration of free turbines within two frequency zones from 30-150 Hz and 10-1000Hz.

Опыт эксплуатации агрегатов, состоящих из двигателя и нагрузки, показывает, что расцентровка валов является причиной повышенной вибрации около 50% случаев [1]. Существующие методы диагностики данного дефекта предполагают оценку фазовых соотношений на частоте вращения роторов [2] или спектральный анализ вибрации с выделением гармоник кратных частоте их вращения [3]. Это требует использования довольно сложных и дорогостоящих устройств и предъявляет достаточно высокие требования к квалификации персонала. В практике оценки вибросостояния агрегатов широко применяются простейшие виброметры, позволяющие оценивать общий уровень вибрации в некоторой полосе частот.

Поэтому было бы полезно иметь методику, позволяющую определять наличие расцентровки валов по результатам измерения общего уровня вибрации.

На газоперекачивающих агрегатах с двигателями НК-12СТ, НК-14СТ используется «штатная» виброизмерительная аппаратура ИВ-Д-ПФ с полосой пропускания 30 -150 Гц. Анализ возможного спектра вибрации, генерируемого расцентровкой валов показывает, что это явление характеризуется появлением второй и, иногда, третьей гармоник частоты вращения роторов и кратных им [3]. Тогда целесообразно проводить сравнение уровня вибрации в «штатном» диапазоне частот с показанием виброметров в широко используемом и рекомендуемом нормативными документами интервале 10 -1000 Гц. В этом случае возможно измерение общего уровня вибрации до 7-ой гармоники частоты вращения ротора свободной турбины (СТ).

Для оценки возможности применения данного подхода использовались экспериментальные данные среднеквадратического значения (СКЗ) виброскорости в указанных выше частотных диапазонах, полученные по 7-ми агрегатам ГПА-Ц-6,3 Балашовской КС. Измерения проводились дважды в сутки с последующим их осреднением за год (данные получены с использованием системы виброконтроля и вибродиагностики АСТД-2 и представлены ООО ТД «ТЕХНЕКОМ»). Анализировались результаты измерений с вибродатчиков, установленных на передней опоре (ПО) двигателя в вертикальном, горизонтальном направлениях; средней опоре (СО) двигателя в вертикальном и горизонтальном направлениях и в районе технологической серьги СТ в вертикальном, горизонтальном и осевом направлениях. Соответствующие графики парных значений, в рассматриваемых частотных диапазонах, представлены на рис. 1-3.

Как видно из представленных данных, наибольший интерес представляют материалы, полученные в районе СТ. Из рис. 3 видно, что есть несколько точек (1-4), выпадающих из общей статистики. Для оценки принадлежности выделяющихся результатов измерений некоторой генеральной совокупности использовался критерий Н.В. Смирнова [4]. Для этого анализировался вариационный ряд разности величины СКЗ виброскорости в полосе 10-

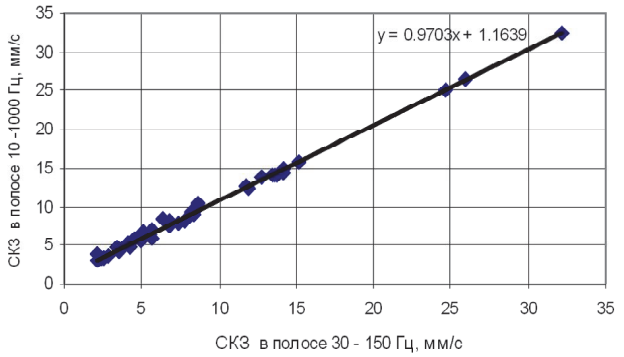


Рис. 1. Поле парных значений СКЗ виброскорости в двух частотных полосах на ПО двигателя

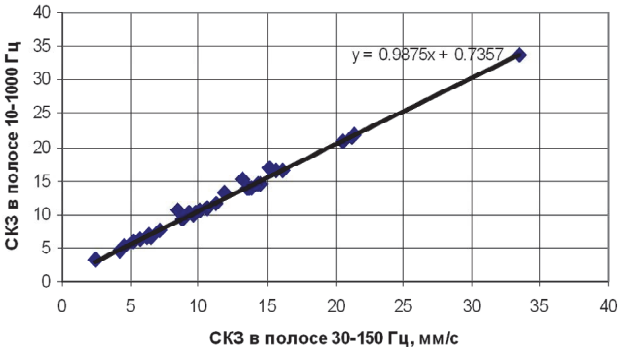


Рис. 2. Поле парных значений СКЗ виброскорости в двух частотных полосах на СО двигателя

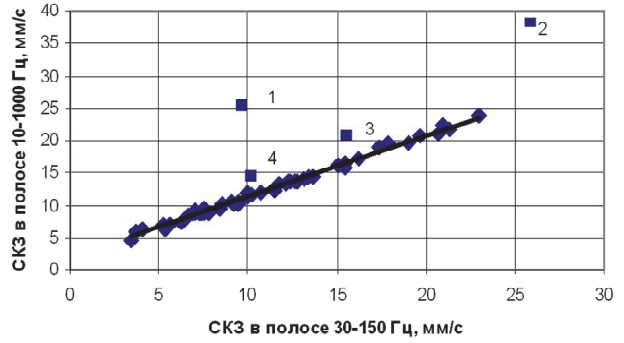


Рис. 3. Поле парных значений СКЗ виброскорости в двух частотных полосах на СТ двигателя

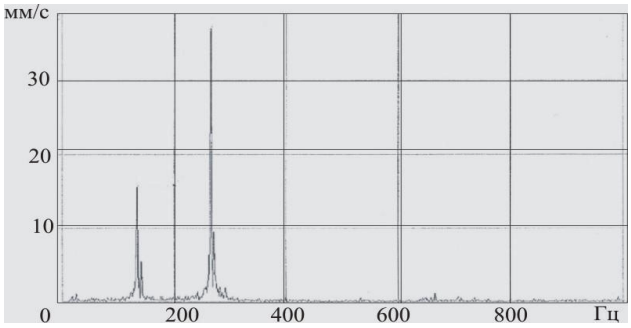


Рис. 4. Спектр СКЗ виброскорости для точки 2 (рис. 3)

1000 Гц и 30-150 Гц. Последовательно вычислялась статистика для последнего значения вариационного ряда в виде

$$u_n = \frac{x_n - \bar{x}}{s}, \qquad (1)$$

где n – число членов вариационного ряда;

x_n - последний член вариационного ряда;

$\overline{x}$, s-соответственно среднее и среднеквадратическое значения.

Расчёт по соотношению (1) позволил установить, что некоторые данные (точки 1, 2, 3, 4 рис. 3) не принадлежат рассматриваемой генеральной совокупности и подлежат исключению. По оставшемуся массиву данных (53 парных значения) получено уравнение регрессии в виде

$$y = 0.9498x + 1.8296. \quad (2)$$

Анализ спектров вибрации СТ соответствующий точкам 1- 4 показал наличие интенсивной второй гармоники частоты вращения роторов (рис. 4), что характеризует расцентровку валов.

Тогда алгоритм диагностики расцентровки валов может выглядеть следующим образом. Производится измерение СКЗ виброскорости в частотных областях 30 - 150 и 10 - 1000 Гц . По соотношению (2) определяется расчётное значение СКЗ виброскорости в полосе 10-1000 Гц. Определяется разница между измеренным и расчётным значениями. В случае превышения этой разницы погрешности измерения интенсивности вибрации (10%) предполагается наличие расцентровки валов. Производится проверка центровки агрегата и, при необходимости, вносится соответствующая корректировка. Если замечаний по центровки нет – выполняется подробный анализ вибрации СТ на предмет выявления причины расхождения полученных данных.

Библиографический список

1. Лихачёв С.В. Современные средства центровки при наладке и ремонте оборудования // Методы и средства оценки энергетического оборудования: Сб. СПб, ПЭИПК, 2003, вып. 23. С.27-34.

2. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин: 2-е изд. исправл. М.: Машиностроение, 2000. 344 с.

3. Росляков А.Д., Николаев В.А., Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Вибродиагностика расцентровки валов соединённых зубчатыми и шлицевыми муфтами // Вестник СГАУ. 2009. №3(19). С. 152-155.

4. Степнов М. Н. Статистические методы обработки результатом механических испытаний: справочник. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

УДК 681.518.54:620.178.53

ОСОБЕННОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПРИЗНАКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СПЕКТРА ОГИБАЮЩЕЙ

© 2012 А.Е. Сундуков[1], Е.В. Сундуков[2]

[1] ООО «Турбина», Самара,
[2] ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

SPECIAL CONSIDERATIONS OF OBTAINING THE DIAGNOSTIC SIGNS OF THE ROTOR MACHINES TECHNICAL CONDITIONS BY USING SPECTRUM ENVELOPING

Sundukov A.E.[1], Sundukov E.V.[2] ([1] LLC "Turbina", Samara, [2] OJSC "Kuznetsov", Samara). The present study determines the filter parameters by simulating amplitude-modulated vibrations generated by the fine band process at the intensity of the simulation produced harmonics. It has been found out that the monotone dependency of its intensity remains the same only up to the relative width of 18%.

Спектр огибающей достаточно широко используется в практике вибродиагностики роторных машин. Однако выделение узкополосного процесса для получения его огибающей накладывает определённые ограничения на получаемые результаты. Граница узкополосности до сих пор однозначно не определена. Её положение зависит от особенности решаемой задачи и характеристик исследуемого процесса. Анализ практики использования спектра огибающей показывает, что ширина фильтра, выделяющего процесс для последующего получения огибающей колеблется в довольно широких пределах (от 1/3 до октавы). Очевидно, что на интенсивность составляющих спектра огибающей будут оказывать влияние характеристики фильтра, формирующего узкополосный случайный процесс, а также параметры исходной вибрации.

Рассмотрим это влияние для некоторых из них. Для этого воспользуемся моделью в виде амплитудно-модулированного широкополосно-

го шума, где в качестве модулирующей функции используется гармоника с постоянным уровнем и несколькими значениями частоты. Исследования проводились при двух значениях глубины модуляции (М) – 0,1 и 1,0, двух величин затухания фильтра, выделяющего узкополосный случайный процесс и нескольких значениях относительной его ширины. Модулировался широкополосный «белый» шум в диапазоне частот до 28,8 кГц. Огибающая выделялась с использованием преобразования Гильберта.

На рис. 1 представлены данные влияния частоты модулирующей гармоники на уровень её интенсивности ($A_г$) в спектре огибающей. Здесь центральная частота фильтра составляла 20 кГц, относительная его ширина $D\omega_ф/\omega_0$ (где $\Delta\omega_ф$ – ширина фильтра, ω_0 – его центральная частота) равнялась 23% (1/3 октавы, принятой большинством авторов в качестве граничного значения узкополосности). Из рисунка видно, что при затухании фильтра 60 дБ изменение интенсивности гармоники от частоты носит сложный характер. Особенно ярко это выражено для меньшего значения М. Уверенное выделение спектра огибающей в рассматриваемом случае возможно в полосе до 2,3 кГц. При этом для обоих значений параметра М изменение выделенного уровня гармоники при изменении её частоты до этой величины составляет несколько сот процентов.

Выполненный анализ влияния относительной ширины фильтра с 10 до 23% показал увеличение интенсивности выделенной модулирующей гармоники до 37%. При ширине фильтра в 23% изменение его затухания с 60 до 500 дБ приводит к уменьшению интенсивности модулирующей гармоники на 67%.

На рис. 2 приведены данные влияния относительной ширины фильтра в диапазоне 10 – 30% на выделенную интенсивность для амплитудно - модулированного процесса (частота модулирующей гармоники 1 кГц) и широкополосного шума. Из рисунка видно, что при М=0 наблюдается монотонное увеличение средней амплитуды огибающей. Для амплитудно-модулированного процесса нарушается монотонность в изменении интенсивности амплитуды выделенной гармоники в функции относительной ширины фильтра. Появляется перегиб кривой зависимости $A_г = f(\Delta\omega_ф/\omega_0)$. При этом перегиб тем чётче выражен, чем меньше параметр М и больше затухание фильтра. Для рассмотренных случаев отмеченный перегиб проявляется для значений относительной ширины фильтра 18,5 – 20%. Считаем, что данные значения нужно рассматривать как границу узкополосности для рассматриваемого метода анализа вибрационных процессов.

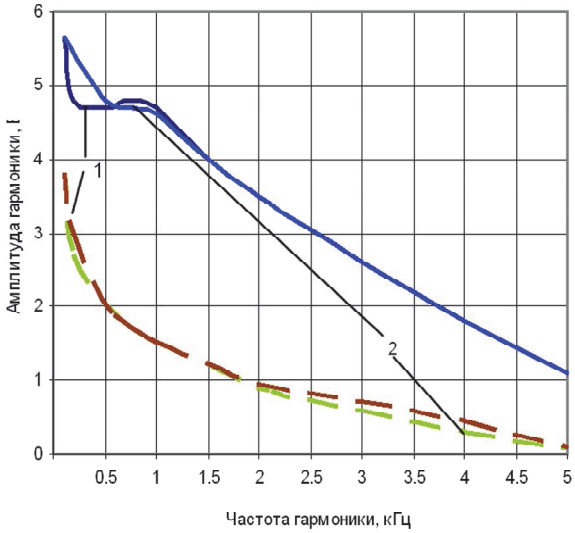


Рис. 1. Зависимость $A_г$ от её частоты при затухании фильтра в 60 (-) и 500 (—) дБ (1-М=0,1, 2-М-1,0)

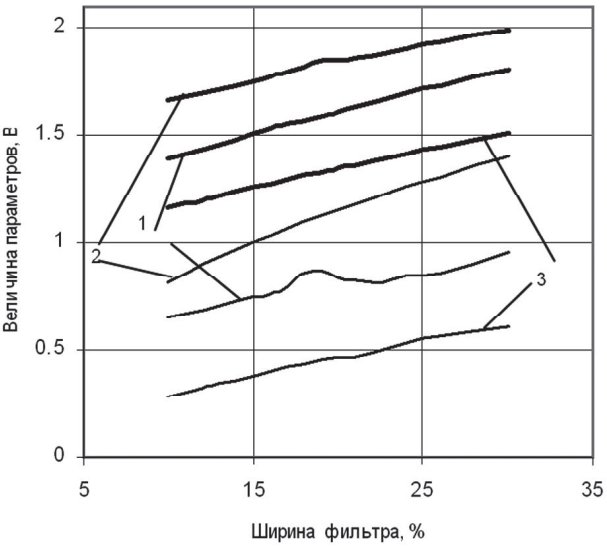
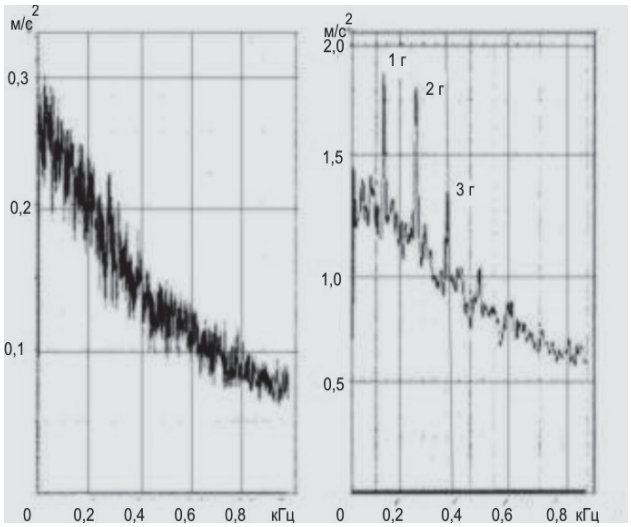


Рис. 2. Зависимость $A_г$ от относительной ширины фильтра: - -затухание фильтра 40 дБ; — -380 дБ; 1-М=0; 2-М=0,1; 3-М=1

Влияние выбора частотной области спектра вибрационного процесса для получения огибающей на информативность её спектра показана на примере двигателя НК-14СТ. При испытании на стенде завода-изготовителя был выявлен дефект в виде расцентровки и заклинивания торсионного вала, соединяющего его с нагрузкой. На рис. 3 приведены спектры огибающей в двух частотных областях. Как вид-



а *б*

Рис. 3. Спектры огибающей в двух частотных областях: а – 6,25-7,95 кГц; б –10,5-13,5 кГц

но из представленных данных, в первой зоне нет дискретных составляющих, во второй – идентифицируются первая, вторая и третья гармоники частоты вращения ротора свободной турбины. Такой вид спектра характеризует наличие дефекта в шлицевой муфте.

Проведенный анализ показал зависимость спектра огибающей от параметров фильтра, выделяющего узкополосный процесс, а также от параметров выделенного колебания из общей структуры исследуемого вибрационного процесса. Поэтому при сравнительном анализе спектра огибающей необходимо выбирать одинаковые параметры фильтра и использовать одну и ту же частотную область исходного колебания. При этом относительную ширину фильтра, выделяющего узкополосное колебание, целесообразно принимать не более 18%.

УДК 621.883 (088.8)

ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ПРОЦЕССЕ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ СБОРКИ

© 2012 В.Г. Шуваев, И.В. Шуваев

Самарский государственный технический университет

VIBRATION DIAGNOSTICS OF THREADED JOINTS IN THE PROCESS OF ULTRASONIC ASSEMBLY

Shuvayev V.G., Shuvayev I.V. (Samara State Technical University). The article considers the issues of improving the efficiency of the assembly of threaded joints by application of ultrasonic vibrations and shock pulses, as well as the vibration diagnostics of formed connections. The designed method of assembly of the threaded joints combines the advantages of the ultrasonic and shock assembly.

Все резьбовые соединения в аэрокосмической промышленности можно отнести к ответственным, определяющим прочность, надежность и безопасность всей конструкции, поэтому к формированию резьбовых соединений предъявляются повышенные требования.

Из общего баланса времени сборки резьбовых соединений на этап затяжки приходится до 40 % времени (0,5…2 с), причем именно на этом этапе происходит силовое замыкание соединяемых деталей, сопровождаемое изменением напряженно-деформированного состояния соединения и микрогеометрии резьбы, окончательно формируются эксплуатационные свойства резьбовых соединений. И от того, насколько эффективно с точки зрения последующей эксплуатации сформированы функциональные показатели резьбового соединения (статическая прочность, усталостная прочность, стопорящие свойства и их стабильность и т.д.) можно судить об эффективности и качестве процесса сборки.

Авторами предлагается объединить ударно-импульсный и ультразвуковой способы сборки резьбовых соединений, одновременно прикладывая к соединению кинетическую энергию ударного воздействия и энергию упругих механических колебаний. Технологические преимущества предлагаемого способа заключаются в том, что за счет приложения ультразвуковых колебаний и ударных воздействий в формируемом соединении происходит изменение кинематических условий контактирования поверхностей, снижается трение, а также изменяется характер напряженного состояния металла в зоне трения. Дополнительное наложение вибраций сопровождается уменьшением нагрузок на технологическое оборудование и снижени-

ем энергетических затрат без ухудшения несущей способности резьбовых соединений, кроме того, вибрации приводят к изменению как физико-механических свойств, так и микрогеометрии контактирующих деталей [1, 2]. В результате изменения параметров качества поверхностного слоя контактирующих деталей, несущая способность формируемого резьбового соединения становится выше.

На рис. 1 представлена схема разработанного гайковерта [3], отличительной особенностью которого является совмещение ультразвуковых и ударных воздействий в процессе формирования резьбового соединения. Основными деталями ударного механизма являются боек 1 и наковальня 2. При последовательных ударных взаимодействиях бойка и наковальни вращательные импульсы передаются через шпиндель 3 и ключ 4 на гайку 5, которая затягивается с необходимой силой. Под действием силы затяжки болт растягивается, и стягиваемые детали сжимаются. С помощью генератора электрических колебаний 14 в пьезокерамическом преобразователе 11 возбуждают ультразвуковые механические колебания и затем усиливают амплитуду колебаний концентратором 9.

В изделии, состоящем из собираемых деталей 6 и 7, в процессе свинчивания возбуждают и принимают колебания, добиваясь резонанса. Колебания, прошедшие через соединение (болт 8, гайка 5 и собираемые детали 6 и 7), воспринимаются датчиком вибрации 13, закрепленным на одной из собираемых деталей, и преобразуются в электрический сигнал, который поступает на вход аналого-цифрового преобразователя (АЦП) 16 и после преобразования подается на вход персонального компьютера (ПК) 15.

Для автоматической настройки на резонанс с выхода ПК сигнал в цифровом виде подается на вход цифро-аналогового преобразователя (ЦАП) 17, с выхода которого аналоговый сигнал поступает на перестраиваемый по частоте генератор ультразвуковых колебаний 14. Одновременно с этим осуществляется приложение ударно-вращательных импульсов, под воздействием которых резьбовые соединения затягивают за несколько ударных циклов. Для измерений вибропараметров используются датчики типа KB-10 или KD-35, которые благодаря своей высокой чувствительности и выгодной форме обеспечивают раздельное определение различно направленных составляющих колебания.

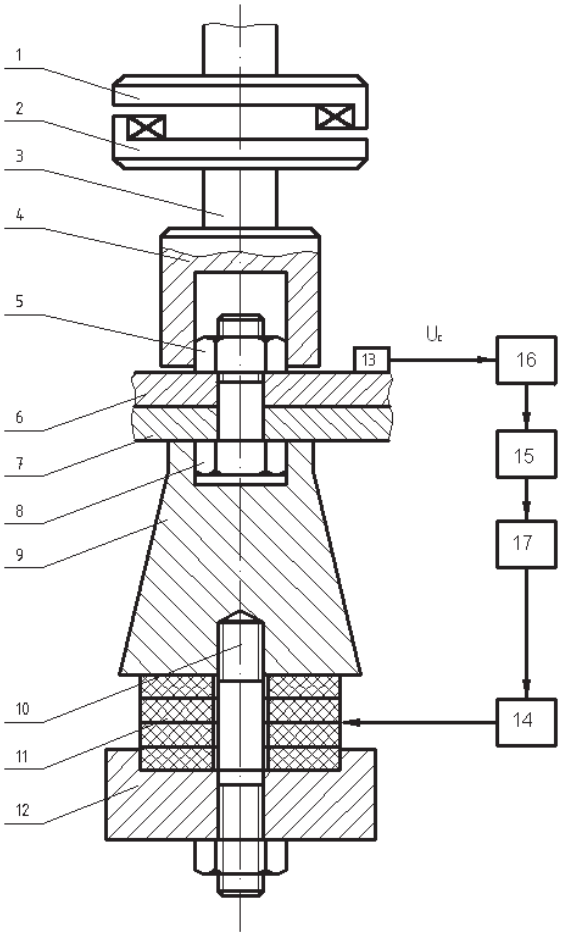


Рис. 1. Ультразвуковой гайковерт с ударным механизмом

Проведенные лабораторные испытания показали высокую эффективность предложенного устройства при формировании резьбовых соединений.

Значительный эффект может дать применение разработанного устройства при разборке резьбовых соединений, охваченных коррозией в условиях схватывания при наличии различного рода наполнителей.

Библиографический список

1. Марков А.И. Ультразвуковая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1980. 237 с.

2. Штриков Б.Л., Головкин В.В., Шуваев В.Г., Шуваев И.В. Повышение работоспособности резьбовых соединений путем применения ультразвука при обработке и сборке: монография. М.: Машиностроение, 2009. 125 с.

3. Пат. 2414339 Российская Федерация. Способ сборки резьбовых соединений / В.Г. Шуваев, И.В. Шуваев. Опубл. 20.03.2011. Бюл. № 8.

УДК 531.781.2(088.8)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБОАГРЕГАТА ДОПЛЕРОВСКИМ МЕТОДОМ

© 2012 А.И. Данилин, А.А. Грецков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DETERMINATION OF THE TURBINE BLADE VIBRATION AMPLITUDE BY DOPPLER METHOD

Danilin A.I., Gretskov A.A. (Samara State Aerospace University). The paper presents a new method of determining the amplitude of blade oscillation. The method is based on an analysis of the Doppler frequency increment of the reflected signal obtained by the turbine blade probing radiation. A physical model to determine the amplitude of the oscillations of blades is proposed.

В процессе эксплуатации лопатки турбомашины подвергаются серьезным механическим нагрузкам, которые могут привести к их повреждением и разрушению двигателя. Возникает необходимость контролировать параметры колебаний лопаток с целью предупреждения возникновения аварийных ситуаций. Одним из самых перспективных методов определения параметров колебаний лопаток турбомашины является доплеровский метод, основанный на измерении доплеровского смещения частоты сигнала, отраженного от контролируемой поверхности. Отраженная от торца колеблющейся лопатки волна будет иметь доплеровское приращение частоты, которое описывается выражением [1]:

$$f_д = \frac{2 \cdot V \cdot f_o}{c}, \qquad (1)$$

где $f_д$ – доплеровское приращение частоты,

f_0 – частота источника излучения,

c – скорость света.

Выделяя доплеровский сигнал, можно получить информацию об амплитуде колебаний лопаток.

При вращении лопаточного колеса мгновенная скорость периферийной части поверхности пера лопатки и доплеровская частота складываются из двух составляющих, первая из которых обусловлена круговым движением торца лопатки вследствие вращения лопаточного колеса, а вторая обусловлена колебательными перемещениями пера лопатки:

$$\omega_Д = \omega_{ДК} + \omega_{ДЛ},$$

где $\omega_Д$ – доплеровское приращение частоты;

$\omega_{ДК}$ – доплеровская составляющая, обусловленная круговыми движения торца лопатки;

$\omega_{ДЛ}$ – доплеровская составляющая, обусловленная колебаниями пера лопатки.

Для дальнейшей обработки доплеровского сигнала с целью получения информации о параметрах колебаний лопатки необходимо выделить частотную компоненту $\omega_{ДЛ}$. Это достигается с помощью синхронного детектирования, в котором в качестве опорного сигнала используется компонента, обусловленная круговыми движения торца лопатки $\omega_{ДК}$.

Определим диапазон доплеровских частот для турбины со следующими параметрами: радиус колеса $R = 0,45\ м$, длина лопатки $L = 0,05\ м$, диапазон частот вращения вала $\Delta F_0 = 8 - 167\ Гц.$, частота колебаний лопатки $f_В = 200\ Гц$. Для измерения вибрации используется генератор СВЧ $f = 30 ГГц$.

Доплеровская частота определяется по формуле, приведенной в [2]:

$$f_Д = \frac{2 \cdot \Delta F_0 \cdot (R + L) \cdot f_0}{c}.$$

Для турбоагрегата с перечисленными выше параметрами получаются следующие значения: доплеровское приращение частоты на минимальных и максимальных оборотах двигателя, обусловленное вращением вала, составляет $f_{ДВмин} = 800\ Гц$ и $f_{ДВмакс} = 16700\ Гц$ соответственно, а доплеровское приращение частоты, обусловленное колебанием пера лопатки, равно $f_{ДЛ} = 2000\ Гц$.

Таким образом, можно сделать вывод что доплеровский сигнал лежит в звуковом диапазоне частот и для его обработки можно использовать акустические методы, широко распространенные для диагностики состояния лопаток двигателя.

Рассмотрим способ определения амплитуды колебаний лопаток с помощью доплеровского метода.

Для этого в корпусе турбомашины над траекторией прохождения торца лопатки устанавливается автодинный преобразователь, который формирует зондирующее излучение, направленное на торец лопатки. Поскольку во время облучения лопатка находится в движении, частота сигнала отраженного от поверхности лопатки и принятого автодином будет включать в себя доплеровскую составляющую. Данный сигнал поступает в блок синхронного детектирования, в котором в качестве опорного сигнала используется доплеровская компонента, обусловленная движением торца лопатки $\omega_{ДК}$. В результате преобразования на выходе блока синхронного детектирования формируется информационный сигнал.

Считая в первом приближении, что лопатка совершает гармонические колебания, движение ее торца будет описываться формулой, приведенной в [1]:

$$x = A \cdot \sin(\Omega \cdot t + \varphi),$$

где A – амплитуда колебаний торца лопатки,

Ω – частота колебаний пера лопатки,

φ – начальная фаза колебаний пера лопатки.

Для колеблющихся тел выполняется закон сохранения энергии [2]:

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{k \cdot A^2}{2}, \qquad (2)$$

где m – масса лопатки,

V – максимальная скорость движения лопатки,

k – коэффициент упругости лопатки.

Выделив из формулы (2) амплитуду, получим:

$$A = V \cdot \sqrt{\frac{m}{k}}. \qquad (3)$$

Выразив скорость V из формулы (1) и подставив в выражение (3), получим:

$$A = \frac{f_д \cdot c}{2 \cdot f_0} \cdot \sqrt{\frac{m}{k}}.$$

Коэффициент упругости для каждой лопатки определяется экспериментально. Для этого к торцу лопатки прикладывается сила F и измеряется амплитуда отклонения оси нагруженной лопатки A_0 от оси лопатки, находящейся в статическом состоянии. Тогда коэффициент упругости определяется по формуле:

$$k = \frac{F}{A_0}.$$

Следует отметить, что данная модель является упрощенной, так как не учитывает разные линейные скорости боковой поверхности лопатки и распределение массы лопатки. Тем не менее, она позволяет наглядно представить способ определения амплитуды колебаний лопаток. В дальнейшем, уточнив характеристики параметров модели, можно будет повысить точность определения амплитуды колебаний лопаток.

Библиографический список

1. Данилин А. И. Бесконтактные измерения деформационных параметров лопаток в системах контроля и управления турбоагрегатами. Самара: Самарский научный центр РАН, 2008. 218 с.

2. Трофимова Т.И. Курс физики. М.: Академия, 2006. 560 с.

УДК 531.781.2(088.8)

ДОПЛЕРОВСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ УЗЛОВ ЭНЕРГОАГРЕГАТОВ

© 2012 А.И. Данилин, А.А. Грецков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DOPPLER METHOD FOR DETERMINING THE VIBRATION PARAMETERS OF ROTATING GROUPS ELEMENTS OF POWER-GENERATING UNITS

Danilin A.I., Gretskov A.A. (Samara State Aerospace University). The paper describes a new method for determining the vibration parameters of rotating group elements of power-generating units. The method is based on a Doppler frequency with simultaneous detection and determination of the parameters of the simple three-point blade oscillation method.

Одним из перспективных методов определения параметров колебаний элементов энергоагрегатов является бесконтактный дискретно-фазовый метод (ДФМ), основанный на измере-

нии временных интервалов между моментами прохождения контролируемых поверхностей мимо импульсных датчиков, установленных неподвижно в корпусе энергоустановки [1]. Среди множества способов реализации ДФМ особый интерес представляет доплеровский метод измерения параметров колебаний лопаток.

В качестве характерного примера конкретной реализации предлагаемого способа можно рассмотреть определение параметров колебаний лопаток турбомашины. В корпусе турбомашины устанавливается неподвижный бесконтактный датчик, выполненный в виде автодинного СВЧ преобразователя. При перемещении лопатки мимо датчика в выходном сигнале датчика появляется частотно-модулированная доплеровская составляющая, обусловленная движением лопатки. Эта составляющая выделяется методом синхронного детектирования.

Рассмотрим способ определения параметров колебаний лопаток с помощью доплеровского метода.

Рассматривая первую форму колебаний лопатки, движение ее торца будет описываться формулой приведенной в [2]:

$$x = A \cdot \sin(\Omega \cdot t + \varphi),$$

где A – амплитуда колебаний торца лопатки,
Ω – частота колебаний пера лопатки,
φ – начальная фаза колебаний пера лопатки.

При работе энергоагрегата лопатка находится в активной зоне датчика некоторый промежуток времени. Таким образом на выходе синхронного детектора существует информационный сигнал который в течении времени $t_1 \dots t_3$, и является фрагментом движения $u(t)$ некоторой конкретной лопатки. При этом в момент времени t_1 на выходе частотного детектора будет сформировано напряжение u_1, в момент времени t_2 это напряжение равно u_2, а в момент времени t_3 напряжение равно u_3.

Выберем равные промежутки времени $t_2 - t_1 = t_3 - t_2 = \tau$. Амплитуда колебания лопатки A с учетом коэффициентов преобразования измерительной системы равна:

$$A = U \cdot K,$$

где U – амплитуда доплеровского сигнала, K – коэффициент преобразования измерительной системы. Эти величины можно связать системой уравнений:

$$\begin{cases} u_1 = U \cdot K \cdot \sin(\Omega \cdot t_1 + \varphi), \\ u_2 = U \cdot K \cdot \sin(\Omega \cdot (t_1 + \tau) + \varphi), \\ u_3 = U \cdot K \cdot \sin(\Omega \cdot (t_1 + 2 \cdot \tau) + \varphi). \end{cases}$$

Таким образом, получаем систему уравнений с неизвестными U, Ω и φ, решениями которой будут параметры информационного сигнала.

Коэффициент преобразования измерительной системы K определяется опытным путем, при калибровочных измерениях.

Библиографический список

1. Заблоцкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1977. 160 с.

2. Данилин А. И. Бесконтактные измерения деформационных параметров лопаток в системах контроля и управления турбоагрегатами. Самара: Самарский научный центр РАН, 2008. 218 с.

УДК 621.65

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СРЕДСТВ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ СТРУКТУРЫ ПОТОКА НА ВХОДЕ КОМБИНИРОВАННОГО НАСОСА

© 2012 С.А. Гафуров, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE USE OF VISUALIZATION TOOLS IN THE STUDY OF THE FLOW STRUCTURE AT THE COMBINED PUMP INLET

Gafurov S.A., Kryuchkov A.N., Rodionov L.V.(Samara State Aerospace University). The visualization tools for investigating the inlet flow structure are discussed in this paper. The high speed camera allows obtain a high resolution picture of the flow with speed up to 2000 frames per second. To get the flow picture the optical insertion has been used.

Одной из причин низкого ресурса комбинированных авиационных двигателей является разрушение упорного графитового подшипника шнеко-центробежной ступени. На предыду-

щих этапах исследования был выполнен анализ причин динамической нагруженности упорного подшипника подкачивающей ступени насоса. Установлено, что наиболее вероятной причиной является попадание воздуха во входную магистраль, приводящее к многократному росту пульсирующих нагрузок на подшипник.

Были проведены испытания с целью определения влияния наличия нерастворенного воздуха в питающей магистрали на динамическую нагруженность графитового упорного подшипника, уровня пульсаций давления топлива по тракту насоса, вибросостояния насоса, на режимах, имеющих место в эксплуатации.

Установлено, что подача воздуха на вход в насос в размере 4….11 % от расхода топлива вызывает значительное увеличение осевого усилия на подшипнике.

Для визуальной регистрации процессов, происходящих в потоке на входе в шнеко-центробежную ступень была установлена оптическая проставка (рис. 1).

Видеорегистрация структуры потока на входе в насос через оптическую проставку осуществлялось с помощью комплекта оборудования для скоростной цифровой видеосъемки:

- высокоскоростная видеокамера Photron SA-3;
- ноутбук с программным обеспечением;
- два прожектора для обеспечения требуемой освещенности в области съемки;

Внешний вид проставки в составе стенда представлен на рис. 2.

Вид потока на входе в насос представлен на рис. 3.

Камера позволяет получать изображения со скоростью до 2000 кадров в секунду при мегапиксельном (1024x1024) разрешении.

Использование высокоскоростной камеры позволило детально рассмотреть структуру потока на входе в шнеко-центробежную ступень насоса и оценить качество моделирования данной структуры с помощью программного пакета ANSYS.

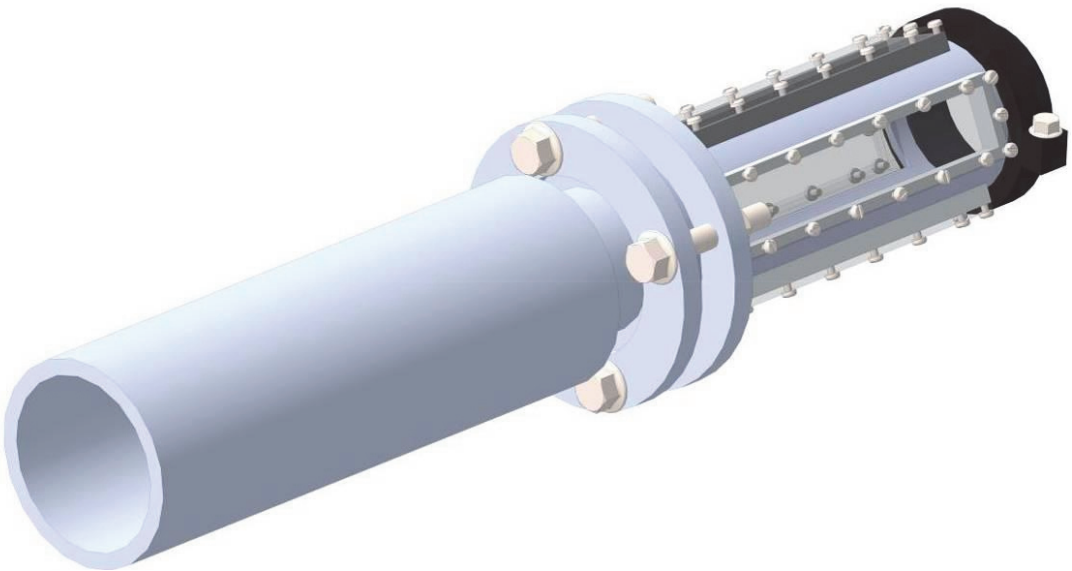


Рис. 1. Трехмерная модель прозрачной проставки в составе стенда

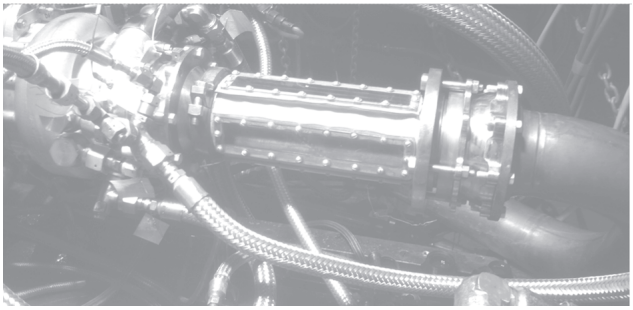


Рис. 2. Проставка перед входом насоса для визуализации потока



Рис. 3. Вид потока на входе в насос в штатной компоновке

УДК 621.375

РАЗРАБОТКА ЛАЗЕРНЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЗАПОРНЫХ ПАР АГРЕГАТОВ АВТОМАТИКИ

© 2012 Ю.И. Кондрашов, О.А. Журавлёв, Р.Н. Сергеев, С.В. Алембеков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

DEVELOPMENT OF LASER MONITORING SYSTEMS FOR THE TIGHTNESS OF LOCK COUPLES OF AUTOMATIC EQUIPMENT UNITS

Kondrashov U.I., Zhuravlyov O.A., Sergueyev R.N., Alembekov S.V. (Samara State Aerospace University). The paper considers the potentials of developing laser monitoring systems of the pneumatic valve leakproofness based on a speckle-interferometric method of defining the dynamic characteristics of a working plate, and describes a laser "knife" method for visualizing the stream structure at the initial stage of depressurization.

Развитие современной авиационной и ракетной техники, нефтегазовых систем сопровождается совершенствованием их комплектующих составляющих. При этом к первоочередным задачам относятся вопросы обеспечения герметичности неподвижных и подвижных клапанных соединений. Высокая степень герметичности агрегатов и систем является одним из основных условий их надежной и безопасной работы [1].

Необходимость постоянного совершенствования герметизируемых соединений связана, прежде всего, с ужесточением режимов эксплуатации агрегатов, находящихся под воздействием рабочей среды, а также многочисленных факторов влияния внешних условий.

К эксплуатационным характеристикам и внешним факторам, усложняющим проблему герметизации, нужно отнести:

- возрастающий уровень давлений рабочих сред;

- динамические нагрузки от воздействия вибраций, тряски, ударных процессов;

– увеличение расхода с соответствующим эрозионным и гидродинамическим воздействием;

- расширяющийся диапазон изменения температурных режимов;

- длительное воздействие химически активных сред;

- наличие перемещений и деформаций в конструктивных элементах соединений.

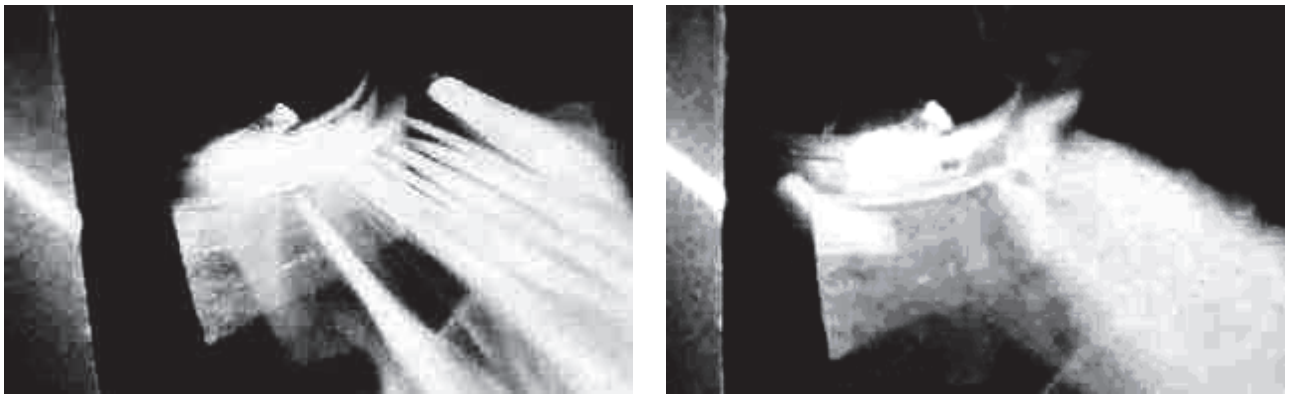
Величина утечки через уплотнения зависит от микро- и макрогеометрии контактирующих поверхностей, качества центрирования функциональных элементов, характеристик контактирующих материалов, свойств и состояния рабочей среды, величины контактных давлений конструкции конкретного уплотнения и т.д.

Механизм разгерметизации можно объяснить наличием в зазоре между контактирующими уплотнительными поверхностями капиллярных щелей, через которые проникает рабочая среда. Величина щелей зависит от деформаций гребешков микроповерхностей [2].

Существующие методики оценки герметичности соединений и, прежде всего, соединений клапанного типа постоянно совершенствуются в зависимости от развития научно-технических возможностей на основе методов численного моделирования и экспериментальных исследований [3-5].

Решению проблемы герметизации должно способствовать создание высокоинформативных контрольно-измерительных и диагностических систем, обеспечивающих проведение исследований в реальном масштабе времени, имеющих разумную стоимость и не требующих использования лабораторных условий. Таким требованиям в определенной степени отвечает разрабатываемая на кафедре АСЭУ лазерная панорамная система, основанная на спекл-интерферометрических методах автоматизированного определения вибрационных и деформационных характеристик тарели или рабочей пластины клапана. Данная система показала свои возможности при контроле неполноты прилегания рабочей пластины к седлу в экспериментальной модели клапана с акустическим и пульсационным возбуждением [6].

Однако большими возможностями дан-



а *б*

Рис. 1. Визуализация структуры газового потока в начальный момент открывания клапана: а) режим многоструйного истечения при расходе воздуха d≤ 4 л/мин; б) структура потока при возбуждении автоколебаний рабочей пластины (расход воздуха ~ 6 л/мин)

ная система будет обладать при оснащении её лазерным методом прямой визуализации структуры протекающего потока газа, основанным на упругом рассеянии света на частицах, специально вводимых в газовую среду (метод лазерного «ножа») [7]. Применение данного метода для серийного клапана дренажного типа с пружинным поджатием рабочих пластин и высокой плотностью прилегания кромок запорной пары позволило выявить на начальном этапе повышения давления газа режим многоканально-щелевого истечения при расходе воздуха не более 4 л/мин (рис. 1а). Дальнейшее увеличение расхода (на уровне 6 л/мин) приводило к возрастанию доли потока, проходящего через среднюю часть отжимаемой от седла полукруглой рабочей пластины-створки (рис. 1б). Возбуждение режима автоколебаний при расходе > 6 л/мин сопровождалось поперечным структурированием выходящего из клапана потока воздуха.

Совместное применение рассмотренных лазерных систем контроля герметичности позволит расширить возможности экспериментальных исследований процесса разупрочнения клапанов и перехода их в режим автоколебаний.

Библиографический список

1. Бугаенко В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем. М.: Машиностроение, 1979. 168 с.

2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчётов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

3. Квасов В.М., Кондрашов Ю.И., Жилюкас П.Ю. и др. К определению напряженно-деформированного состояния клапанных уплотнений типа полимер-металл // Авиационная промышленность. 1984. №12. С. 29-30.

4. Журавлёв О.А., Кондрашов Ю.И., Шорин В.П., Тушов И.В. Исследования напряжённо-деформированного состояния клапанного уплотнения на основе поликарбоната НПС // Технология авиационного приборо- и агрегатостроения. 1984. №4. С. 17-18.

5. Макарьянц Г.М., Свербилов В.Я.,. Макарьянц М.В. Численное моделирование и анализ полей течения газа в тарельчатом клапане // Тезисы междун. н.- т. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Самара: СГАУ, 2009. С. 9-10.

6. Журавлев О.А., Комаров С.Ю., Макарьянц Г.М. и др. Исследование резонансных колебаний рабочей пластины экспериментальной модели пневмоклапана // Вестник СГАУ. 2011. № 3 (27), Часть 3. С. 363-369.

7. Журавлев О.А., Мединская Л.Н., Шорин В.П. Лазерная диагностика двухфазных течений: Учеб. пособие. Куйбышев: КуАИ, 1989. 74 с.

УДК 621.22.018.8

КОНТРОЛЬ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ГИДРОМАШИН С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА ПОВЕРХНОСТНОЙ АКТИВАЦИИ

© 2012 Ю.В. Сергеев, Т.Ю. Сергеева

Ковровская государственная технологическая академия имени В.А.Дегтярева

CONTROL OF HYDRAULIC MACHINE PARTS WEAR WITH THE METHOD OF THIN LAYER ACTIVATION

Sergueyev U.V., Sergueyeva T.U. (Degtyarev Kovrov State Technological Academy). This paper considers the issue of experimental researching the wear of parts of hydraulic machines with the method of thin layer activation. The dependences of the wear of the end of the pump cylinder block and different regimes of load have been obtained. The results of this investigation were used for the development of accelerated tests of axial-piston hydraulic machines.

Основным источником получения объективной информации о реальных свойствах сложных технических объектов, их функционировании и причинах отказов являются экспериментальные исследования, испытания и результаты эксплуатации. Получаемую при этом информацию о состоянии объекта испытаний используют для оценки достигнутых технических характеристик, показателей надежности и принятия необходимых технических решений.

Основным узлом, определяющим работоспособность аксиально-поршневой гидромашины, является качающий узел. Техническое состояние качающего узла может быть оценено по величине объемных потерь.

Изменение объемных потерь гидромашин в процессе выработки ресурса связано с изнашиванием пар трения – элементов распределительного узла и цилиндропоршневой группы: «блок цилиндров – торцевой распределитель»; и «блок цилиндров – поршень». Другие пары трения: «поршень – шатун», «шатун – вал» в процессе выработки ресурса практически не изнашиваются и не оказывают существенного влияния на изменение объемных потерь гидромашины [1].

Целью данной работы было проведение экспериментальных исследований зависимости влияния параметров режимов нагружения гидромашин на величину износа торца блока цилиндров аксиально-поршневого насоса с использованием метода поверхностной активации.

Величину износа элементов основных пар трения аксиально-поршневых гидромашин, в частности, деталей торцевого распределительного узла насоса контролировали непосредственно и непрерывно путем наблюдения за падением активности радиоактивных меток с использованием метода поверхностной активации (МПА) [2, 3]. Исследования проводились в соответствии с ГОСТ Р 52028-2003.

Активации подвергался торец блока цилиндров как наиболее изнашиваемая поверхность. Глубина активации блока цилиндров была принята равной 25 мкм, так как ранее было установлено, что износ блока при ресурсных испытаниях не превышает 19 мкм. Такая глубина активации позволила получить чувствительность текущих измерений 3÷4%. Индивидуальная годовая эффективная доза метки составила не более 6 мкЗв, что позволило вести исследования без применения специальной защиты от гамма-излучения согласно санитарным нормам и правилам.

Измерение интенсивности счета осуществлялось посредством комплекта, содержащего радиометр RTF 20046, сцинтилляционный измерительный зонд RET 27001 и соединительные кабели.

В данной работе в качестве главных факторов, влияющих на величину износа, приняты следующие параметры рабочего режима: давление нагнетания – p, угловая скорость – ω и частота переключения органа управления насоса – k_u. Влияние других факторов не учитывалось, что накладывает определенные ограничения на проведение эксперимента в части создания идентичных условий эксперимента в каждом опыте. В то же время постоянство условий испытаний исключает влияние неучтенных факторов на результаты исследования.

Применение МПА позволило получить временные зависимости износа торца блока цилиндров аксиально-поршневого насоса при различных режимах нагружения насоса. После окончания стендовых испытаний было проведено микрометрирование изношенных поверхностей блоков цилиндров. Данные полу-

ченные с помощью МПА сравнили с результатами обмеров. Расхождение составило 1÷2 мкм, что не превысило 12,5 %.

Использование МПА позволило проанализировать характер накопления износных повреждений в паре трения «блок цилиндров – распределитель» и найти функциональную зависимость износа от параметров и характера нагружения насоса. Результаты данного исследования были использованы при разработке методики ускоренных испытаний аксиально-поршневых гидромашин.

Библиографический список

1. Алексеева Т.В., Бабанская В.Д., Башта Т.М. и др. Техническая диагностика гидравлических приводов. М.: Машиностроение, 1989. 246 с.

2. Архипов В.С., Гарбар И.Н., Константинов И.О. и др. Метод поверхностной активации в промышленности. М.: Атомиздат, 1975. 151 с.

3. Постников В.И. Исследования и контроль износа машины методом поверхностной активации. М.: Атомиздат, 1973. 168 с.

УДК 53.083.9

ИЗМЕРЕНИЕ МАЛЫХ НОРМАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОДИНОЧНОГО СПЕКЛА

© 2012 М.Н. Осипов, А.Н. Чекменев, Ю.Д. Щеглов

Самарский государственный университет

MEASUREMENT OF SMALL NORMAL DISPLACEMENTS WITH THE USE OF A SINGLE SPECKLE

Osipov M.N., Chekmenev A.N. (Samara State University). The study considers the method of measurement of small normal displacements with the use of a single speckle. The assessment of a range of measurements of small displacements is given. The optical scheme for measurements by suggested method is proposed.

Развитие техники ставит задачу повышения надежности создаваемых и уже работающих элементов конструкций, подверженных динамическим нагрузкам. Важнейшей составляющей надежности является соответствие прочности и вибростойкости материалов конструкций предъявляемым требованиям эксплуатации. Существующие расчетные методы прогнозирования не позволяют в полной мере учесть все реальные условия эксплуатации конструкций. Для обеспечения требуемых параметров конструкции необходимы экспериментальные исследования при динамических и статических нагрузках. Это требует разработки измерительных средств, позволяющих получать как качественные, так и количественные данные при этих нагрузках.

Оптические бесконтактные методы исследований в настоящее время приобретают все большую научную и прикладную значимость. Значительный интерес вызывает применение неразрушающих интерферометрических методов для исследования динамических процессов, происходящих в элементах конструкций, к которым на современном этапе необходимо в первую очередь отнести голографическую и спекл интерферометрию.

Оптические, в том числе и лазерные, интерферометры требуют выполнения ряда условий, ограничивающих их применение: отражающая исследуемая поверхность должна быть оптически гладкой; требуется жесткая взаимная юстировка элементов оптической системы. Следует также отметить, что интерферометрические методы требуют использования лазеров с большой длиной когерентности, что накладывает дополнительные ограничения при использовании данных систем в реальных условиях.

Хорошо известно, что применение когерентного излучения в интерферометрии приводит к возникновению собственных шумов, которые называются спекл-шумами, приводящих к уменьшению чувствительности и точности измерений.

В данной работе рассматривается применение спекл-шума для регистрации малых нормальных динамических перемещений исследуемой поверхности объекта.

Лазерные методы регистрации виброакустической информации в основном построены на фиксации зеркальной составляющей

отраженного оптического излучения от исследуемой поверхности находящейся под воздействием различных нагрузок. Как правило, вибрирующие объекты не всегда являются оптически гладкими, а в основном являются шероховатыми, поэтому возникает задача использование рассеянного излучения от этих объектов в качестве информационного сигнала, несущего информацию об их динамике.

При освещении лазерным когерентным источником света оптически шероховатой поверхности за счет рассеяния в пространстве образуется сложная интерференционная картина, называемая спекл-структурой (с английского *speckle* — пятно, зерно). Образование спекл-структуры можно объяснить следующим образом [1]: каждая точка шероховатой поверхности при отражении лазерного излучения может быть представлена источником вторичных сферических волн со случайным распределением фаз. Интерференция этих волн в пространстве и образует спекл-структуру. Различают два вида спекл-структур: объективные - образованные в пространстве за счет интерференции множества отраженных лучей от шероховатой поверхности, которые могут быть зарегистрированы непосредственно без оптической системы на фотоматериале и субъективные - образованные и зафиксированные на фотоматериале с помощью оптической системы в плоскости изображения исследуемой шероховатой поверхности.

Размеры спеклов в объективных и субъективных (при расстоянии до исследуемой поверхности много большем фокусного расстояния оптической системы) спекл-структурах (продольные — L и поперечные – H) оцениваются по известным формулам [1]:

$$L = \frac{4\lambda}{\alpha^2}, \qquad (1)$$

$$H = 1{,}22\frac{\lambda}{\alpha}, \qquad (2)$$

где λ – длина волны лазерного излучения, используемого для освещения исследуемой поверхности,

α – отношение диаметра освещенной области исследуемой поверхности к расстоянию от исследуемой поверхности до точки регистрации спекла (*для объективных спекл-структур*),

α – отношение диаметра входной апертуры к фокусному расстоянию оптической системы (*для субъективных спекл-структур*).

Динамические процессы, возникающие на поверхности исследуемого объекта, приводят к изменению размеров и интенсивности спекл-структуры в пространстве и во времени, что связано с изменением фазы отраженных вторичных сферических волн. Следовательно, по анализу пространственно-временного поведения спекл-структур можно определить динамические процессы, происходящие с исследуемой поверхностью.

Из выражений (1) и (2) следует, что пространственные размеры субъективных спекл-картин не зависят от динамики исследуемой поверхности, так как *б* константа, и, следовательно, связаны только с характеристиками оптической системы. Таким образом, субъективные спекл-структуры не позволяют регистрировать динамические процессы исследуемой поверхности за счет измерения размеров спекла. Однако, регистрация субъективной спекл-структуры позволяет жестко привязать точки исследуемой шероховатой поверхности к самой спекл-структуре и также увеличить интенсивность регистрируемого спекла на фотодетекторе.

Из анализа выражений (1) и (2) также следует, что поперечный и продольный размеры объективных спекла, при перемещениях исследуемой поверхности, будут меняться на очень малую величину, так как $\pm\Delta r / r \to 0$ (где r – расстояние от исследуемой поверхности до точки регистрации спекла; $\pm\Delta r$ – величина перемещения исследуемой поверхности) при реальных условиях измерений. Следовательно, как и в случае с субъективными спеклами, определить динамику исследуемой поверхности за счет измерения размеров объективных спеклов также практически невозможно. Кроме того, в данной схеме записи информации нет однозначного соответствия между конкретным спеклом в пространстве и точкой на исследуемой поверхности объекта.

Изменение интенсивности спекла связано с изменением его фазы, которая зависит от изменения оптического пути при смещении исследуемой поверхности. Изменение значения фазы спекла на $\pm\pi(2n+1)$, где $n=0,1,2,\ldots$, приводит к изменению интенсивности спекла с минимального значения на максимальное или наоборот. Для регистрации изменения фазы спекла необходимо исполь-

зование опорного лазерного излучения, которое накладывается на спекл-структуру, в результате чего образуется вторичная интерференционная картина в виде полос.

Для регистрации динамики малых перемещений исследуемой поверхности предлагается использовать одиночный спекл из субъективной спекл-структры, полученной в плоскости изображения и на которую наложено опорное поле. Следует еще раз подчеркнуть, что в этом случае, выбранный одиночный спекл будет точно соответствовать определенной точке на исследуемой поверхности.

Исследования показали, что для эффективного измерения перемещений необходимо выполнить следующих условий: размер чувствительного элемента фотодетектора, регистрирующего изменение интенсивности должен быть равен ширине полосы вторичной интерференционной картины и равен поперечному размеру спекла. Выполнение этих условий приводит к тому, что интенсивность спекла, как целого, будет меняться от минимального до максимального значения в зависимости от перемещений исследуемой поверхности.

Теоретический анализ показывает, что при перемещениях постоянного направления – не знакопеременных, для определения величины полного перемещения достаточно определить количество изменений интенсивностей спекла от максимального до минимального значения. При знакопеременных перемещениях, что соответствует виброакустическим перемещениям элементов конструкций, характер выходного сигнала фотодетектора имеет особенности.

Теоретический анализ показывает, что при колебаниях исследуемой поверхности с амплитудами меньше или равно $\lambda/8$ (где λ – длина волны лазерного излучения, используемого для освещения исследуемой поверхности), изменение интенсивности спекла, преобразованное в выходное напряжение фотодетектора, соответствует форме колебаний этой поверхности. При амплитудах колебаний исследуемой поверхности более $\lambda/8$ выходное напряжение фотодетектора не будет соответствовать форме колебаний этой поверхности, что потребует разработки дополнительного алгоритма расшифровки выходного сигнала фотодетектора.

Таким образом, предлагаемый способ позволяет измерять виброакустические перемещения в реальном времени в пределах от 0 до $\lambda/8$. Чувствительность предлагаемого метода будет зависеть от элементной базы оптоэлектронной схемы, преобразующей изменения интенсивности спекла в выходное напряжение фотодетектора.

Библиографический список

1. Франсон М. Оптика спеклов. М.: Мир, 1980. 172 с.

УДК 378

МОДЕЛЬ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ИНТЕГРАЦИИ НЕПРЕРЫВНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СТУДЕНТОВ РАЗНОПРОФИЛЬНЫХ ВУЗОВ

© 2012 Г.М. Гринберг[1], Л.М. Ивкина[2], А.А. Зимаков[1], И.В. Фролова[2]

[1] Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнёва, Красноярск

[2] Красноярский государственный педагогический университет имени В.П. Астафьева

A MODEL OF HORIZONTAL INTEGRATION OF CONTINUOUS EDUCATION FOR THE STUDENTS OF DIVERSIFIED HIGHER EDUCATION ESTABLISHMENTS

Grinberg[1] G.M., Ivkina[2] L.M., Zimakov[1] A.A., Frolova[2] I.V. ([1]M.F. Reshetnyov Siberian State Aerospace University, Krasnoyarsk, [2] V.P. Astafyev Krasnoyarsk State Pedagogical University). *Modern education is developing in various directions and is characterized by a number of features, one of which is its continuity. The Departments of Automatic Control Systems of SibSAU and of Data Processing Equipment of KSPU have started using the model of horizontal integration for their students' continuous education.*

Развитие современного образования происходит в разных направлениях и характеризуется рядом свойств, одним из которых является его непрерывность. С общих позиций это означает решение актуальной на сегодняшний день социально-значимой проблемы - изменение системы образования в рамках идей непрерывного образования.

На необходимость таких изменений в системе подготовки кадров для предприятий оборонно-промышленного комплекса указано в «Стратегии создания в оборонно-промышленном комплексе системы многоуровневого непрерывного образования на период до 2015 г.». Целью Стратегии является формирование системы обеспечения оборонно-промышленного комплекса высококвалифицированными работниками всех уровней профессионального образования.

Изменения в системе подготовки кадров должны происходить с учётом следующих факторов: интеграции различных сфер жизнедеятельности общества и их усиливающегося взаимовлияния; расширения спектра видов профессиональной деятельности человека; сокращения сроков морального устаревания некогда приобретенной профессии; динамично возрастающего объема подлежащего усвоению социального опыта; снижения спроса на стандартизированную деятельность и повышения спроса на инновационно-креативную деятельность.

Таким образом, системообразующим основанием формирования и развития системы непрерывного профессионального образования является её целостность, то есть не механическое приращение входящих в неё элементов, а глубокая интеграция всех образовательных подсистем и процессов.

В программах ЮНЕСКО, разработанных Р. Даве, К. Кнаппер, А. Кропли, обоснованы принципы горизонтальной и вертикальной интеграции в непрерывном образовании. Авторы полагают, что горизонтальная интеграция является одним из факторов, обеспечивающих эффективность всей системы непрерывного образования [1].

Кафедрами систем автоматического управления (САУ) СибГАУ и информационно-вычислительной техники (ИВТ) КГПУ начато использование модели горизонтальной интеграции для непрерывного образования своих студентов [2]. На кафедре САУ для активизации работы на лекционных занятиях студентам поручается подготовить выступление с презентацией по определённому разделу изучаемой дисциплины. Содействие студентам кафедры САУ в подготовке презентации оказывают студенты кафедры ИВТ, которые осуществляют это содействие в рамках своей учебной деятельности. В результате формируется комплексное задание студентам обоих вузов на выполнение самостоятельной работы.

Комплексная самостоятельная работа студентов СибГАУ и КГПУ проходит в три этапа. На первом этапе преподаватель СибГАУ выдаёт студенту задание на самостоятельную работу, план поиска и структурирования учебно-методических материалов. На втором этапе происходит взаимодействие студентов СибГАУ и КГПУ по подбору учебного материала, компоновке и оформлению презентации.

Третий этап – контрольно-оценочный. Он включает индивидуальные и групповые отче-

ты и их оценку. Студенты СибГАУ полученные результаты представляют в виде выступления на лекционном занятии. Студенты КГПУ защищают разработанную презентацию как дидактическое средство для объяснения изучаемого материала. В результате формируется комплексная оценка для каждого коллектива.

Предлагаемая модель позволяет повысить качество и мотивацию студентов к обучению, может служить основой для организации более сложных моделей непрерывной подготовки специалистов.

Библиографический список

1. Сорокоумова Г.Д. Развитие теории непрерывного образования. М.: Прогресс, 1982. 314 с.

2. Гринберг Г.М., Ивкина Л.М., Пак Н.И. Радость общения должна приносить плоды. (Послесловие к старту межвузовской кооперации студентов) URL: http://www.ikt.sibsau.ru/index.php/nauchnaya-rabota-ikt/nauchnaya-rabota-kafedr-ikt/kafedra-sau/215-mezhvuzovskaya-kooperatsi (дата обращения 12.06.2012).ya-studentov.

УДК 532.5(07)

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ СОЗДАНИЯ УЧЕБНИКА-ТРЕНАЖЕРА «ПРИКЛАДНАЯ ГИДРОМЕХАНИКА»

© 2012 Е.К. Спиридонов

Южно-Уральский государственный университет
(Научно исследовательский университет), Челябинск

ON EXPEDIENCY OF DEVELOPING THE SIMULATION TEXTBOOK "APPLIED HYDROMECHANICS"

Spiridonov E.K. (South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk). A knowledge of the fundamentals of applied hydromechanics (hydraulics, hydraulic gas dynamics, fluid mechanics) is essential for every technical specialist (a bachelor or an engineer). The author proves the relevance of developing a simulation textbook on applied hydromechanics for all age categories of readers who have completed at least the first year of studies at a technical university (or a university offering programmes in physics).

Анализ Федеральных государственных стандартов ВПО подготовки бакалавров по укрупненным группам направлений: 140000 «Энергетика, энергетическое машиностроение и электротехника», 150000 «Металлургия, машиностроение и материалообработка», 160000 «Авиационная и ракетно-космическая техника», 180000 «Морская техника», 190000 «Транспортные средства», 220000 «Автоматика и управление», 240000 «Химические и биотехнологии», 270000 «Архитектура и строительство», 280000 «Безопасность жизнедеятельности, природообустройство и защита окружающей среды» свидетельствует о том, что в перечне дисциплин для разработки примерных программ, учебников и учебных пособий обязательно включена дисциплина гидравлического профиля. Таким образом, знание основ прикладной гидромеханики (гидравлики, гидрогазодинамики, механики жидкости и газа) необходимо каждому техническому специалисту (бакалавру, инженеру), ибо без гидромеханики не обойтись как при исследованиях в различных областях, так и при решении широчайшего круга важнейших практических вопросов.

Для изучения курса прикладной гидромеханики (гидравлики, гидрогазодинамики, механики жидкости и газа) имеется широкий выбор книг – учебников и сборников задач. Первые предназначены, главным образом, для освоения теоретических основ гидромеханики в объеме курса для соответствующей специальности, а вторая – для выработки навыков применения теоретических сведений к решению конкретных задач и, тем самым, приобретения практики гидравлических расчетов. Однако, применение многих существующих учебников и сборников задач затруднительно для самостоятельного изучения дисциплины, поскольку и теоретический и практический учебный материалы разнесены по нескольким учебным пособиям и для их объединения и усвоения нужны систематические аудиторные занятия, проводимые преподавателем. Вместе с тем, некоторые учебники предполагают наличие у обучающихся достаточных знаний по математике и физике, для студентов они слиш-

ком сложны и ориентированы скорее на читателей, которые уже изучали основы механики жидкости и газа и хотели бы расширить свои познания, чем на тех, кто начинает её изучать.

В связи с изложенным, актуальным является создание учебника-тренажера по прикладной гидромеханике для читателей почти любого возраста, преодолевших хотя бы первый курс ВУЗа технического (или физического) профиля, то есть для всех, кто хочет самостоятельно изучить основы этой интересной и увлекательной науки.

Для достижения цели решаются следующие задачи построения учебника.

1. Весь учебный и, безусловно, необходимый информационный и теоретический материал курса прикладной гидромеханики разбивается на небольшие логически взаимосвязанные порции – рубрики.

2. После каждой или нескольких рубрик читателю предлагается ответить на поставленные вопросы или решить несложную практическую задачу по теме рубрики и, тем самым, проверить степень усвоения учебного материала.

3. Переход к последующей рубрике возможен только после верного ответа на сформулированный вопрос или правильного решения задачи. В противном случае обучающемуся предлагается вернуться к предыдущему учебному материалу и еще раз тщательно его изучить.

В книге с общих позиций фундаментальных законов физики излагаются основы прикладной гидромеханики. Содержание глав учебника и их структурно-логические схемы представлены в Учебно-методическом комплексе курса «Механика жидкости и газа» [1].

Учебник-тренажер по прикладной гидромеханике может быть издан как в виде книги, так и в электронном виде. Предполагаемое использование учебника: для самостоятельной работы студентов, а также фрагментально на лекциях и практических занятиях; для студентов очной и заочной форм обучения; в локальной сети кафедры, университета, либо с использованием компакт-диска.

В настоящее время на кафедре «Гидравлика и гидропневмосистемы» ЮУрГУ учебник-тренажер находится в состоянии разработки.

Библиографический список

1. Структурно-логические схемы и рабочая программа курса «Механика жидкости и газа»: учебно-методический комплекс [сост. Е.К. Спиридонов, Е.А. Гришина]. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. 24 с.

УДК 001.83(100):378

ИНЖЕНЕРНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ В УСЛОВИЯХ УРОВНЕВОЙ ПОДГОТОВКИ

© 2012 А.А. Шехонин, В.А. Тарлыков

Национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, С.-Петербург

ENGINEERING EDUCATION UNDER CONDITIONS OF LEVEL LEARNING

Shekhonin A.A., Tarlykov V.A. (National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, St. Petersburg). The process of implementation of the tiered training of engineers in Russia faces considerable difficulties due to the inertia of thinking among the teachers and in industry in general, along with the engineering crisis in the country.

Масштабный переход вузов России с 2011 года на уровневую систему образования вызвал особенно острые дискуссии по реализации бакалаврских и магистерских программ подготовки инженеров. Многие десятилетия подготовка инженерных кадров обеспечивалась в отечественной высшей школе на базе одноуровневых образовательных программ со сроком обучения 5-5,5 лет и фактически была разделена на два этапа: – освоение знаний в вузе (5-5,5 лет); – формирование способностей у молодых специалистов применять полученные знания в трудовой деятельности (3 г. – по распределению). Введение ГОС ВПО как первого, так и второго поколений значительно расширило академическую свободу вузов в формировании образовательных программ (с 10 % в 1988 г. до 30-40 % в 2000 г.), они получили профессиональную направленность, но в полной мере не изменили культуру проектирования содержания высшего образования. Когда промышленные технологии и знания

обновляются очень быстро, становится нецелесообразным готовить «узких» специалистов с первого курса в течение пяти-шести лет.

Ведение ФГОС должно способствовать быстро меняющемуся рынку труда, а компетенции выпускника вуза должны отражать требования профессиональных стандартов специалистов, но работа по их созданию продвигается крайне медленно. В этой связи у вузов, ведущих инженерную подготовку, возникают вопросы: какой направленности и квалификации требуется инженер сегодня на отечественном рынке труда? Либо это специалист по сборке из узлов и эксплуатации зарубежной техники, либо это инженер-разработчик новой техники и технологий.

В этих условиях реализация ФГОС привела к тому, что старое содержание облекли в новую форму, но не учли, что принципиально изменилась идеология высшего образования. Этот путь способствует сохранению существующих структур кафедр, но, как показывает болонский опыт, является непродуктивным, т.к. ведет к фактической перегрузке студентов и подготовке «недоученных» инженеров. Этот вопрос оказывается актуальным и для зарубежных вузов, прежде всего для уровня бакалавриата в области техники и технологий. Более 10 лет ведется международный проект, названный Инициативой CDIO и охватывающий образовательные программы в области техники и технологий по всему миру.

Разработка образовательных программ подготовки бакалавров-инженеров на основе ФГОС ВПО, должна быть направлена на подготовку бакалавров-инженеров ко всем видам инженерной деятельности, соответствующим этапам жизненного цикла технических объектов и технологий; а результаты освоения программы (компетенции) должны отвечать требованиям работодателей и быть согласованы с профессиональными стандартами.

УДК 378.8:621.791

ЗАИНТЕРЕСОВАННОСТЬ СТУДЕНТОВ В ВЫПОЛНЕНИИ ЗАДАНИЙ ПО КУРСОВЫМ И ДИПЛОМНЫМ ПРОЕКТАМ – ОДИН ИЗ ГЛАВНЫХ СТИМУЛОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ В ВУЗЕ

© 2012 Ю.К. Пономарев

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

STUDENTS' INTEREST IN PERFORMING THE TASKS RELATED TO THEIR YEARLY AND GRADUATE PROJECTS AS ONE OF THE MAIN INCENTIVES TO IMPROVE VOCATIONAL TRAINING IN A HIGHER EDUCATIONAL INSTITUTION

Ponomaryov U.K. (Samara State Aerospace University). The paper reviews some experience of supervising yearly and graduate projects at the Chair of Design and Design of Aircraft Engines of the students of the First and Second faculties in the courses of «Design and Designing Basics», «Car Loudspeaker», and «GTD Operational Development». The design work is done in close connection with the real jobs under the contracts with space equipment and mechanical engineering enterprises. In addition to conventional forms of presenting the project materials in the form of drawings and explanatory notes, the students are able to speak at international youth forums and publish their research findings, as well as to take part in making up the requirements to inventions related to engineering development created within the projects.

В настоящее время, когда в технических вузах престиж инженерных специальностей существенно снизился, необходимо изыскивать способы стимулирования студентов в их стремлениях к получению качественных знаний и умений. Кроме того, в уставе СГАУ, как национального исследовательского университета, обязательным пунктом указано привлечение студентов к научно-исследовательской работе на всех этапах обучения и, по возможности, во всех изучаемых дисциплинах. Это не всегда выполнимо, но когда удается сделать, качество знаний существенно повышается, так как студенты, выполняющие реальные проекты, видят результаты своего труда, воплощенные в опубликованных статьях или тезисах докладов, в патентах на изобретения или полезные модели. Тогда же, когда удается вопло-

тить разработку курсового или дипломного проекта в виде опытного образца, провести на нем экспериментальные исследования или изготовить экспериментальную установку, у студента появляется совсем другое отношение к учебе и процессу обучения.

На кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов (КиПДЛА) вот уже более пяти лет ведется эксперимент по привлечению студентов к проектированию и конструированию средств виброударозащиты различных объектов машиностроения и аэрокосмической техники, что является основным научным направлением деятельности большинства профессорско-преподавательского состава кафедры. Студентам выдаются индивидуальные задания на проектирование объектов виброударозащиты с упругими элементами различной физической структуры: из изобретенного на кафедре КиПДЛА упруго-пористого материала «металлорезина» [1], цельнометаллических многослойных пакетов лент [2], стержней [3], металлических канатов (тросов) [4], или комбинации вышеуказанных элементов. При этом каждому студенту объясняется особенность будущей конструкции, её принципиальная схема, возможные варианты расчета и оптимизации конструкции, если у преподавателя есть в собственной базе данных аналоги предлагаемой конструктивной схемы, перечисляются номара российских или иностранных патентов, которые могут служить прототипами конструктивной разработки и будущего патента на изобретение. В электронном виде всем студентам дается инструкция по подготовке заявки на предполагаемое изобретение и в краткой вводной лекции излагаются особенности такой подготовки. Акцентируется внимание на том, что если студент быстро спроектирует, рассчитает объект исследования, напишет заявку на изобретение и, хотя-бы тезизы доклада на молодежную конференцию, то у него появится сразу два документа, являющихся научными трудами, без которых выпускнику вуза трудно будет устроиться на хорошо оплачиваемую работу и поступить в аспирантуру. При этом на ряде примеров выпускников СГАУ рассказывается об успехах инженеров и аспирантов, оставленных в нашем университете, поступивших и далеко продвинувшихся по службе выпускниках, работающих на крупнейших предприятиях машиностроения и аэрокосмической отрасли в Самарской области: в ЦСКБ-Прогресс, авиационном заводе, заводе «Гидроавтоматика» и др. Вся эта предварительная работа по введению в проектирование, как показала многолетняя практика, является очень существенной. У студентов появляется моральный стимул не просто получить оценку за курсовой проект, но и поработать на свой престиж в будущем, т.е. поработать «на себя», вложить в себя некоторую интеллектуальную собственность, которая с ним останется пожизненно. У большинства студентов появляется блеск в глазах: есть возможность сделать не формальное дело, а нужный для науки и практики объект, повышающий надежность техники, освоить патентное дело на реальном объекте проектирования, рассчитать его и, возможно оптимизировать по каким-то параметрам.

В разных дисциплинах количество аудиторных часов, отводимых на курсовое проектирование разное, от двух до шести часов в неделю. Поэтому при выдаче задания на проектирование преподаватели КиПДЛА (в частности, – автор настоящего доклада) совместно со студентами сразу организовывают в интернете электронный адрес (E-mail), через который в дальнейшем осуществляется связь: студенты практически каждый день могут задавать непонятные для них вопросы, присылать созданные объемные модели, чертежи и варианты пояснительных записок, расчетов и результатов исследований. В свою очередь, студенты дают преподавателю свои контактные телефоны и домашние электронные адреса, что очень удобно и для студентов и для преподавателя. Спору нет, для преподавателя связь через интернет, является как-бы дополнительной нагрузкой, но это только кажется на первый взгляд. Ничего обременительного в этом нет! Зато сразу видна регулярность работы над проектом, и, кроме того, можно всегда ненавязчиво подтолкнуть студента к регулярной работе, задав по E-mail, например такой вопрос: «Андрей! (Николай, Марина…). Может вам какая-нибудь помощь нужна? Не стесняйтесь посылать вопросы на наш почтовый ящик! Я к вашим услугам!». Проверено: данная маленькая хитрость работает безотказно!.

Приведем конкретные примеры проектирования с участием студентов. В 2005-2006 годах патенты на полезные модели РФ получены в соавторстве со студентами Евсигнее-

вым А.Е., Медниковым М.М., Медниковым Н.М., Борисовой О.В., в 2007 – 2008 годах - Керенцевым Д.Е., Родиной А.А., Беловым А.С., Глушковым С.В., Елуферьевым А.В., в 2009 – 2011 годах – Каримовым Р.Р. , Бояровым А.В., Кириной О.Н., Посоховым П.В., Шелковниковым С.А., Глебовым А.Ю., Казаковым А.С., Стошей П.Е., Пистолетовым К.К.

Многие, в том числе и из перечисленных студентов участвовали в молодежных конференциях в Казани, Самаре, Москве, опубликовав ряд тезизов докладов, например, [4].

Библиографический список

1. Авторское свидетельство СССР № 136608. Сойфер А.М. и др. Упругий элемент для систем демпфирования. 1963.

2. Патент РФ № 59759. Пономарев Ю.К., Ермаков А.И., Волкова Т.В. и др. Виброизолятор. 2007.

3. Патент РФ № 67207. Михалкин И.К., Пономарев Ю.К., Котов А.С. и др. Виброизолятор. 2007.

4. Вдовин Р.А. Собуль А.В. и др. Опыт группового проектирования средств виброзащиты объектов аэрокосмической техники в учебном процессе СГАУ [науч. рук. – д.т.н., проф. Пономарев Ю.К.] // В сб. научн. тр. «Всероссийская молодежная научная конференция с международным участием – X Королевские чтения», 6 - 8 октября 2009 г. Самара: СГАУ, 2009. С. 130.

УДК 621. 455. (075)

О МЕТОДИКЕ ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КУРСУ “КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И СИСТЕМ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ”

© 2012 В.А Борисов, А.М. Жижкин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

ON A METHOD OF PRACTICAL TRAINING FULFILLMENT FOR COURSE OF STUDIES “DESIGN OF MAIN UNITS AND SYSTEMS OF ROCKET ENGINE”

Borisov V.A., Zhizhkin A.M. (Samara State Aerospace University). Problems of practical training fulfillment for course of studies “Design of Main Unit and Systems of Rocket Engines” by students are discussed.

Лабораторные работы играют важную роль в усвоении конструкторских дисциплин, так как непосредственное изучение двигателя даёт образное представление об отдельных деталях и их связи между собой. При этом имеется возможность в задании поставить вопросы по анализу существующих конструкций, рассмотреть их преимущества и недостатки, области применения. Таким образом, можно подвести студентов к самостоятельной работе по созданию новых конструкций в курсовом или дипломном проектах.

Современные компьютерные технологии позволяют интенсифицировать этот процесс путём выполнения отдельных конструкторских разработок на лабораторных работах и в домашнем заданиях. При этом целесообразно использовать 3D-моделирование, поскольку оно развивает пространственное воображение, а некоторые конструкторские разработки вообще затруднительно выполнить без него. К таким работам относится компоновка жидкостного ракетного двигателя (ЖРД).

Такой подход был применен в лабораторной работе по изучению ЖРД НК-33. Традиционное изучение этого двигателя включало освоение его пневмогидравличесой схемы и компоновки по его макету.

В новой работе на основе изученного материала предлагается рассмотреть другие возможные компоновки основных агрегатов этого двигателя (камеры, ТНА и газогенератора) на компьютере. При этом 3D-модели этих агрегатов студентам даются, их надо рационально расположить, соединить трубопроводами и определить объём занимаемый двигателем, который в данном случае является критерием лучшего решения задачи.

Для студентов успешно справившихся с заданием предусмотрен второй и третий уровень сложности работы, который может стать спецтемой курсового или дипломного проекта.

Второй уровень сложности предполагает самостоятельную разработку пневмогид-

равлической схемы и оптимальной компоновки заданного в курсовой работе ЖРД. При этом оболочечные 3D-модели камеры, ТНА и газогенератора берутся из ранее выполненных курсовых работ.

Необходимо также выполнить раму крепления двигателя. При этом студенты могут использовать типовую 3D-модель рамы и методику расчета её прочности с помощью пакета ANSYS.

Третий уровень сложности работы предполагает разработку в 3D более полной компоновки заданного ЖРД, при этом необходимо выполнить:

1. На компоновочной модели должны быть установлены основные клапаны, необходимые для управления двигателем при запуске и останове, а также регулирующие устройства для управления величиной тяги и соотношением компонентов. Упрощённые модели агрегатов необходимо брать с макетов двигателей.

2. Необходимо обеспечить возможность компенсации температурных деформаций в системе трубопроводы, ТНА, камера (применять трубопроводы с изгибом, сильфонные вставки и др.).

3. При выполнении компоновки необходимо учитывать технологические требования, связанные с изготовлением трубопроводов и сборкой изделия.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобразования) на основании постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010 г.

УДК 621.431.75(075)

О КОНСТРУКТОРСКОЙ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ АГРЕГАТОСТРОЕНИЯ

© 2012 Ю.И. Кондрашев, Н.Д. Быстров

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

ON THE TRAINING OF DESIGNERS IN MACHINEBULDING

Kondrashov Y.I., Bystrov N.D. (Samara State Aerospace University). Nowadays the training of qualified personnel is of paramount importance, since it is a key to making perfect and competitive models of equipment. Primarily it refers to specialists in the design and production spheres who, drawing on the latest scientific developments in theoretical disciplines, should be able to carry out research and get competent and skilled in the field of construction.

В современных условиях подготовка квалифицированных кадров приобретает огромное значение, поскольку она является залогом создания совершенных, конкурентоспособных образцов техники и в, первую очередь, это относится к специалистам в области конструирования и технологического обеспечения производства создаваемых образцов техники. Эти специалисты, опираясь на новейшие научные разработки в области теоретических дисциплин, фундаментальных исследований, должны в свою очередь, обладать определённым багажом знаний и специальными навыками в сфере конструирования.

В настоящее время в основном сложились два направления при конструировании. Первое направление заключается в модификации существующей конструкции с целью адаптации под новые, измененные параметры. Второе направление – создание принципиально новой конструкции агрегата с функциями и параметрами отличными от существующих аналогов. Для решения задач по обоим направлениям конструктор должен обладать определенным багажом знаний в области материаловедения, технологии изготовления конструктивных элементов, владеть методиками расчета конструктивных элементов, размерных цепей, информацией по причинам проявления конструктивных и других видов дефектов, неисправностей отдельных конструктивных элементов, агрегатов, аналогов и пр.

Естественно, для каждого из этих направлений требуется конструкторы разной квалификации: для второго – более высокой, чем для первого.

Следует, однако, заметить, что проектирование системы, агрегата- это часть объема работ, которые должны быть выполнены при их создании. Далее осуществляется процесс

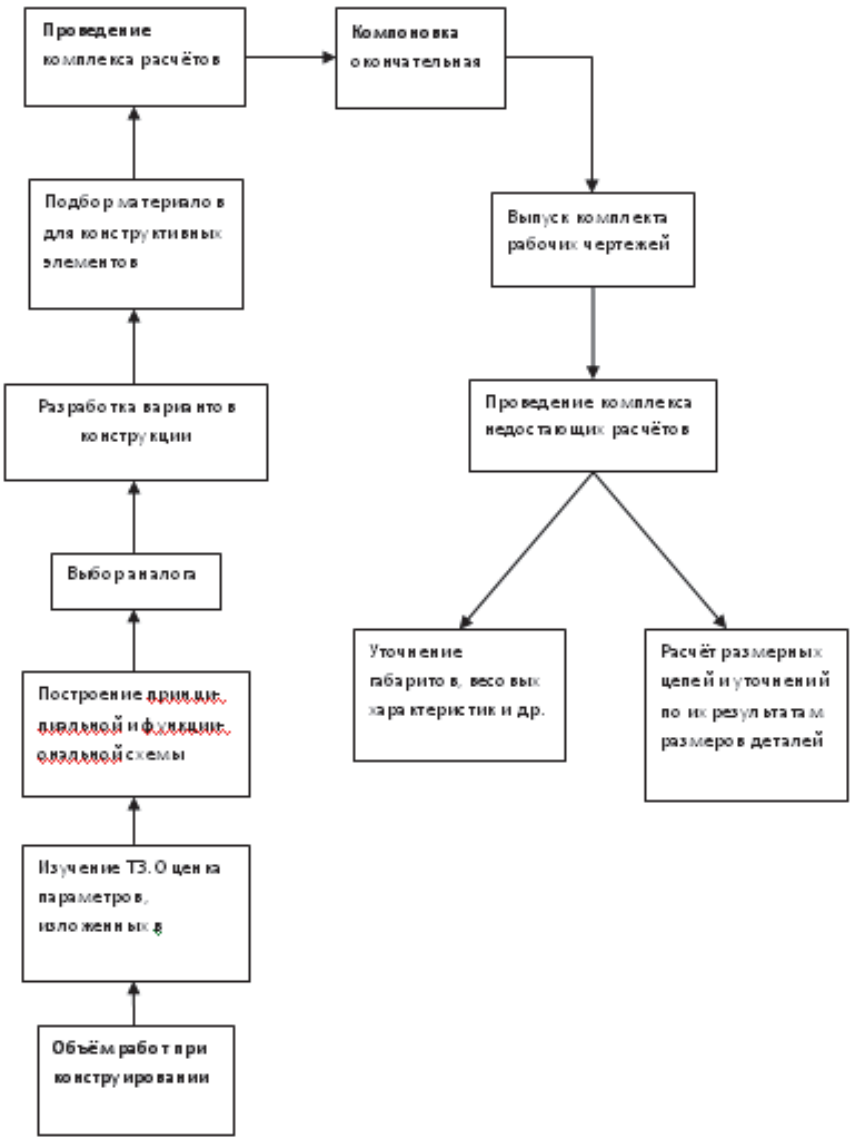


Рис. 1. Последовательность проведения работ при конструировании агрегатов и систем

проектирования оснастки для изготовления и испытаний, сам процесс изготовления, т.е. реализация в металле. И, наконец, осуществляется процесс проверки и отработки спроектированного и изготовленного устройства (агрегата), на полное соответствие параметрам, указанным в требованиях ТЗ, в том числе и на заявленные параметры по надежности (гарантийный, назначенный, технический ресурсы, ресурс до первого капитального ремонта, определение количества возможных ремонтов в течение срока эксплуатации)

В процессе создания конструкции любого агрегата, системы необходимо соблюдать определенную последовательность в проведении соответствующих работ, которые включают: тщательное изучение требований ТЗ к проектируемому агрегату; составление принципиальной функциональной схемы агрегата; подбора аналога конструкции агрегата или отдельных его элементов к требуемым по ТЗ параметрам; изучение положительных и отрицательных сторон эксплуатации аналога; подбор материалов для конструктивных элементов агрегата; проведение комплекса расчетов конструктивных элементов (прочностных, гидравлических, силовых и т.п.) для оценки габаритных размеров основных деталей агрегата и самого агрегата в целом с параллельной компоновкой агрегата и, наконец, разработкой рабочих чертежей; проведение недостающих расчетов, включая размерные цепи (рис. 1).

Изображённый на рис. 1 перечень работ, тем не менее, не отражает энциклопедичность знаний конструктора, которой он должен обладать в сфере смежных дисциплин с учётом новейших достижений в: гидравлике, термодинамике, физике, химии, аэродинамике, сопротивлении материалов, электротехнике, электронике, материаловедении, метрологии,

технологии производства, экологии и других дисциплин, с которыми студент, будущий конструктор, должен быть ознакомлен в процессе обучения.

Курс «Конструирование и проектирование агрегатов и систем», поставленный на кафедре АСЭУ предназначен для обучения студентов конкретному объёму знаний, необходимых при проектировании агрегатов, систем с которыми сталкивается конструктор при создании объектов техники по любому из вышеназванных направлений, а также приобретению каждым студентом практических навыков по конкретному одному из двух направлений при конструировании агрегатов или систем. Курс содержит лекционный материал, семинарские и практические занятия, а также лабораторные занятия.

УДК: 621.431.75(075)

О МЕТОДИЧЕСКОМ ОБЕСПЕЧЕНИИ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ “ДИНАМИКА И РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРО- И ПНЕВМОСИСТЕМ”

© 2012 А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.Н. Крючков

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)

ON METHODOLOGICAL SUPPORT OF THE DISCIPLINE “DYNAMICS AND CONTROL OF HYDRAULIC AND PNEUMATIC SYSTEMS”

Gimadiyev A.G., Bystrov N.D., Kryuchkov A.N. (Samara State Aerospace University). Compiled teaching materials for the course of «Dynamics and control of hydraulic and pneumatic systems», are intended for students majoring in hydraulic machines and drives of hydraulic and pneumatic systems (121100), for several other specialties and also for bachelors in power engineering (141100.62), opened at Samara State Aerospace University in 2012. The resources cover the information about hydraulic and pneumatic systems needed for term exams, laboratory workshops, course papers and graduation projects.

Методический материал по дисциплине «Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем» состоит из четырех частей: конспекта лекций по динамике и регулированию гидро- и пневмосистем, лабораторного практикума, состоящего из шести лабораторных работ, курсового проекта по расчету динамических процессов в автономном гидравлическом следящем рулевом приводе с дроссельным регулированием и списка контрольных вопросов для текущего и заключительного контроля усвоения материала.

В материале «Гимадиев, А.Г. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем [Электронный ресурс] : электрон. конспект лекций / А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т).-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM)» изложены основы построения математических моделей пневмогидравлических систем различных машин и аппаратов, современные методы анализа и расчета их динамических характеристик. Для расчета переходных и колебательных процессов в пневмогидросистемах применены универсальные программы для ПК. Электронный конспект лекций предназначен для студентов специальности 121100 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» и ряду других специальностей, в которых предусмотрено изучение гидро- и пневмосистем, для подготовки и сдачи экзаменов, лабораторных и курсовых работ и защите дипломных проектов. может также с успехом использоваться для обучения бакалавров по направлению подготовки «Энергетическое машиностроение» 141100.62, открываемому в СГАУ в 2012 году.

В материале «Расчет и математическое моделирование электрогидравлического следящего привода [Электронный ресурс]: электрон. метод. указания для выполнения курс. работы по дисциплине «Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем» / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [сост. Н.Д. Быстров].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.-эл. опт. диск (CD-ROM)» изложены основы расчета и математического моделирования электрогидравлического сле-

дящего привода с дроссельным регулированием. Рассмотрена методика расчета конструктивных параметров элементов привода. Описана последовательность определения области устойчивости и динамических характеристик привода с применением программного продукта MATLAB-SIMULINK. Методические указания предназначены для магистрантов дневного отделения СГАУ, обучающихся в рамках магистерской подготовки по направлению «Мехатроника пневмогидравлических агрегатов и систем» 160700.68 «ДЛА».

Электрогидравлические следящие приводы с дроссельным регулированием широко применяются в современных автоматических системах управления летательных аппаратов, роботах, манипуляторах, металлорежущих станках, испытательных машинах и других технических объектах. Поэтому приобретение знаний по проектированию следящих гидроприводов и исследованию их динамических свойств магистрантами по указанной специальности является актуальным.

Лабораторный практикум состоит из шести лабораторных работ, охватывающих широкий круг вопросов динамики и управления летательных аппаратов и их систем.

Лабораторная работа (ЛР) №1: Система рулевых приводов жидкостных ракетных двигателей ракеты-носителя «Энергия» : [Электронный ресурс]: Электрон. метод. указания к лаб. работе / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [авт.-сост. С.А. Петренко, А.Г. Гимадиев, В.Д. Варивода].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM).

ЛР №2: Теоретическое и экспериментальное исследование статических характеристик регулятора и возможных автоколебаний в нелинейной САР давления газа ЖРД : [Электронный ресурс]: Электрон. метод. указания к лаб. работе / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [авт.-сост. В.Я. Свербилов, А.Г. Гимадиев, Г.В. Шестаков].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM).

ЛР №3: Динамика трубопроводной магистрали стендовой системы ЖРД и технологических установок: [Электронный ресурс]: Програм. и метод. обеспечение по изуч. динам. процессов / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т) ; [авт.-сост. А.Г. Гимадиев, М.А. Гимадиев, В.Н. Илюхин].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM).

ЛР №4: Теоретическое и экспериментальное исследование динамических характеристик рулевого сопла ЖРД : [Электронный ресурс]: Электрон. метод. указания к лаб. работе / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [авт.-сост. А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM).

ЛР №5: Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик датчиков энергетических установок: [Электронный ресурс]: Электрон. метод. указания к лаб. работе / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [авт.-сост. А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM).

ЛР №6: Моделирование динамических процессов в гидро- и пневмоприводах в ПП SIMULINK: [Электронный ресурс] : Электрон. метод. указания к лаб. работе / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [авт.-сост. Н.Д. Быстров, А.Г. Гимадиев].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM).

В списке вопросов «Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем [Электронный ресурс]: Электрон. список вопросов по проверке знаний / М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); [сост. / А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров].-Электрон. текстовые дан.- Самара, 2010.- эл. опт. диск (CD-ROM)» для текущего контроля и проверки знаний, а также формирования различных компетенций в свете новой образовательной парадигмы, сформулированы около 100 вопросов, охватывающих широкий круг знаний, дающих ясное представление о сути дисциплины.

Таким образом, на факультете двигателей летательных аппаратов СГАУ в 2010-12 годах подготовлен достаточно объемный учебно-методический материал, ориентированный для подготовки специалистов и магистров в области гидропневмоавтоматики двигателей, а также бакалавров по направлению подготовки «Энергетическое машиностроение».

УДК 37.02

КОМПЕТЕНТНОСТНЫЙ ПОДХОД К ФОРМИРОВАНИЮ СРЕДСТВ ДИАГНОСТИКИ

© 2012 В.А. Салов, Т.А. Письменкова

Национальный горный университет, Днепропетровск

THE COMPETENCE APPROACH TO FORMING DIAGNOSTIC TOOLS

Salov V.A. , Pismenkova T.A. (National Mining University, Dnepropetrovsk). The paper presents a system to assess the competences required to obtain the degree a mining engineer. This system is based on the competence approach and takes into account the average grade for estimating a well-grounded level of competences.

Диагностика в образовании, как одна из основных функций управления обучения, которая призвана осуществлять мониторинг процесса усвоения учебного материала и выявлять возникшие отклонения (неточные, некорректные задания, сложность в усвоении материала и т.д.).

Диагностика является также одним из средств повышения эффективности учебного процесса, так как в результате контроля выявляются не только недостатки, но и положительный опыт.

Диагностика представляет собой систему наблюдения и проверки в процессе учебной деятельности для выявления отклонений от изучения запланированного материала, затрудняющих достижение поставленной цели. Неотъемлемой ее частью является учет изменений, происходящих по ходу учебной деятельности. Рассматриваемая функция управления, по существу, является выражением принципа обратной связи между преподавателем и студентом.

Основная цель диагностики состоит в определении качества усвоения студентом учебного материала – достижения обоснованного уровня компетенций, запланированного в образовательно-профессиональной программы подготовки (ОПП).

Диагностика позволяет осуществлять управление качеством образования на всех этапах подготовки специалистов на основе формирования объективной оценки качества образования.

В Национальном горном университете для объективизации контроля используется система оценивания, которая включает интегральную оценку результатов всех видов учебной деятельности студента посредством средневзвешенного балла:

$$СБ = \frac{\sum_{i=1}^{n} Б_i T_i}{\sum_{i=1}^{n} T_i},$$

где n – число модулей по видам занятий согласно годовому учебному плану на период сдачи; $Б_i$ – балл за i- тый модуль по национальной шкале; T_i – время на усвоение i- того модуля (аудиторная нагрузка и самостоятельная работа) [1].

Опыт применения этой системы показал, что использование времени на освоение учебного материала в соответствии с рабочей программой дисциплины, не всегда является критерием трудоемкости учебного материала. Планирование времени осуществляется, как правило, исходя из объема материала и не учитывает его сложность.

Учет трудозатрат студента при определении средневзвешенного балла целесообразно осуществлять посредством уровня компетенции, обоснованной и запланированной в ОКХ. Фактически уровень компетенции является коэффициентом приоритетности при оценивании, что автоматически объективизирует процесс диагностики.

Уровень компетенции зависит от предполагаемого вида деятельности, а следовательно, и глубины изучения материала.

Структура любой деятельности может быть представлена в виде четырех последовательных уровней сформированности компетенций [1], которые отображают степень готовности к реализации компетенций.

К 1-ому уровню относят репродуктивную деятельность, направленную на идентификацию информации при повторном ее представлении в виде готового ответа.

Ко 2-ому уровню относят алгоритмическую деятельность по памяти, направленную на непреобразованное использование известных методов решения заданий.

К 3-ему уровню относят эвристическую деятельность, направленную на решение заданий, которые требуют преобразования извест-

Таблица соответствия

Средневзвешенный балл		Оценка ЄCTS	Оценка по национальной шкале
5	(отлично)	A	отлично (зачтено)*
4,5...4,99	(очень хорошо)	B	
4...4,49	(хорошо)	C	хорошо (зачтено)*
3,5...3,99	(удовлетворительно)	D	
3...3,49	(достаточно)	E	удовлетворительно (зачтено)*
2,5...2,99	(неудовлетворительно)	FX	неудовлетворительно (незачтено)*
2...2,49	(непринятно)	F	

ных методов и создание необходимых алгоритмов в ходе самого решения.

К 4-ому уровню относят творческую деятельность, направленную на получение объективно новой информации.

Средства диагностики, которые выносятся на контрольные мероприятия в Национальном горном университете, содержат несколько конкретизированных заданий. Информационной базой для формирований заданий служат компетенции, сформулированные в ОПП.

Более высокий уровень контролируемой компетенции является приоритетным при определении средневзвешенного балла:

$$СБ = \frac{\sum_{i=1}^{n} Б_i P_i}{\sum_{i=1}^{n} P_i},$$

где P_i - уровень компетенции, степень достижения которой диагностируется посредством конкретизированного задания.

Итоговая оценка определяется по таблице соответствия.

Выводы.

Диагностика степени достижения запланированных компетенций –вышения эффективности учебного процесса.

Использование времени на освоение учебного материала в соответствии с рабочей программой дисциплины, не всегда является критерием трудоемкости учебного материала.

Учет трудозатрат студента при определении средневзвешенного балла целесообразно осуществлять посредством уровня обоснованной и запланированной компетенции, что объективизирует процесс диагностики - более высокий уровень контролируемой компетенции является приоритетным при оценивании.

Компетентностный подход при формировании средств диагностики позволяет определить степень готовности студента к профессиональной деятельности.

Библиографический список

1. Салов В.А. Салова В.А. , Письменкова Т.А. , Николаева Т.Г. Положение про кредитно-модульную систему организации учебного процесса Нац. горный ун-т. Д., 2008. 30 с.

2. Системно-методическое обеспечение учебно-воспитательного процесса подготовки специалистов / В.П. Беспалько, Ю.Г. Татур // Учеб.-метод. пособие. М.: Высш. шк., 1989. 144 с.

УДК:621/431/ 75(075)

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ГИДРОГАЗОДИНАМИКА»

© 2012 Ю.С. Левкин

Тольяттинский государственный университет

LABORATORY WORKSHOP ON DISCIPLINE “FLUID DYNAMICS”

Levkin U.S. (Togliatti State University). The papers describes a training laboratory practical work on the subject “Fluid Dynamics”, intended for the students majoring in “Safety Processes”, “Fire Safety” and related specialities involving the study of hydraulic and pneumatic systems with the purpose of preparing and taking tests on the results of laboratory workshop and working out training materials for Master’s Degree 151000.62 “Technological machinery and equipment.” The laboratory workshop consists of four works on developing practical skills of identifying and monitoring the structures of gas-liquid flows and on the mechanics of gas-liquid flows in the field of vibration.

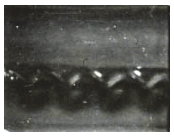
Лабораторный практикум по дисциплине «Гидрогазодинамика», читаемый в гр. БТП (Безопасность технологических процессов) и ПБ (Пожарная безопасность) состоит, из четы-

рёх лабораторно – практических работ, предусматривающих изучение физических процессов, происходящих в двухфазных потоках, находящихся под влиянием вибрационной динамической нагрузки. Каждая лабораторная работа предусматривает список контрольных вопросов для текущего и заключительного контроля усвоения материала.

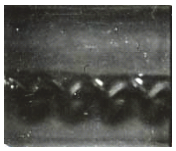
Лабораторный практикум состоит из четырёх лабораторных работ (ЛР). Гидравлические системы летательных аппаратов находятся в поле вибрации и поэтому представляет определённый интерес, какую структуру двухфазного потока будут создавать вибрационные импульсы. Визуализация экспериментальных процессов, происходящих в трубах топливной системы, позволяет студентом работать с конечным продуктом перехода начального агрегатного состояния моноструктуры т. е. жидкой фазой, в приобретённую двухфазную структуру.

Изложено описание ЛР, в которой экспериментально получено изменение стратифицированной структуры и разложение её на три новых вибрационных структуры, которые представлены в виде фото на рис. 1. Каждый из трёх рисунков представляет свою структуру двухфазного потока. Любому режиму присущи свои вибрационные параметры. В ЛР используются пространственно-графические модели, как наиболее оптимальные, для понимания физических процессов, происходящих в рассматриваемых системах.

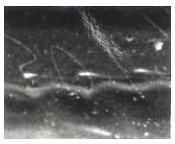
В основу ЛР №1. послужила статья [1]. «Изучение структур газожидкостных потоков и их трансформация от влияния поперечной вибрации».ЛР №2. Работа составлена па базе



$f_в$ = 150 Гц $n_в$ = 3 g

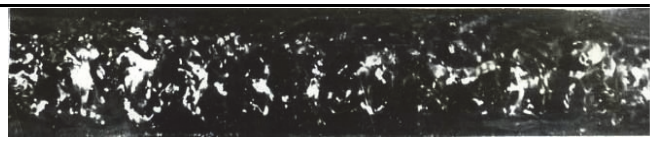


$n_в$ = 4 g



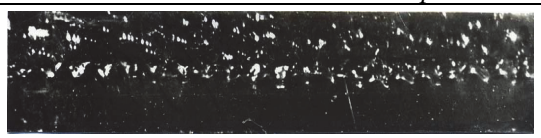
$n_в$ = 6 g

Рис.1.Режим псевдо-ламинарный

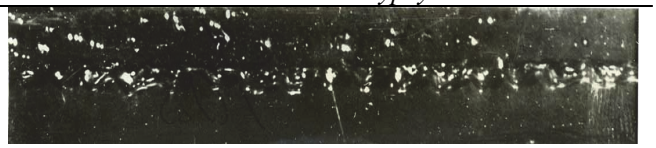


$f_в$ = 50 Гц $n_в$ =5 g

Рис.2.Режим псевдо-турбулснтный



$f_в$ = 100Гц $n_в$ = 6 g



$f_в$ = 80 Гц $n_в$ = 5 g

Рис. 3. Режим слабо-дисперсный

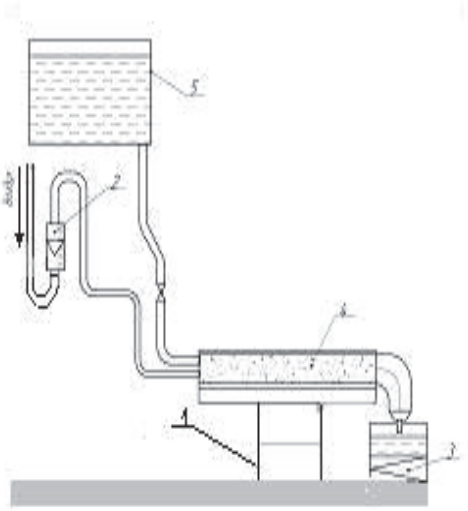


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

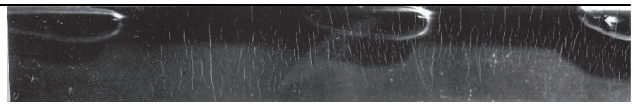


Рис. 5. Режим вибрационно – пробковой структуры $f_в$= 50 Гц $n_в$=1 g

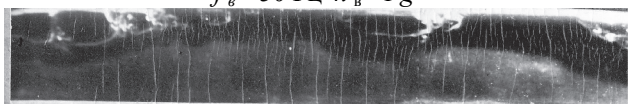


Рис. 6. Режим поверхностно-пузырьковой вибрационной эмульсии $f_в$ = 100 Гц $n_в$=8 g

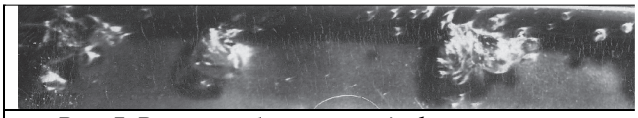


Рис. 7. Режим вибрационной деформированной газовой взвеси $f_в$ =70 Гц $n_в$=7 g

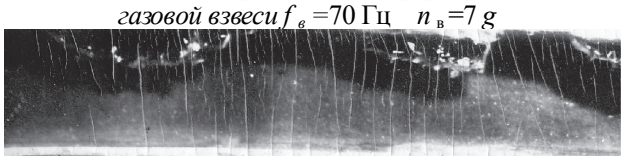


Рис. 8. Режим вибрационно-кавернозных пузырей $f_в$ = 150 Гц $n_в$=9 g

статьи в сборнике трудов [2]. «Контроль по поддержанию псевдо-ламинарной структуры двухфазного потока в поле поперечной вибрации». Для проведения исследовательской работы с двухфазными потоками необходима структуризация газожидкостного потока. Структура газожидкостного потока может быть определена при установившемся двухфазном потоке. В ЛР представлена схема лабораторной установки рис. 4., состав работы и её методические указания к выполнению.

ЛР №3. «Вибрационные аналоги пробковой структуры двухфазного потока в поле вибрации»[3]. Пробковая структура двухфазного потока является наиболее приближенной к топливной системе в авиационной промышленности. Эта структура, как и все классические структуры двухфазных потоков, разрушаются от вибрационных воздействий. На рис.5-8 показана трансформация первоначальных структур. ЛР №3 обучает умению находить наиболее пригодные структуры для безопасной работы узлов. Навыки варьирования вибрационными параметрами способствовали бы оптимальной работе при проектировании отдельных узлов двигателя. Технологическая карта, с помощью линий связи и диапазонов вибрационных структур, определяет ту или иную структуру двухфазного потока. В конце методических указаний ЛР №3 даны вопросы для контроля полученных знаний.

ЛР №4 «Механическое воздействие на жидкую фазу двухфазного потока с помощи вибрационных воздействий отражённых волн». Работа составлена на базе статьи в сборнике трудов [4]. Целью ЛР ставится понимание внутрифазных процессов двухфазных потоков при помощи воздействия на них вибрации.

Библиографический список

1. Левкин Ю.С. Дефект газожидкостного стратифицированного потока от влияния поперечной вибрации // Известия Самарского научного центра РАН. Спец. выпуск “Проблемы нефти и газа”. 2007. С 145-148.

2. Левкин Ю.С. Методы пространственно-графической интерполяции экспериментальных исследований двухфазных потоков // Труды Международной научно-практической конференции. Том 11 АШИРОВСКИЕ ЧТЕНИЯ. Самара, 2010. С. 255-262.

3. Левкин Ю.С. Визуально-логическая характеристика совместного истечения жидкости и газа в трубах с поперечной вибрацией // Известия Самарского научного центра РАН. Специальный выпуск “ELPIT”. 2005. Том 2. С. 107-111.

4 Левкин.Ю.С. Лиманова Н.И. Метод определения энергетического состояния струй вибрационной волны // Проблемы и перспективы развития двигателестроения Самара, 2011.

УДК 378.1

ПРОБЛЕМЫ ПОДГОТОВКИ МОЛОДЫХ СПЕЦИАЛИСТОВ

© 2012 Ю.И. Цыбизов

ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

THE PROBLEMS OF TRAINING YOUNG SPECIALISTS

Tsybizov U.I. (OJSC “Kuznetsov”, Samara). The developmental history of any country shows that training of engineers is part of the state policy aimed at the implementation of its scientific and technical strategy. However in recent years we observe that young specialists tend to be below the general requirements for the engineering staff. An urgent issue on the agenda – a new vector of development – is managing requirements, a project life cycle, training staff in the field of life cycle management and system engineering.

История развития любой страны показывает, что подготовка инженерных кадров – часть политики государства, направляемая на реализацию развития научно-технической стратегии. Старшее поколение еще помнит те времена, когда Россию называли страной инженеров, изобретателей и ученых. Обще признано, ВУЗы СССР готовили инженерные кадры самой высокой в мире квалификации и были востребованы в самых развитых странах. А сегодня? По данным ЮНЕСКО, Россия по интеллектуальному потенциалу молодежи скатилась с 3-го места в мире (1953 г.) до 47 в наши дни, которые характеризуют мощные информационные потоки в области техники, науки, политики, образования и культуры.

Просматривая материалы научной конференции 2009 г.: «Россия в условиях глобального кризиса», нельзя не обратить внимание на статью д.ф.-м. н, профессора В.И. Бояринцева: «Разрушение образования, науки и наукоемкой продукции промышленности в период «демократических реформ», где сказано о том, что уровень образования наших детей упал до уровня 1928 г. Это уже реальность наших дней.

Однако не вызывает сомнение, что во все времена молодежь – основная движущая сила развития науки, освоения и внедрения новейших технологий, материалов и подходов к производству. Можно сформулировать основные требования к системе высшего технического образования. Во все времена суть таких требований заключалась и заключается в том, чтобы подготовленный в стенах ВУЗа, молодой специалист уже с начала своей трудовой деятельности отличался научной и технической эрудицией, был максимально адаптирован к возрастающим требованиям современной техники и технологии, ориентирован на саморазвитие, на приобретение профессионального мастерства, своего стиля в работе. Однако, в последнее время особенно заметно, что с каждым годом молодые специалисты все менее соответствуют сформулированным выше общим требованиям. Этому, кроме отмеченного выше, во многом способствует снижение престижа инженерного труда, низкий уровень зарплаты и не востребованность инженера. Кого сегодня отмечает пресса, телевидение и, наконец, Руководство страны? Артисты, футболисты, юристы, спортсмены.

Тем не менее, необходимо отметить обеспокоенность Руководства состоянием дел в промышленности и в вопросах подготовки квалифицированных кадров.

Российская академия народного хозяйства и государственная служба при Президенте РФ совместно с Минпромторгом разработали Программу управления кооперацией инновационных проектов. Программа рассчитана на персонал промышленных предприятий в области авиации, участвующих в научно-исследовательской и инновационно-технологической деятельности. Цель программы – моделирование кооперации при реализации таких стратегических прорывных проектов как создание двигателя нового поколения ПД-14, самолета МС-21 и скоростного вертолета (ПСВ). Основная особенность этой программы – акцент не на проекты отдельных предприятий, а на «технологические цепочки и жизненный цикл изделия». Первый семинар в рамках Программы состоялся в конце июня 2012 г., в котором приняли участие более 60-ти представителей отраслевых институтов и ведущих предприятий авиационной отрасли. Одна из задач семинара заключалась в выделении ключевых проблем и проявившихся разрывов названных выше прорывных проектов, в связи, с чем затрагивались и вопросы подготовки системных специалистов в области управления проектами и качеством. К сожалению, эта важная на сегодняшний день проблема обсуждалась без участия преподавателей авиационных ВУЗов. Считаю необходимым остановиться подробнее на отдельных моментах выступлений организаторов и экспертов, в той или иной мере охарактеризовавших работу ведущих отраслей промышленности России и кадровые вопросы на сегодняшний день.

В современном мире в ближайшие 10-15 лет прогнозируется реализация трех подходов. Это – начавшаяся революция средств проектирования, революция в создании и применении новых материалов, революция средств производства (умные заводы, самоуправляемые объекты и т.д.).

Мировые тенденции в области проектирования предусматривают в ближайшем будущем применение компьютерных программ в формате 6Д. Здесь помимо использования всех операций в пространстве и времени (4Д) используется управление поставками оборудования, персоналом и сроками создания, т.е. кроме физических измерений добавляется календарно-сетевое планирование, вопросы комплектации и поставки необходимых материалов, трудовые ресурсы, финансирование и т.д.

На повестке дня – новый вектор развития - управление требованиями, жизненным циклом проекта, подготовка кадров в области управления жизненного цикла и системной инженерии. Специально обученные и хорошо подготовленные системные инженеры должны управлять жизненным циклом, а не программисты (уроки Фукусимы). И немного о подготовке таких специалистов (на основании данных представленных одним из экспертов на указанном семинаре). Системных инженеров

в области управления проектами и требованиями, т.е. технических лидеров готовят 50 университетов: из них 70 % в США, 14 % в Англии, 11 % в Германии, 5% в Японии. В России только МФТИ начал подготовку кадров в этой области. В связи с этим можно рекомендовать ректорату обратить внимание на возможность организации в стенах СГАУ подготовки технически грамотных подобных системных инженеров для авиационно-космической отрасли, в отличие от современных менеджеров-управленцев (сегодняшних лидеров), мало ориентированных на промышленное производство.

И все-таки остается надежда, что в России еще не утрачен здравый смысл, найдутся силы и появится возможность возродить высокий уровень образования и подготовки профессионалов.

УДК 378.147.31

ON RUSSIAN-ITALIAN EXPERIENCE TO TEACHING ACOUSTIC ISSUES OF THE BUILT ENVIRONMENT

© 2012 A.V. Vasilyev[1], P.A. Melnikov[1], V.V. Zabolotskikh[1], L. Maffei[2]

[1] Togliatti State University
[2] Second University of Naples, Italy

Teaching acoustic issues of the built environment is a very important and sophisticated task. In this paper the authors are presenting an international experience in teaching acoustic issues to students of an international summer school.

One of the serious problems is impact to the city environment of transport flows and industrial enterprises. As result of such influence increased noise levels are occurs in significant part of city's living territory. The scales of acoustical pollution are impressible. In united Europe approximately 400 million people are affected by noise with increased level.

In the treatment of environmental problems (including noise and vibration problems), as well as in environmental cooperation between Russia and West Europe, considerable deficiencies in strategy and coordination exist. In the countries themselves, measures in different areas of policy are not being well coordinated to one another. In particular, it is still not being acknowledged that economic and environmental policies, i.e., economy and ecology, are to be conceptually related with one another. Also the various initiatives in East-West cooperation are often not harmo-nised with one other.

Teaching acoustic issues of built environment is very important and sophisticated task. Such knowledge is important for engineers, designers, architects etc.

In this paper the authors are presenting an international experience to teaching to acoustical issues in framework of international summer school "Built environment: representation, protection and safety", organized by the Second University of Naples and Togliatti State University with the contribution of the Italian Ministry of University and Research and opened to graduated students from Italy and Russia.

In framework of international summer school "Built environment: representation, protection and safety" several educational modules are determined:

- Multicriteria representation of the build environment;
- Soundscape preservation and noise control technologies;
- Structural safety of buildings;
- Structure and modern approaches to environmental monitoring of buildings;
- Monitoring of physical pollutions of buildings and of urban territories;
- Calculation of sanitary protective zones for buildings and living areas etc.

Each module has 2 credit units and contains some issues of noise and vibration control.

For teaching to each module methodical materials have been developed: lections, laboratory workshops, methods of teaching to practical skills of noise and vibration measurements of different sources in open environment, inside of buildings, in industrial cites etc.

In order to make a soundscape of built environment it is necessary to describe noise propagation at some territory. Propagation of noise

in urban territory is difficult process, characterizing by such phenomena as divergence of sound waves, superposition (interference), diffraction, refraction, reflection, scattering, absorption by the elements of external medium etc. All these phenomena making significant influence on the sound field of living area and must be taking into account under noise calculation process.

In modern multi-stored building of living territories near to highways with long houses and front houses arrangement along the streets reduction of sound level is determined mainly by divergence and by screening effect. In little-stored building effect of screening is slight, role of sound reflection is increased, significant role is gaining surface type of the territory, and main input is given by the straight sound energy, or sound energy, diffracted on buildings buttends. Some influence to noise propagation may give greenery: trees, shrubs. Significant influence to noise propagation inside of living territories exercise the screens: solid walls, land embankments, slopes of hollows etc. Noise propagation inside of the living houses is occurs through the protective constructions, total sound isolation of which is determined by the most weak elements, and first of all by windows and by balcony doors.

Didactic module contains mathematical model descriptions for different kinds of noise sources. E.g. transport flow is presented as a model, consisting of indefinite number of incoherent noise source of equal sound power, situated on one straight line on the equal distance each from other. In general such noise source is considered as complex source of pseudocylindrical sound waves (sound pressure level of which is reduced for every doubling of distance in limits from > 3 up < 6 dB depending on the distance between noise sources). Differential equation of such waves propagation is following:

$$\frac{\partial^2}{\partial}\frac{p}{t^2} = c^2\left[\frac{1}{r^n}\{\frac{\partial}{\partial r}r^n\frac{\partial p}{\partial r}\}\right], \qquad (1)$$

where $1 < n < 2$.

If n = 1, we have equation of propagation of cylindrical waves, if n = 2 – equation of propagation of spherical waves.

Transport flow (independently on it density) may be also considered as linear noise source, what is significantly simplifies calculations. But it should be bear in mind, that this admission is valid only for the cases when noise characteristic of flow is equivalent sound level for the period of time, exceeding duration of vehicle passing. Square of sound pressure at the distance r from linear noise source is expressed as:

$$p^2 = \frac{W\rho c}{2\pi r}, \qquad (2)$$

Sound pressure level (dB) with its location on the acoustically rigid surface L_p is determined by equation:

$$L_p = L_W - 10\lg 2\pi r, \qquad (3)$$

Here are only few examples of development of didactic materials for teaching to noise and vibration issues of built environment.

Acknowledgments

Authors would like to express many thanks to Italian Ministry of University and Research for supporting of this work in framework of International Summer School.

УДК378

ПОДГОТОВКА ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ В ООО «ГЛОБАЛТЕСТ»

© 2012 А.А. Кирпичев, А.А. Симчук

ООО «ГлобалТест», Саров, Нижегородской обл.

ENGINEERING PERSONNEL PROFESSIONAL DEVELOPMENT IN LLC GLOBALTEST

Kirpichev A.A., Simtchuk A.A. (GlobalTest Ltd., Sarov, N.Novgorod region). The paper deals with of GlobalTest Ltd. possibilities for engineering personnel training for the industry.

ООО «ГлобалТест» - современное научно-производственное предприятие, предметом деятельности которого является разработка, производство и метрологическое обеспечение аппаратуры для измерения параметров удара, вибрации, давления, силы акустической эмиссии [1, 2]. Сфера применения разрабатываемой продукции очень широка. Это - энергетика,



Рис. 1. Установка лазерной сварки



Рис. 2 Установка поверхностного монтажа лементов



Рис.3. Установка калибровки датчиков



Рис. 4. Установка импульсного давления для калибровки акустической эмиссии датчиков динамического давления

автомобилестроение, авиационная и ракетно–космическая техника, судостроение, двигателестроение, атомная техника, химическое и энергетическое машиностроение, взрывные технологии, физические эксперименты.

Кадровый состав предприятия –58 человек, из них 40 ИТР, 18 рабочих и служащих, 6 кандидатов наук. На предприятии практикуется повышение квалификации специалистов со среднеспециальным и нетехническим образованием. Молодежь проходит, как правило, заочное или вечернее обучение в ВУЗах Нижегородской области, а также в Саровском филиале МИФИ. Практика проходит в различных отделах предприятия в зависимости от специализации. Предприятие может предложить услуги по проведению практики в области коструирования и метрологии пьезодатчиковой аппаратуры, электронных согласующих устройств, программирования измерительных комплексов. Для работающего на предприятии персонала практика - это уже известная работа с реальным воплощением результатов в коммерческие разработки. Поскольку продукция применяется во многих отраслях промышленности, в том числе и аэрокосмической, подготовку специалистов можно рассматривать применительно к указанным отраслям.

Предприятие имеет современное технологическое оборудование для производства:

- оборудование лазерной сварки и маркировки;

-оборудование поверхностного монтажа миниатюрных радиоэлементов на печатные платы;

-участок гальванических покрытий.

Контрольно-измерительное оборудование Метрологической службы представлено:

- средствами вибрационной и ударной калибровки в диапазоне ускорений от 0,01 до 10000 g;

- средствами калибровки датчиков акустической эмиссии;

- установками калибровки датчиков динамического давления;

- комбинированными установками климатических и вибрационных испытаний

На рис. 1-4 представлены оснащенные современным оборудованием рабочие места. В Сарове работают выпускники СГАУ им. С.П. Королева и ООО «ГлобалТест» заинтересовано в приеме на работу конструкторов, технологов, электронщиков, программистов высокой квалификации.

Библиографический список

1. Каталог «Виброизмерительная аппаратура», ООО «ГлобалТест», г. Саров, 2010 г.

2. Сайт компании «ГлобалТест». URL: http://www.globaltest.info (дата обращения 14.06.2012).

УДК 004.92; 681.3; 372.862

ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ПРАКТИКА СТУДЕНТОВ ПО ВИБРОМЕТРИИ ДЕТАЛЕЙ ГТД С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ ЦИФРОВОЙ СПЕКЛ – ИНТЕРОФЕРОМЕТРИИ

© 2012 А.И. Жужукин

ОАО «КУЗНЕЦОВ», Самара

UNIVERSITY STUDENTS' PRACTICAL WORK ON GAS TURBINE ENGINE ELEMENTS VIBROMETRY USING THE METHODS OF DIGITAL SPECKLE INTERFEROMETRY

Zhuzhukin A.I. (OJSC " Kuznetsov", Samara). The paper deals with the issues of practical work done by the students of the Laser Systems in Rocket Engineering and Cosmonautics Department of Samara State Aerospace University. In the course of their practical work the students learn the potentials of using digital speckle interferometry methods to analyze the vibration characteristics of gas turbine engines elements. They can see the real practical significance of laser application in aerospace industries and the urgency of their knowledge and practical skills adopted in the university.

На современном этапе развития экономики в условиях информатизации общества и быстрого развития наукоёмких технологий при подготовке специалистов с высоким уровнем компетенции и конкурентоспособности перед высшей школой встаёт задача о необходимости приобретения опыта будущей практической работы студентами, отработки основных профессиональных навыков ещё на стадии обучения в вузе. Важную роль при решении этой задачи в процессе обучения играет производственная практика. В ходе практики активизируется самосознание студентов, появляется первый опыт, утверждается отношение к выбранной профессии, формируются профессиональные навыки в условиях реального производства[1]. Участвуя в реальном производственном процессе, будущий инженер убеждается в актуальности приобретённых знаний и навыков. Благодаря этому появляются новые стимулы к дальнейшему обучению.

В этой связи для студентов СГАУ, обучающихся по специальности 200202 «Лазерные системы в ракетной технике и космонавтике», предусмотрено прохождение практики на ОАО «КУЗНЕЦОВ» по применению методов цифровой спекл - интерферометрии, как одного из наиболее эффективных в настоящее время методов, при исследовании полей перемещений и деформаций, возникающих на поверхности деталей, узлов конструкций при приложении к ним статических или динамических нагрузок.

Цифровые спекл-интерферометры (ЦСИ) за рубежом получили широкое распространение во многих отраслях машиностроения: авиации, космонавтике, автомобилестроении. Однако они обладают высокой стоимостью. Созданные в последнее десятилетие отечественные системы цифровой спекл – интерферометрии позволяют проводить исследования с помощью непрерывного лазера в условиях нестабильности оптической схемы, но при этом их оптическая схема достаточно сложна и для размещения элементов схемы возникает необходимость в использовании интерферометрического стола[2]. Юстировка такого интерферометра трудоёмка и требует большого количества времени, так как необходимо совместить с помощью светоделителя оси предметного и опорного пучков и одновременно с этим опорный пучок должен быть сфокусирован в плоскости диафрагмы объектива телекамеры.

В результате совместных исследований, проведённых на кафедре «Автоматические системы энергетических установок» СГАУ и конструкторском научно - исследовательском отделении ОАО «КУЗНЕЦОВ», был разработан мобильный ЦСИ, в котором предложен способ формирования спекл – модулированного опорного пучка с помощью пропускающей светорассеивающей пластины диффузора, расположенной перед исследуемым объектом[3]. Это позволило создание оптических схем спекл – интерферометров с совмещёнными пучками и непрерывным лазером, характеризующихся запасом помехоустойчивости, малым количеством оптических элементов, а также простотой юстировки, что даёт возможность студентам, не имеющим практического навыка по юстировке оптических систем, выполнять экспериментальные работы как по виброметрии механических конструкций, так и при исследовании статических деформаций. Испытания подтвердили высокие метрологические харак-

теристики интерферометра, возможность применения его для исследования вибрационных характеристик деталей и узлов ГТД.

В течение производственной практики студенты знакомятся с научно - исследовательскими работами предприятия в области применения лазерных технологий в авиации, участвуют в решении конкретных производственных и научных задач. При проведении исследований по определению собственных частот и форм колебаний важное значение уделяется способу возбуждения колебаний. Предпочтение отдается, как правило, бесконтактным методам возбуждения. При сканировании частоты возбуждения момент резонанса фиксируется по фигуре Лиссажу. Резонансная частота определяется при максимальном уровне сигнала отклика. Главной проблемой при определении статических деформаций является задача определения нулевой полосы на интерферограмме.

В ходе проведённых непосредственно самими студентами экспериментов на примере исследований вибрационных характеристик лопатки колеса компрессора 10-й ступени и лопатки колеса турбины 1-й ступени одного из двигателей семейства «НК», видна практическая значимость применения лазерной техники в авиации и космонавтике. Кроме того, в процессе работы они приобретают навыки по исследованию собственных частот и форм колебаний различных конструкций.

Библиографический список:

1. Быстров Н.Д., Крутиков А.В. Производственная практика: организация, подготовка, проведение. Методические указания. Самара: СГАУ, 2008. 62 с.

2. Еленевский Д.С., Журавлев О.А., Шапошников Ю.Н., Щеглов Ю.Д., Комаров С.Ю. Применение методов голографической и спекл-интерферометрии для исследования вибрации и шума механических конструкций. Учебное пособие под ред. В.П. Шорина.. Самара: СГАУ, 2005. 193 с.

3. Жужукин А.И. Мобильный спекл – интерферометр для исследования форм колебаний вибрирующих объектов во внестендовых условиях // Электронный журнал «Труды МАИ». 2011. №48.

УДК 004.92; 681.3; 372.862

ПРОБЛЕМЫ И ТЕНДЕНЦИИ БАЗОВОЙ ГРАФИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ В ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ

© 2012 В.Н. Гаврилов, В.И. Иващенко

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

PROBLEMS AND TENDENCIES IN TEACHING FUNDAMENTAL GRAPHICS TO FUTURE ENGINEERS IN TECHNICAL UNIVERSITIES

Gavrilov V.N., Ivashchenko V.I. (Samara State Aerospace University). The paper describes the problems concerning a necessity for a bachelor to have profound knowledge of design and technology. Also presented are effective methods of developing appropriate competences.

В последние годы в стране проявляются тенденции, отрицательно влияющие на качество подготовки инженеров. В их числе особо следует отметить:

- насаждение в юношеской среде идеологии быстрого финансового успеха;

- реформы школьного и вузовского образования, которые привели к сокращению преподавания геометрии и графики – базовых дисциплин для подготовки инженеров.

Произошли психологические изменения в среде студенческой молодежи (отсутствие мотивации в получении инженерных знаний и завышенная самооценка), проявлением которых становится нежелание прикладывать усилия для приобретения прочных знаний.

Несмотря на осознание острой потребности в инженерах, министерство образования продолжает губительную для отрасли политику. Особое неприятие вызывает тенденция на рост административных околообразовательных структур, в первую очередь проверяющих и контролирующих. Они призваны, как это декларируется, способствовать повышению

качества учебного процесса, а на деле отвлекают материальные и временные ресурсы от основной задачи – проведения занятий. В результате растёт документооборот, причём подготовка бумаг возлагается на преподавателей. Как следствие, ничтожные бюджетные ассигнования тратятся не на подготовку специалистов, а на прокорм чиновников.

Престиж преподавателя падает. Молодые специалисты предпочитают работать в других сферах. Нарушается преемственность кадров в образовании.

Такая политика уже привела к критическому дефициту квалифицированных кадров в машиностроении. Но заметных шагов к исправлению ситуации не наблюдается.

Эти изменения в общественной жизни, области образования и психологии требуют существенного пересмотра концепции преподавания графических дисциплин в техническом университете.

Будущие выпускники должны владеть современными средствами и методами создания, редактирования, хранения и использования конструкторских и технологических документов в едином информационном пространстве предприятия. Кроме того, от них потребуется углублённое знание нормативных документов, и главное – отечественных стандартов ЕСКД. Широкий спектр задач, стоящих перед специалистом предполагает наличие у него глубоких знаний о конструировании и технологии производства.

Курс «Инженерной и компьютерной графики» рассчитан на три - четыре семестра (в зависимости от специальности) и включает сведения по начертательной геометрии и ЕСКД. Студенты выполняют от четырёх до восьми самостоятельных работ: решение задач по начертательной геометрии, задания на основные правила выполнения чертежей, построение чертежей соединений, отдельных деталей, составление спецификации и сборочного чертежа сборочной единицы, чтение и деталирование чертежа общего вида. Параллельно с лекциями и практическими занятиями проходят лабораторные работы по компьютерной графике.

Все чертежные работы выполняются в виде бумажных эскизов, компьютерных чертежей и компьютерных 3D моделей.

Противоречие между необходимостью предметной реализации стандартов в графических дисциплинах и отсутствием мотивации к изучению предметной области составляет основную проблему базовой графо-геометрической подготовки. Перекос в сторону гуманитарного образования приводит к тому, что выпускники многих школ обладают крайне низкой общетехнической эрудицией. Любое положение стандарта, касающееся отображения технического объекта, иллюстрируется и комментируется в терминах предметной области, но студент не понимает преподавателя.

Для преодоления указанных проблем на кафедре инженерной графики СГАУ разработаны новые рабочие программы и реализуется графо-геометрическая подготовка, которая должна обеспечить заданный выпускающей кафедрой уровень компетенций студентов. Например, для направлений «Сертификация и стандартизация» и «Управление качеством продукции на предприятии» предполагается увеличение доли самостоятельной работы. При этом изменится форма подачи материала, последовательность изложения, уровень использования связей со смежными дисциплинами. Перспективно использовать следующие связи: начертательная геометрия – аналитическая геометрия; компьютерное моделирование – черчение; черчение – дисциплины связанные с конструированием. Связь с выпускающими кафедрами осуществляется при совместной разработке заданий и методических пособий. Наибольшее внимание уделяется востребованности знаний на последующих этапах обучения [1,2]. Результаты, полученные студентом при выполнении самостоятельных работ на младших курсах, используются им в курсовых работах на старших курсах.

Традиционно материал курса начертательной геометрии излагается от простого к сложному. В результате студент не видит конечной цели, что приводит к потере интереса. Представляется логичным начинать изложение с аксонометрических проекций геометрических объектов, знакомых учащимся тел, ограниченных простыми поверхностями.

Далее последовательно ставятся задачи геометрического моделирования (определение принадлежности, пересечение, построение нормали), проводится декомпозиция задачи, и рассматриваются элементарные приёмы ее решения. Данный метод изложения близок к

реальной практике (от цели к способам ее достижения) и повышает заинтересованность студента в освоении материала. Параллельно с графическими решениями целесообразно давать аналитические решения тех же задач. Такое изложение, с одной стороны, показывает преимущества и недостатки разных методов решения, с другой стороны, служит введением в компьютерное моделирование.

Повсеместное применение компьютерных технологий коренным образом изменило процесс создания чертежа, предложив новый инструмент - графические редакторы. Изучение приемов работы в среде графического редактора на примере выполнения заданий по инженерной графике дает не только экономию времени аудиторных занятий, но и обеспечивает лучший результат. Моделирование ведется от объемной модели к чертежу, что способствует развитию пространственного мышления. При этом исключается ряд рутинных оформительских операций и больше времени уделяется изучению стандартов ЕСКД.

Библиографический список

1. Гаврилов В.Н., Иващенко В.И., Чемпинский Л.А. Междисциплинарные аспекты современной графо-геометрической подготовки инженеров // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докл. междунар. научно-техн. конф. В 2 ч. Ч. 1. Самара: Изд-во СГАУ, 2006. С. 94-95.

2. Гаврилов В.Н., Иващенко В.И., Чемпинский Л.А. Модификация заданий по инженерной графике при обучении компьютерным технологиям проектирования // Актуальные проблемы графической подготовки в высш. проф. образовании: тез. докл. Всерос. совещ. зав. кафедрами инж.-графич. дисциплин вузов РФ. Казань: Изд-во КТУ, 2006. С. 64-66.

УДК 004.92; 681.3; 372.862

СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ СТУДЕНТА В КОНТЕКСТЕ СОЗДАНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ УЧЕБНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ГРАФИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

© 2012 В.И. Иващенко, Л.В. Соловацкая

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

STUDENT'S SOCIAL RESPONSIBILITY FOR CREATING AN AUTOMATED TRAINING ENVIRONMENT WHEN PERFORMING GRAPHIC TASKS

Ivashchenko V.I., Solovatskaya L.V. (Samara State Aerospace University). The paper describes students' personal problems related to the necessity of creating and using an automated training environment. Crucial issues connected with an automated student work place environment are considered.

Переход на образовательные стандарты третьего поколения в высших технических учебных заведениях страны позволяет определить и зафиксировать в учебных планах и рабочих программах дисциплин компетенции студента, приобретаемые в процессе обучения. Переработка нормативных материалов предполагает модернизацию всего методического обеспечения учебного процесса, причем на основе современных информационных технологий. Необходимость достижения высокого уровня подготовки и реальная возможность формирования всего комплекса компетенций, включая социально-личностные, являются императивом для педагога в процесс создания им таких электронных ресурсов, как лекции, учебники, методические указания, базы заданий и прототипов технических решений, средства оперативного контроля знаний и т. д.

Работа педагогических коллективов кафедр по модернизации учебно-методического обеспечения для дисциплин, изучаемых на первом и втором курсах, осложняется негативными тенденциями в довузовской подготовке школьников. К сожалению, увеличивается доля выпускников общеобразовательных учреждений, которых отличает следующее:

- отсутствие знаний из области черчения и навыков элементарных геометрических построений;

- слабые знания из школьного курса геометрии, особенно теорем стереометрии;

- отсутствие знаний из разделов технологии, связанных с механической об-

работкой материалов;

- ограниченность общетехнического кругозора, проявляющаяся в непонимании элементарных технических терминов;

- отсутствие мотивации к самостоятельному восполнению знаний;

- отсутствие навыков самостоятельной учебной работы и самоконтроля, готовности к напряжению сил и самоограничению.

Несоответствие необходимых начальных условий работы педагогической системы высоким показателям качества подготовки бакалавра, предусмотренным образовательными стандартами и рабочими программами, составляет главную проблему общеинженерной подготовки на современном этапе.

На кафедре инженерной графики СГАУ для решения указанной проблемы разрабатывается специализированная учебная среда – автоматизированное рабочее место студента для выполнения графических работ (АРМС – Графика). В создании отдельных модулей АРМС – Графика принимали участие студенты Н. Баранов, А. Костин, Ю. Красовская и А. Миронов. Основная цель разработки данного программного продукта заключается в организации такой учебной среды, в которой студент имел бы возможность, выполняя построение 2D моделей (чертежей) и 3D моделей деталей и сборочных единиц с помощью CAD/CAM/CAPP ADEM v. 8.1, одновременно обращаться к электронным базам данных для получения справочной технической информации.

В процессе работы студент сначала выбирает конкретное графическое задание, а затем, после перенастройки системы меню, – объект проектирования. Его роль играет типовой представитель таких классов деталей, как корпуса, фланцы, валы и зубчатые колёса.

Обращаясь к соответствующим разделам электронной информационной базы, студент знакомится с назначением данной детали, примерами использования в механизмах, функциональностью геометрической формы. Далее возможно более детальное изучение элементов формы, в частности конструктивных и технологических. На любом этапе работы программой предусмотрена визуализация как справочно-нормативной информации, так и построений, выполняемых в редакторе ADEM.

Важной особенностью среды АРМС – Графика является то, что студенты, начиная с элементарных геометрических форм, устанавливают связь геометрии детали с функциональностью и возможностью реализации этой формы на технологическом оборудовании. Технологическая информация приводится, естественно, в адаптированном виде и объёме, доступном для понимания студентами первого и второго курсов, которые не изучали технологию обработки конструкционных материалов и основы взаимозаменяемости.

Тем не менее, студентам демонстрируются: схема установки детали на универсальном станочном оборудовании (например, для детали типа «вал» при обработке заготовки на токарно-винторезном станке), эскиз и наиболее важные параметры режущего инструмента, а также схема нанесения размеров, обусловленная технологическим процессом обработки. Эффективность обучения значительно повышается при использовании в АРМС – Графика видеоматериалов.

В настоящее время готовы модули для изучения и автоматизированного построения электронных документов для деталей типа «вал» и начата работа по типовому представителю «фланец». Однако уже в процессе создания и пробной эксплуатации готовых модулей программы было установлено, что наличие технологической информации способствует лучшему усвоению таких учебных единиц, как нанесение размеров с учётом баз и обозначение шероховатости поверхностей на чертежах деталей.

Более тщательный анализ эффективности этой и других подобных разработок показывает, что повышение качества учебного процесса наблюдается только у студентов, которые действительно заинтересованы в приобретении глубоких знаний и настроены на самостоятельное выполнение задания. К сожалению, немалая часть современного студенчества не видит ничего плохого в том, чтобы пропускать занятия или работать в «спящем» режиме, а в конце семестра пытаться сдавать покупные работы.

В этой связи имеет смысл говорить о партнёрских отношениях студента и преподавателя. Коллега-преподаватель не сможет научить коллегу-студента, если тот изначально настроен на подлог или посвящает учёбной работе время, оставшееся после занятий художественной самодея-

тельностью, спортом и другими, безусловно, нужными делами, но не связанными с основным делом. В подобной ситуации, с которой хорошо знакомы все преподаватели, занимающиеся с первокурсниками, не помогут никакие современные мультмедийные средства, так как отсутствует главное: осознание студентом своей личной ответственности за результат обучения.

Требования к преподавателям постоянно возрастают. Кафедры общетехнические и фундаментальных наук должны не только обеспечить высокий уровень подготовки, соответствующий статусу университета, но и компенсировать персональные пробелы в знаниях первокурсников, сделать исходную информационную среду более однородной. Если студенты осознают социальную значимость своего отношения к учебной работе и свою ответственность за качество образования, приобретаемого, в основном, за счёт бюджета, то использование АРМС – Графика и других электронных ресурсов будет весьма полезным.

Актуальной проблемой остаётся и недостаточное финансирование подобных разработок, которые пока являются уделом одиночек-энтузиастов.

УДК621.431.75 (075)

ОРГАНИЗАЦИЯ ВОСПИТАТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ В ИНСТИТУТЕ ЭНЕРГЕТИКИ И ТРАНСПОРТА СГАУ

© 2012 А.Н. Головин, М.М. Каличинина

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

ORGANIZATION OF EDUCATIONAL WORK AT THE INSTITUTE OF POWER AND TRANSPORT OF SSAU

Golovin A.N., Kalichinina M.M. (Samara State Aerospace University). The paper discusses the main directions of extra-curriculum work at the Institute of Power and Transport at the Department of General Engineer Training.

В настоящее время в экономической и социальной среде страны происходят существенные изменения, направленные на развитие наукоёмких технологий и модернизацию системы высшего образования. Основной целью преобразований является переход к личностно - ориентированной технологии подготовки кадров на основе раскрытия потенциальных возможностей всех участников образовательного процесса и обеспечение им условий для достижения поставленных целей. Несомненно, что процесс профессиональной подготовки должен быть неразрывно связан с процессом воспитания.

В Институте энергетики и транспорта (ИЭТ) на кафедре общеинженерной подготовки (ОИП) воспитательная работа представляет собой целенаправленную деятельность коллектива и студентов с целью оказания социальной помощи нуждающимся, проведения спортивно - оздоровительной, культурно-массовой работы, формирования корпоративной культуры и студенческого актива, а также сопровождения учебной работы студентов.

Особенность организации воспитательной работы в ИЭТ и на кафедре ОИП состоит в том, что она проводится совместно с администрацией Красноглинского района: ежегодно проводится интеллектуальный турнир для школьников на кубок ИЭТ с охватом около 150 человек; традиционно вручаются дипломы лучшим выпускникам ИЭТ у бюста академика Н.Д. Кузнецова и др. Еженедельник «Жигулёвские ворота» освещает все мероприятия ИЭТ и распространяет информацию о наборе на специальности и на подготовительные курсы; ФСК «Чайка» предоставляет площадки для проведения спортивных мероприятий. План совместных мероприятий позволяет концентрировать культурно - массовую работу Красноглинского района вокруг ИЭТ, что положительно влияет на его имидж и стимулирует профориентационную деятельность.

Основные направления воспитательной работы в ИЭТ традиционны и заключаются в следующем:

- информационное направление: активно обновляется сайт ИЭТ, издаются рекламные материалы, памятки-буклеты для первокурсников, налажена работа студенческой

редколлегии - издается факультетская газета «Ступени»;

- развитие студенческого самоуправления – функционируют: совет старост, возглавляемый старостой ИЭТ и профоргом ИЭТ; СНО (создано в 2007г.) - председатель Именная стипендиантка Президента РФ А.А.Киреева; СКБ - руководитель выпускник ИЭТ 2010 года инженер ОАО «Кузнецов» А.А. Боев;

- сопровождение учебной работы (основное направление воспитательной работы кафедры ОИП) включает развитие системы мотивации студентов к образовательной и научно-исследовательской деятельности; создание условий для включения студентов в трудовую деятельность, способствующую их профессиональному росту. В период с 2004 г. по 2011 г. среди выпускников и студентов ИЭТ и кафедры ОИП два именных стипендиата Президента РФ, один именной стипендиат Правительства РФ, шесть именных стипендиатов Губернатора Самарской области, один именной стипендиат имени Петра Алабина, один лауреат премии имени Д.И. Козлова, восемь стипендиатов фонда Alcoa, один стипендиат благотворительного фонда В.О. Потанина, один стипендиат ФИА Банка, два победителя программы «У.М.Н.И.К.», два лауреата областного конкурса «Молодой учёный». Надеемся, что 2012 год будет для ребят ИЭТ также успешным, они получат сертификаты, грамоты, гранты и другие награды.

В докладе приводятся данные о состоянии воспитательной работы в рамках системы менеджмента качества ИСО 9001 и приводятся данные об основных результатах этой работы. В частности отмечается, что профилактическая и оздоровительная работа в ИЭТ проводится в соответствии с планом воспитательной работы СГАУ и включает участие студентов в спортивно-массовых мероприятиях, проводимых в университете: соревнованиях по шахматам, футболу, баскетболу, теннису.

В ИЭТ учатся спортсмены: А.Гиззятова - именной дипломант Губернатора Самарской области (дзюдо, самбо); Д.Денисов и В.Ятманова – лыжные гонки; А.Елистратов входит в тройку лучших игроков СГАУ по настольному теннису; несколько студентов являются членами сборной СГАУ - Н.Дюльдина (баскетбол), А.Свищев (баскетбол).

Студенты ИЭТ участвуют в акциях, направленных на профилактику ВИЧ, алкоголизма, наркомании и табакокурения.

Культурно-массовая работа включает участие ИЭТ во всех мероприятиях, организуемых в СГАУ. Динамично развивается творческий коллектив СТЭМа «Вертолётка», деятельность которого сопровождает специально приглашенный режиссёр. В ИЭТ функционирую три команды интеллектуального движения, принимающие участие в областных и городских фестивалях: «Созвездие талантов», «Звёздный брейн» и др. Коллективы успешно представляют не только ИЭТ, но и СГАУ. Можно отметить, что эти ребята в 2009г. завоевали кубок Комитета по делам молодёжи. В 2012г. команда «10 факт» стала первой в турнире, посвящённому 60-летию Красноглинского района в номинации студенты и молодые специалисты. Неизменный наставник наших интеллектуалов - М.И. Мозгалев.

В ИЭТ ведётся работа с социально- незащищенными категориями студентов (сиротами инвалидами): налажена работа по распределению материальной помощи студентам, оформлению социальных стипендий. В 2012 году студенты ИЭТ в форме шефской помощи провели благотворительную акцию для дома сирот «Малютка». Собранные средства пошли на закупку необходимых медикаментов и питательных смесей для детей. Администрация детского дома выразила благодарность ИЭТ, ребятам вручены благодарственные письма. Акция станет ежегодной.

Существенное внимание в докладе уделяется организации работы кураторов при адаптации первокурсников к студенческой жизни.

Практика обучения студентов по направлениям подготовки ИЭТ и кафедры ОИП показывает, что реализация духовно-нравственных аспектов воспитательной работы является непременным условием эффективности учебного процесса при подготовке специалистов для аэрокосмической отрасли.

УДК 378

ОБ ОПЫТЕ ВЫСТУПЛЕНИЯ СТУДЕНТОВ-ЛАЗЕРЩИКОВ НА ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ОЛИМПИАДЕ ПО ОПТОТЕХНИКЕ

© 2012 В.Н. Гришанов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

ON THE EXPERIENCE OF PARTICIPATION OF THE STUDENTS MAJORING IN LASER TECHNOLOGY IN THE PROFESSIONAL OLYMPIAD CONTEST ON OPTICAL ENGINEERING

Grishanov V.N. (Samara State Aerospace University). The paper describes the experience of training students to take part in the Olympiad contest on optical engineering as part of the campaign on involving students into the learning process, the choice of the forms of their activities, creating a database of tasks for classroom seminars and independent work. The methodology is based on the SSAU students' stories about the regional and all-Russian stages of the Olympiad.

Всероссийская студенческая олимпиада (ВСО) по оптотехнике имеет семилетнюю историю. Цели проведения олимпиады: формирование более глубоких знаний в области оптотехники, общих и профессиональных компетенций выпускников ВУЗов; выявление одаренных студентов и формирование кадрового потенциала; развитие творческой активности и самостоятельного мышления; совершенствование учебной и внеучебной работы студентов; повышение престижности оптических специальностей; привлечение большего количества абитуриентов и интереса к специалистам-оптотехникам со стороны предприятий и фирм с различной формой собственности. Основные принципы в проведении олимпиады: состязательность, творчество, открытость. Она входит в перечень Всероссийских студенческих олимпиад, утверждённых Департаментом развития профессионального образования Министерства образования и науки РФ.

Регламент организации и проведения ВСО предусматривает её проведение в три этапа: 1-й этап – вузовский; 2-й – региональный и 3-й – Всероссийский. Организаторами Всероссийского этапа олимпиады является факультет Оптико-информационных систем и технологий Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики (СПбГУ ИТМО), а регионального – Поволжского - кафедра Оптико-электронных систем (ОЭС) Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева-КАИ (КНИТУ-КАИ). Как Всероссийский, так и региональный этапы предусматривают участие в олимпиаде команды, состоящей из не более чем 4-х человек, которые участвуют в командном и личном первенствах, причём, в командный зачёт идут результаты лишь трёх её членов, набравших наибольшее количество очков. Поволжский этап проводился организаторами в апреле, а Всероссийский – в октябре.

Проведение Всероссийского этапа предусматривает два вида участия – очно-заочное (заочное по Интернету из компьютерного класса вуза-участника) и два вида соревнований, идущих в командный зачёт: блиц-турнир – ответы на вопросы в режиме on-line (чисто командное соревнование) и решение задач, результаты которого идут в зачёт командного и индивидуального первенств. В 2010 и 2011 г. проводился и конкурс капитанов команд, участвующих в олимпиаде очно, но результаты этого вида соревнований не учитываются при распределении индивидуальных и командных мест. Профессионально-культурная программа олимпиады последних двух лет с участием СГАУ содержала посещение музея оптики СПбГУ ИТМО и автобусную экскурсию по Санкт-Петербургу. Более подробную информацию о Всероссийском этапе и его истории можно почерпнуть на сайте СПбГУ ИТМО.

Региональный Поволжский этап состоит из одного вида соревнований – решения задач оптической тематики продолжительностью 4 часа. В начале соревнования каждому участнику выдаётся порядка 16 задач, каждая из которых в зависимости от её сложности оценена жюри количеством баллов от 1 до 10. При этом каждый участник, исходя из уровня своей подготовки по тем или иным разделам оптотехники и содержания задач, выбирает для себя последовательность их решения с целью набора

максимального количества баллов. Из 4-х летнего опыта участия СГАУ можно отметить, что количество задач и объёмность их решения не позволили ни одному участнику справиться со всеми задачами за отведённые на их решение 4 часа. При решении задач разрешается пользование справочной литературой, исключая задачники и решебники, и инженерным калькулятором. Профессионально-культурная программа олимпиады в зависимости от года проведения содержала посещение Государственного института прикладной оптики, Казанского оптико-механического завода, лабораторий кафедры ОЭС КНИТУ-КАИ, автобусные экскурсии по Казани и её окрестностям.

История выступления студентов-лазерщиков кафедры АСЭУ СГАУ в Поволжском этапе олимпиады началась в 2009 г. Костяк команды составили студенты 4-го курса: Дмитрий Анчиков, Дмитрий Владимиров, Павел Поляков и Алексей Евстигнеев. Их поддержали и студенты 3-го курса: Игорь Сабуров и Евгений Еремин. Здесь следует отметить руководство кафедры АСЭУ и СГАУ, которые поддержали профессиональное олимпийское движение оптотехников и нашли резервы для делегирования 6 студентов и руководителя команды в Казань. Первый опыт выступления команды СГАУ на региональном этапе оказался вполне успешным. Хотя в индивидуальном первенстве призовых мест наши студенты тогда не завоевали, но в целом команда выступила ровно и заняла почётное второе место в командном первенстве из шести команд-участниц, пропустив вперёд лишь первую команду КНИТУ-КАИ. На Поволжском этапе с 2009 по 2012 г. традиционно выступают команды Волгоградского государственного университета (ВолГУ), Ижевского государственного технического университета (ИжГТУ), КНИТУ-КАИ и СГАУ. Причём коллектив кафедры ОЭС КНИТУ-КАИ в 2009 г. впервые организовал проведение регионального этапа и в этом немалая заслуга заведующего кафедрой ОЭС Ю.М. Белякова и профессора кафедры Н.К. Павлычевой.

Достигнутый результат воодушевил студентов и подстегнул их к более ответственному отношению к подготовке и через год в 2010 г. команда студентов (Д. Анчиков, Д. Владимиров, П. Поляков и Никита Рычков) стала первой. Появились достижения и в индивидуальном первенстве, так Д. Анчиков занял второе место, а Н. Рычков – на тот момент студент 3-го курса показал 3-й результат. К сожалению, в 2011 г. началась смена поколений в команде и повторить командный результат 2010 г. нам пока не удалось. Отрадной тенденцией в этот период явилось восхождение Н. Рычкова с 3-го сначала на 2-е, а в 2012 г. - и на первое место. Таким образом, на Поволжском этапе олимпиады по оптотехнике студенты-лазерщики в личном и командном первенствах стали обладателями всех титулов олимпиады.

После успешного выступления на региональном уровне в октябре 2010 г. состоялся дебют и на заключительном, Всероссийском, туре олимпиады по оптотехнике в СПбГУ ИТМО. В нём уже участвовало 16 команд, среди которых следует отметить команды МФТИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, СПбГУ ИТМО и других ведущих вузов России. И на этом соревновании студенты СГАУ выступили достойно. Из команд, выступающих очно, наша команда пропустила вперёд лишь команды МФТИ, МГТУ и Сибирской государственной геодезической академии (СГГА). Это было заключительным выступлением наших первопроходцев профессионального олимпийского движения перед окончанием вуза. Пока остаётся констатировать отсутствие у имеющегося в настоящее время на лазерной специальности контингента студентов достаточного уровня базовой подготовки и энтузиазма для участия в подобных мероприятиях, но полноценная группа в 24 человека второкурсников и, видимо, такая же будет набрана на 1-й курс вселяют оптимизм и открывают перспективы для воссоздания команды, способной демонстрировать достойные результаты на соревнованиях любого уровня.

В заключение хотелось бы коснуться методических аспектов подготовки команды для участия в студенческой олимпиаде по оптотехнике. Составлена ежегодно пополняемая база олимпиадных задач. В настоящий момент она насчитывает более сотни задач различного уровня сложности. Отработана методика подготовки студентов, состоящая из еженедельных семинарских занятий и домашних заданий для самостоятельной подготовки с аудиторным или Интернет-контролем выполнения. Налажены контакты с организаторами регионального и всероссийского этапов, что обеспечивает прямой обмен информацией по срокам и условиям проведения этапа. Освоены схемы оформления заявок и командировочных документов на поездки студентов в Казань и Санкт-Петербург.

УДК 37.022

ФУНКЦИИ ПЕДАГОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ

© 2012 А.Г. Маслова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королёва
(национальный исследовательский университет)

THE FUNCTIONS OF THE PEDAGOGICAL SYSTEM OF AEROSPACE EDUCATION

Maslova A.G. (Samara State Aerospace University). Basing on the general characteristics of the pedagogical system of aerospace education, the paper defines its functions at the macro-level of human civilization and the world aerospace technology and at the micro-level of its subjects, as well as an institution of professional socialization.

Жёсткие профессиональные требования по качеству работ на всех этапах создания, эксплуатации и применения авиационной и ракетно-космической техники (АиРКТ), огромная ответственность за сроки и качество выполнения требований заказчиков, жёсткие условия конкуренции на мировом рынке выдвигают особые требования к подготовке специалистов аэрокосмического профиля, а само аэрокосмическое образование (АКО) выделяют как особый феномен в системе инженерного образования. Его содержание наполнено наличием блоков технических и гуманитарных знаний, умений, навыков (ЗУН) и компетенций, информационных технологий и развития технической креативности.

АКО – это особая общественная сфера, предназначенная для подготовки специалистов АиРКТ и включающая в себя совокупность научных знаний, технических средств, организационных и промышленных структур, направленных на обеспечение создания новой техники, эксплуатации и применения её для деятельности в воздушном и космическом пространствах в интересах всего человечества.

По комплексу причин АКО является опережающим образованием в мире. Оно базируется на фундаментальности, системности, многопрофильности, универсальности и т.п.

Отечественная система АКО в современных социально-экономических условиях сохранила традиционные и обрела новые механизмы [1], активно влияющие на процесс профессиональной социализации студентов. Это обусловлено, с одной стороны, либерализацией экономической, ценностной, нормативной, нравственной сфер жизнедеятельности общества, с другой, – возросшей степенью свободы студенческой молодёжи.

Система АКО обладает институциональной структурой, организационными подходами, педагогическими методами и технологиями обучения, обеспечивающими студенту аэрокосмической инженерной специальности (САКИС) и работнику отрасли образование на протяжении всей их жизни, возможную смену или получение параллельного профессионального образования, эффективную миграцию в различные области трудовой специализации, включая сферу образования.

Иннституализация АКО на современном этапе развития российского определяется конкретными приоритетами развития всей системы образования, на модернизацию общества, такими как:

- облегчение профессиональной социализации САКИС в рыночной среде формированием ответственности за собственное благосостояние и состояние общества через освоение им основных социальных навыков по общественной работе и практических умений по специальности;
- обеспечение социальной мобильности в обществе через поддержку наиболее талантливых и активных молодых людей, независимо от их социального происхождения;
- поддержка вхождения САКИС в глобализированный мир и открытое информационное сообщество введением в содержание образования предметов, развивающих коммуникативность (информатика, иностранные языки, межкультурное взаимопонимание), использованием элементов дистанционного обучения;
- противодействие негативным социальным процессам (распространение наркотиков, рост криминогенности в молодёжной среде, асоциальное поведение, рейдерство, беспризорность и др.);

Функции педагогической системы АКО разнообразны как на макроуровне человеческой цивилизации и мировой аэрокосмической отрасли, так и на микроуровне отдельных субъектов. Выделим их.

1. Построение педагогического процесса в контексте баланса системы «Человек – Техника – Окружающая среда - Космос» для формирования у САКИС целостного глобального мировоззрения Отсюда – ориентация содержания АКО на мировоззренческий комплекс. От преподавателя требуется не только владение учебным материалом, но и уважение и знание межпредметных связей, конструкторско-технологической, производственной, экономической, социально-гуманитарной, экологической проблематики отрасли.

2. Создание и реализация современной концепции подготовки творчески-культурного специалиста. Здесь в гармонии и единстве находятся ценности, которыми должен владеть культурный человек, и педагогические методы развития и становления профессиональных ЗУН и компетенций. Приоритет культуры, гуманизации и гуманитаризации профессионального образования рассматривается нами как одна из важнейших особенностей процесса профессиональной социализации в системе АКО.

3. Формирование у САКИС и преподавателей нового видения перспектив развития АиРКТ и АКО, возможностей личного креативного потенциала, создание максимальных возможностей для самоактуализации.

4. Отражение практических действий, выполняемых конструкторами, технологами, эксплуатационниками АиРКТ, среди которых важными для подготовки специалистов являются поисковые, генерирующие новые идеи, исполнительские, регулирующие, контролирующие. Все эти и другие теоретические и практические действия и взаимоотношения между ними зависят от целей деятельности и трансформации их.

5. Пятая функция системы АКО имеет социальную направленность. Она реализуется, в частности, использованием принципа политехнизм АКО [1], который способствует решению проблемы равновесного перераспределения профессиональных потоков между различными отраслями промышленности, хозяйственной, социальной и общественной формами деятельности. Благодаря этому соблюдается баланс общественных интересов.

6. Создание адекватности между меняющимися потребностями аэрокосмического рынка профессиональных кадров и методологией образования. Только образовательная система с индивидуальными планами обеспечивает формирование необходимых специфических ЗУН и компетенций, которые требуются специалистам отрасли на конкретных рабочих местах в определённое время.

7. Создание системы гибкой корректировки учебных планов и содержания учебных дисциплин согласно потребностям рынка труда, появлению новых знаний и технологий, развитию инновационных методов подготовки инженерных кадров.

8. Создание условий доброжелательности и толерантности в учёбном процессе и самостоятельной работе, а также международном студенческом общении.

Сущность профессиональной социализации - выбор карьеры и сферы приложения личностных возможностей, а также формирование действенного отношения личности к профессионально-производственным и социокультурным условиям, её общественно полезному бытию и саморазвитию. Поэтому процесс профессиональной социализации САКИС можно рассматривать с четырёх принципиальных позиций: 1) как серию задач, которые ставит общество перед личностью (социологический аспект); 2) как процесс поэтапного принятия решений, посредством которых возможно согласование собственных предпочтений САКИС и потребносей общества в результате разделения труда (социально-психологический аспект); 3) как процесс формирования индивидуального стиля жизни, частью которого является профессиональная деятельность (дифференциально-психологический аспект); 4) как формирование педагогической системы профессиональной социализации и условий для её реализации (педагогический аспект).

Сформулируем функции системы АКО как института социализации личности на современном этапе рыночной экономики.

1. Общеобразовательной поддержки - актуализируется, когда обеспечена социально-личностная ориентация содержания и технологий образования, и реализуется через содержание и технологии АКО.

2. Поддержки профессионального самоопределения – реализуется через организацию профессионального образования, разработку программы адаптации, связь с социальными (профессиональными) партнёрами при поддержке деканата, особой роли начальника курса,

кафедр, музея авиации и космонавтики и др.

3. Социально-воспитательной активизации личностных ресурсов - выполняется благодаря социально личностной ориентации взаимодействия САКИС в группе, с преподавателями и социальной средой, формированию социально – психологического микроклимата в вузе, становлению пространственно- временной благоприятной среды и корпоративной культуры.

4. Общесоциальной поддержки - воплощается в жизнь через оказание студентам материальной, социальной, личностной, моральной поддержки.

5. Профилактивно-реабилитационная - реализуется путём исправления и профилактики нарушений социализации, а также широкого использования мероприятий и пропаганды здорового образа жизни.

Отсюда следует, что социально-личностные характеристики (способность использовать когнитивные, волевые, эмоциональные особенности личности; умение работать в коллективе и гасить конфликты; владение базовыми инвариантными социо-психологическими знаниями и умениями, обусловливающими успешность решения необходимых производственных задач создания АиРКТ и др.) являются составляющими профессиональной компетентности специалиста аэрокосмической отрасли.

Реализация сформулированных функций педагогической системы АКО направлена на повышение уровня развития, воспитания, социализации, культуры, грамотности, образованности, профессионализма, профессиональной мобильности будущих специалистов.

Библиографический список

1. Белоусов А.И., Маслова. А.Г. Аэрокосмическое образование: этапы и перспективы развития // Самолётостроение России. Проблемы и перспективы: материалы симпозиума с международным участием. Самара: СГАУ, 2012. С. 73 – 76.

УДК 378+334

ПРОЕКТ “ИНТЕГРАЦИЯ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И ПРОИЗВОДСТВА” КАК ИНСТРУМЕНТ ПО РАЗВИТИЮ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ПОВЫШЕНИЮ КАЧЕСТВА ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНЫХ КАДРОВ

© 2012 Ю.К. Фавстов, С.В. Сурудин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

THE PROJECT «INTEGRATION OF EDUCATION, SCIENCE AND PRODUCTION» AS AN INSTRUMENT FOR THE DEVELOPMENT OF INDUSTRY AND IMPROVEMENT OF QUALITY OF ENGINEERING STAFF TRAINING

Favstov U.K., Surudin S.V. (Samara State Aerospace University). A major role in training professional engineers should be played by their main customer - an industrial enterprise. Being a consumer a manufacturer should determine the future requirements for specialists and give full support to educational institutions in providing specialist training of specialists and in meeting these requirements. One of the tools for establishing an optimized interaction between educational institutions and industrial enterprises may be the project “Integration of education, science and production”.

Стыдно и недопустимо, что Россия – самая богатая страна в мире по сырьевым ресурсам, страна с богатейшим интеллектуальным потенциалом, страна выигравшая Вторую мировую войну – войну моторов, передовой техники и страна, первая пославшая человека в космос, становится сырьевым придатком европейских стран.

Все полосы газет, каналы телевидения заняты информацией о политике, о ценах на нефть и газ, о банковской деятельности и практически ни слова о базисном показателе любого развитого государства – производственной промышленности [1].

Состав нашего правительства характеризуется чрезвычайно способными юристами, финансистами, банкирами, специалистами по добыче и продаже нефти и газа, наконец, политиками, и весьма скромным инженерным сектором. Очевидно, для успешного инновационного развития производства в России требуется незамедлительно усилить инженерный сектор Правительства и создать условия для его успешной деятельности.

Сейчас Россия находится в достаточно глубоком кризисе. Положительным элементом кризиса является тот факт, что он не вечен и страна после его преодоления окажется в лучшем положении, чем до него. Но продолжительность кризиса прямо зависит от успешности нахождения путей выхода из него и их реализации.

Анализ причин кризиса показал, что одной из них стал дефицит высококвалифицированных кадров, способных работать в новых условиях.

Переход от общества, где «всякая инициатива наказуема», к обществу, в котором инициативность является главным условием успешности, переход от структуры, где главным условием карьерного роста являлось послушание к структуре, где ценится самостоятельность, для большинства оказался неожиданным.

Не готовыми к новым условиям оказались и образовательные учреждения, деятельность которых регламентируются стабильными, не меняющимися стандартами. Независимость учебных заведений от потребителя, т.е. от ведомств и организаций, где будут работать выпускники вузов, обернулась их невосприимчивостью к новым требованиям, которые выдвигают работодатели в отношении качества подготовки молодых специалистов, как в области полученных знаний, так и в воспитании личностных качеств.

В процессе подготовки профессиональных инженерных кадров большую роль должен играть их основной потребитель – промышленное предприятие. Именно производство как потребитель должно определять требования к будущему специалисту и оказывать всемерную поддержку учебным заведениям, обеспечивающим подготовку специалистов, отвечающих этим требованиям. С этой позиции большое значение в учебном процессе должна играть производственная практика.

Сообщество работодателей в настоящее время не оказывает практически никакого влияния на реформацию образования [2].

Одним из выходов из сложившейся ситуации является метод синергетики, основанный на принципе, что ценность целого может значительно превышать сумму ценностей частей. В нашем случае этот метод получил название: «проект интеграции образования, науки и производства», представляющий собой партнерский союз оптимизированного взаимодействия учреждений образования, науки и производственных предприятий.

Целью проекта «Интеграция образования, науки и производства»: повышение эффективности производственной деятельности промышленных предприятий, улучшение образовательного процесса подготовки специалистов инженерного корпуса, стимулирование реализации инновационных разработок.

Проект предусматривает:

- активное привлечение обучающихся в ВУЗах, ученых и профессорско-преподавательского корпуса к развитию инновационных научно-технических направлений интересующих производство;

- совместную работу в конкретных разработках конструкторского, технологического и организационного характера, проводимых на производстве.

- участие ведущих специалистов производства в образовательном процессе, в частности в разработке требований к выпускникам ВУЗов.

- использование уникального и дорогостоящего технологического оборудования и научно – исследовательской аппаратуры имеющихся в технопарке и НТЦ научных учреждений в решении задач и проблем реального производства;

- внедрение новых разработок или технологий, разработанных в стенах научных учреждений.

Оптимизация деятельности описанного партнерского союза должна осуществляться научно-техническим центром. Задачей центра является сбор, обобщение, анализ определенной информации и ее реализация, результатом которой будет повышение уровня подготовки специалистов, членов инженерного корпуса и мотивация инновационных разработок.

Необходим сбор информации, содержащей следующие сведения:

1. Технологические направления и конкретные разработки (проекты), интересующие производство, как необходимое условие их инновационного развития.

2. Прогрессивные технологии и технологическое оборудование, необходимое для модернизации производства.

3. Инновационные технологические и конструкторские разработки, осуществляемые в ВУЗах и научных учреждениях, с указанием уровня завершенности.

4. Сведения об уникальном и дорогос-

тоящем технологическом оборудовании и научно-исследовательской аппаратуре имеющихся в технопарках и НТЦ ВУЗов и научных учреждений.

Апробацию данной идеи предлагается провести на базе Поволжского региона, научно-технический центр организовать на базе Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва.

Библиографический список

1. Калинин В.Г. Фавстов Ю.К. Главный фактор успешности инновации // Третья международная конференция «Социология инноватики: человек в инновационном мире», 26-27 ноября 2009 г. Тез. докл., 26-27 ноября 2009 г. М.: РГИИС, 2010. С. 237-242.

2. Фавстов Ю.К. О главной задаче технических вузов // Ректор вуза. 2008. № 9. С. 50 – 55.

УДК 37.022

ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННОГО АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ

© 2012 А.И. Белоусов, А.Г. Маслова

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

SPECIAL CONSIDERATIONS FOR CONTEMPORARY AEROSPACE EDUCATION

Belousov A.I., Maslova A.G. (Samara State Aerospace University). The paper aims at revealing the specific features of the contemporary aerospace education which are necessary for working out the concepts of its development under the existing social and economic conditions.

Новые социально-экономические условия обостряют конкуренцию в образовании. Правительство объявило о грядущем с 2013 г. сокращении количества и укрупнении вузов в России, сокращении расходов на образование (на 2,9 % по сравнению с 2012 г.). Но увеличиваются на 17,5 % ассигнования национальной обороны и безопасности. Это должно сказаться на бюджетах аэрокосмических вузов, образовательные и научно-исследовательские программы которых содержат оборонную компоненту.

Следовательно, системе аэрокосмического образования (АКО) необходимо научно-теоретическое обоснование и разработка концепции стратегического развития. Она должна учитывать современные тенденции образования, науки, авиационной и ракетно-космической техники (АиРКТ) и производства, охватывать научно-методической сферы, проблемы проектирования, структуры, содержания и процесса АКО, а также организационно-педагогического сопровождения учебно-воспитательного процесса аэрокосмического вуза и профессиональной социализации студентов аэрокосмических инженерных специальностей (САКИС) [2]. Для этого необходимо выявить особенности АКО. Отечественная система подготовки специалистов аэрокосмического профиля, сформированная в XX веке и реформируемая в XXI, характеризуется множеством уникальных особенностей, которые целесообразно конкретизировать и систематизировать. Рассмотрим основные из них.

Для третьего тысячелетия становится реальностью планетарный кризис, обусловленный глобальными изменениями в системе «Человек – Техника – Природа – Космос». Особенностями конца XX – начала XXI веков стали сближение континентов благодаря авиации и ракетной технике, расширение границ деятельности в воздушном и космическом пространствах. Требуется переход на новый уровень связей в отмеченной системе и качественный скачок в мышлении, поведении, политике. Необходимым условием для решения этих задач становится подготовка специалиста аэрокосмической отрасли нового типа. Таким образом, проблема АКО становится ключевой в совокупности проблем общественного развития. АКО является по комплексу причин определяющим образованием в мире.

Следовательно, АКО имеет статус глобально-ориентированного комплекса [1]. Он должен способствовать решению глобальных проблем человечества, развитию сознания человека на качественно новом уровне отношений «Человек –Техника – Природа – Космос», формированию новых ценностных ориентиров и структурных, содержательных и технологических характеристик. Ориентация на решение

глобальных проблем современности, освоение и рациональное использование мирового воздушного и космического пространств в интересах всей человеческой цивилизации – одна из важнейших особенностей современного АКО.

АКО строится на основе единства общего, профессионального, политехнического и культурологического образования благодаря интеграции и дифференциации общей и профессиональной подготовки, междисциплинарному синтезу знаний в современных науках на основе общенаучных универсальных принципов дидактики, профессионального образования, отбора содержания образования и специфических принципов профессиональной социализации САКИС [2].

АКО является подсистемой общей системы профессионального образования. Ему, естественно, свойственны общие позитивные и негативные явления, вызванные изменениями государственной социально-экономической, научно-технической и образовательной политики. Это привело к необходимости решения новых проблем АКО, связанных с разработкой новых стратегий и моделей структур профессиональной подготовки кадров для аэрокосмической отрасли, которая сама находится в условиях кардинального реформирования (хотя в ней благодаря заделу разработок и практического освоения изделий АиРКТ создан устойчивый и длительный запас инновационной прочности). Появилась система образовательных учреждений – профессиональные лицеи, профильные классы, технические колледжи, техникумы и факультеты аэрокосмических специальностей в политехнических вузах. Характерной чертой всех аэрокосмических вузов в настоящее время является широкий набор возможностей как допрофессиональной подготовки (аэрокосмические школы и лицеи), так и постдипломного образования (аспирантура, докторантура, повышение квалификации, профессиональная переподготовка и т.д.). Сегодня это база системы многоуровнего непрерывного АКО и одна из его особенностей.

Основные отличительные черты АКО определяются особенностями АиРКТ. Высокие сложность объектов АиРКТ и динамика её развития, непрерывно усложняющиеся решаемые ею задачи обуславливают особенность АКО: необходимость, в соответствии с системным подходом, изучения исключительно большого объёма дополнительных по отношению к изучаемому объекту техники знаний, включая знания по всем этапам жизненного цикла изделия (ЖЦИ).

Следующая особенность определяется наличием оборонной компоненты в образовательных и НИОКРовских программах. В советский период АКО было преимущественно нацелено на подготовку инженерных кадров отрасли по запросам военно-промышленного комплекса. В современных условиях АКО нужно выстраивать с учётом глобальных общемировых гуманистических запросов общества и индивидов, т.е. при наличии оборонной и конверсионной компонент в образовательных программах. Приоритетные направления подготовки инженерных кадров для аэрокосмической отрасли следует развивать в сфере стратегически важных базовых технологий двойного (военно-гражданского) применения для каждого этапа ЖЦИ.

Использование уникальных производственных наукоёмких технологий в учебном процессе – важная особенность АКО. Это технологии: новых материалов, микро- и наноэлектронные, лазерные, опто- и радиоэлектронные, информационные, энергетики и энергосбережения, конструирования и производства машин и механизмов, перспективных двигательных установок и летательных аппаратов, технологических процессов, контроля качества, сертификации, экспериментальной отработки и испытаний уникальных изделий, диагностики и эксплуатации, эффективности (экономической, оборонной, научной, социальной и др.), экологической безопасности и жизнеобеспечения. Ряд этих технологий разработан в вузах. Отсюда следует особенность - слияние процесса подготовки специалиста и производства уникальных технологий, систем и изделий АиРКТ.

Одной из главных особенностей отечественной системы АКО является организация его на основе интеграции науки, образования и производства, определяемая тремя факторами. Во-первых, большинство учёных, конструкторов и организаторов производства АиРКТ, внесших весомый вклад в становление и развитие аэрокосмических идей и технологий, являлись и преподавателями, и организаторами кафедр по новым специальностям и специализациям АиРКТ в вузах (В.П. Глушко, Н.Е. Жуковский,

Б.И. Каторгин, Д.И. Козлов, С.П. Королёв, Н.Д. Кузнецов, А.М. Люлька, В.П. Макеев, И.В. Мещерский, А.А. Микулин, В.П. Мишин, В.М. Мясищев, Б.С. Петропавловский, М.М. Поморцев, М.Ф. Решетнёв, М.К. Тихонравов, А.Н. Туполев, В.В. Уваров, В.Ф. Уткин, Ф.А.Цандер, М.К. Янгель и многие др.). Во-вторых, сами предприятия принимают активное участие в научно-образовательной деятельности благодаря организации на их базе отделений, вечерних факультетов, базовых кафедр, филиалов профилирующих кафедр, а также включению подразделений предприятий и сотрудников их в учебный процесс вуза. В-третьих, это огромный опыт большинства преподавателей профилирующих кафедр по созданию новейших изделий отечественной АиРКТ благодаря продолжительной работе на предприятиях или в ОНИЛ, выполняющих ответственные НИОКР по заданию промышленности.

Тесная связь АКО с наукой и производством обеспечила следующие особенности современного АКО: высокую квалификацию кадрового потенциала аэрокосмических вузов; создание на базе профилирующих кафедр и ОНИЛ центров нового типа – учебно-научно-производственно-воспитательных; направление АКО на практическую деятельность по созданию конкретных образцов АиРКТ, виртуальное моделирование и представление рассматриваемых объектов и ситуаций.

Современные аэрокосмические вузы, которые до недавнего времени были «закрытыми», развиваются в режиме активной международной интеграции, идёт интенсивный обмен студентами, аспирантами, преподавателями. Совместные образовательные программы ориентированы на современные достижения науки, техники, производства (информационные технологии, математическое моделирование, межотраслевые научно-образовательные инициативы, изделия и системы новой техники).

Из анализа истории развития АКО вытекает его уникальная особенность – объединение и сосуществование двух форм исторического опыта человеческой деятельности: научно-технического и научно-педагогического. Обе эти формы общественного сознания прошли уникальный путь развития. Их взаимодействие возможно только при проектировании особых организационных форм в системе АКО.

Следовательно, концепция профессиональной социализации САКИС должна формироваться как логическое развитие общепедагогических категорий и понятий: целей, принципов, содержания, форм, организации, методов, средств самоактуализации и саморазвития. Будучи по сути педагогическими, они ориентированы на АКО в целом и, в частности, на социализацию студентов благодаря практико-познавательному взаимодействию в учебном процессе с объектами АиРКТ, объёмной информации, принятию стратегических решений в условиях неопределенности конечных результатов.

Формирование САКИС как личности, обладающей глобальным мировоззрением,- сложная задача. Её можно решить только в режиме педагогической интеграции при условии, что студент в процессе обучения будет иметь доступ к общемировым интеллектуальным ценностям и новейшей научно-технической информации Естественно, что в этом случае высокие требования предъявляются к материальной базе учебного процесса, его воспитательной, творческой, информационной составляющей, преподавателям.

Библиографический список

1. Кольга В.В. Аэрокосмическое образование как сфера непрерывной подготовки специалистов // Университетское образование: сб. ст. X Междунар. науч.-метод. конф. Пенза: НОУ Приволжский дом знаний, 2006. С.85 – 87.

2. Белоусов А.И., Маслова А.Г. Аэрокосмическое образование: этапы и перспективы развития // Проблемы и перспективы: материалы симпозиума с международным участием. Самара: СГАУ, 2012. С. 73 – 76.

СПИСОК АВТОРОВ

Абдрахманов А.Ш. 181
Аблесимов В.Е. 266
Аболмасов П.В. 97
Абрамов А.В. 48
Аистов И.П. 253
Акулов В.А. 241
Александрова Т.Г. 175
Алексеев М.В. 53
Алексеев С.П. 193, 194
Алембеков С.В. 306
Арзуманов Ю.Л. 165
Бадыков Р.Р. 36
Бакланов В.С. 58
Балакин В.Л. 241
Баландин А.Н. 52
Балуев А.А. 130, 132
Барышев В.И. 252
Батанов Н.В. 263
Бейлин А.Б. 52
Бекасов Л.С. 197
Белов Г.О. 79, 80, 82, 150, 152, 193, 194, 195
Белоусов А.И. 343
Белоусов А.М. 85, 89
Береснев Ю.Л. 227
Берестовицкий Э.Г. 121, 199
Берестовицкий Э.Г.
Блюмин К.В. 203, 205
Богданов Д. Д. 287
Болдырев А.В. 83, 87
Болдырев С.В. 83, 87
Борисов В.А 317
Бородавкин В.А. 51
Букин В.А. 187, 189, 191
Булатов М.К. 87
Бурмистров А.В. 226
Бурнаевская Е.В. 279
Быстров Н.Д. 175, 182, 271, 318, 320
Вавилов В.Е. 57
Вансович К.А. 253
Виноградов А.С. 36
Виноградов И.С. 42
Волкова М.В. 40
Волкова Н.В. 37, 250
Габов Д.В. 44
Гаврилина Д. Е. 155
Гаврилина Д.Е. 153
Гаврилов В.Н. 331
Галевко Ю.В. 77
Галимов Р.Н. 20, 21
Гаспаров М.С. 153, 155
Гафуров С.А. 108, 109, 111, 199, 201, 203, 304
Гвоздев А.С. 41
Герасин А.А. 57
Гимадиев А.А. 186
Гимадиев А.Г. 104, 106, 175, 182, 187, 203, 205, 218, 271, 320
Гимадиев М.А. 184, 186
Гладков А.В. 280
Говоров А.А. 61
Голованов В.И.
Голованов В.И. 37, 121, 250
Головин А.Н. 335
Гольберг Ф.Д. 65
Горшкалев А.А. 108
Графкин А. В. 205
Гребнев Д.Н. 282
Гребнев Н.Е. 282
Грецков А.А. 302, 303
Грешняков П.И. 223, 225, 226, 232
Гринберг Г.М. 312
Гришанов В.Н. 279, 281, 337
Гуревич О.С. 65
Данилин А.И. 302, 303
Данилушкин И.А. 275
Держанский В.Б. 149
Дилигенский Д.С. 47
Доденко П.С. 160
Дубовова Е.В. 62
Евсигнеев 45 А.Е. 45
Евстратова Ю.В. 40
Елесин А.Н. 77
Емельянов С.Р. 211, 213
Ермаков А.И. 124
Ермилов М.А. 150, 152, 193, 194, 195, 287
Ермишкин В.А. 273
Ермолаев Г.М. 73
Ермошкин А.З. 186
Жернаков В.С. 246
Жижкин А.М. 317
Жильников Е.П. 50
Жужукин А.И. 280, 330
Журавлёв О.А. 229, 287, 306

Завершинский Д.И. 22
Завершинский И.П. 23, 30
Завьялов Ю.Н. 121
Зверев А.Я. 76
Зимаков А.А. 312
Иванова Т.В. 77
Иващенко В.И. 331, 333
Ивкина Л.М. 312
Иголкин А.А. 147, 202
Иголкин А.А.
Игонин А.А. 214 , 216
Ильинский С.А. 175
Илюхин В.Н. 223, 225, 226, 231, 232
Илюхин Ю.В. 240
Исмагилов Ф.Р. 57
Калабухов В.Н. 120
Каличинина М.М. 335
Каляшина А.В. 229
Камалов Ф.Я. 50
Катугина В.О. 64
Кашапов И.Д. 104, 218
Киен Ле Чунг 173
Кипуров О.В. 261
Кирпичев А.А. 54, 236, 238, 264, 328
Кирюхин А.А. 48
Китанов М.Ю. 90
Клементьев В.А. 255
Климов А.И. 31
Клинов Р.А. 275
Кнестяпин В.Н. 24
Колбина А.В. 141
Кольцов С.М. 48
Кондрашов Ю.И. 318, 306
Коневалов В.С. 138
Коновалов И.С. 58
Коптев А.Н. 167
Краснов А.В. 128, 130, 132, 133
Крундаева А.Н. 44
Крючков А.Н. 68, 79, 80, 82, 93, 111, 150, 152, 193, 194, 195, 199, 201, 205, 214, 216, 304, 320
Крючков К.А. 195
Кудряшова А.А. 287
Кужбанов А.К. 118
Кузнецов Ю.И. 139
Кузьменко П.А. 38
Кузьмин М.В. 61
Лайко К.К. 102
Левкин Ю.С. 247, 323
Литвинов Е. С. 116
Лядник С.В. 122
Лязина Н.Н. 214, 216
Майзель А.Б. 90, 157
Майлян М.Р. 30
Макарчук В.В. 50
Макарьянц Г.М. 111, 112, 114, 176, 178, 199
Макарьянц М.В. 112, 114, 176
Макарян В.Г. 25
Макарян В.Г. 26
Малкин И.В. 91, 93, 95, 133
Мальцев Е.Н. 255
Маслов А.В. 284
Маслова А.Г. 339, 343
Мелентьев В.С. 41
Мельников Е.В. 275
Мельников П.А. 261
Мерзляков А.А. 69, 71, 72
Мидюкин В.В. 42
Миронов Б.В. 101
Миронова Т.Б. 101, 239
Митковский К.Б. 231
Михалкин И.К. 124
Михеев М.Г. 111
Моисеева С.Н. 58
Молевич Н.Е. 20, 21
Молчанов Д.С. 286
Моралев И.А. 31
Моргунов Г.М. 163
Мордасов В.И. 282
Мухамедзянов Д.Р. 276
Назаров А.Г. 133
Никишов С.Ю. 37, 47
Новиков Д.К. 79
Носков А.С. 179, 181
Нурлыгаянова З.Ф. 83, 87
Овчинников И.Н. 273
Ойнонен А.А. 281
Осипов М.Н. 309
Осипов О.В. 34
Островский М.С. 53
Павлов А.Н. 266
Павлюченко Е.А. 118
Панов А.К. 246
Перминов В.И. 201
Петухов А.А. 65
Письменкова Т.А. 322

Плотников А.М. 34
Полешкин М.С. 249
Пономарев Ю.К. 45, 124 , 126, 315
Попков В.И. 141, 143
Попков С.В. 139, 143
Попов П.А. 68
Попов Ю.Н. 77
Посадов В.В. (мл.) 60
Посадов В.В. 60
Прокофьев А.Б. 67, 101, 114
Проничев Ю.Н. 126
Пышин А.В. 259
Рафальский А.И. 276
Редюшев А.А. 54, 238
Ремизов А.Е. 60
Решетов В.М. 256, 257, 269
Родионов Л.В. 108, 201, 304,
Рыбалкин И.Г. 160
Рыбальченко М.Д. 158
Рыпинский В.Ю. 239
Сазанов И.И. 122
Сазонникова Н.А. 282
Салахова Р.Р. 229
Салимов Ш.Р. 197
Салимова Н.Р. 34
Салов В.А. 322
Санчугов В.И. 257, 267, 269, 270
Сафин А.И. 147, 160, 202, 271, 287
Сафиуллин Д.И. 112, 178
Свербилов В. Я. 114, 112, 176, 178, 203
Сергеев Р.Н. 229, 287, 306
Сергеев Ю.В. 308
Сергеева Т.Ю. 308
Сидоренко В.С. 173, 249
Силаев Б.М. 255
Симаков О.Б. 45, 124
Симчук А.А. 236 264, 266, 328
Синдюков А.А. 67
Синяков А. Ф. 223, 225, 226, 232, 245
Скворчевский А.Е. 234
Славянский А.О. 51, 220
Слива Е.С. 106
Слуцкий Р.В. 157
Смирнов Ю.А. 259
Смольников Ю.С. 139
Сокол Г.И. 32, 136
Соколов А.Н. 139, 145
Соловацкая Л.В. 333
Солянников В.А. 280
Спиридонов Е.К. 169, 313
Стадник Д. М. 112, 114, 176, 178
Старшинов Д.С. 61
Сторож А.Д. 282
Стукалина И.Л. 25, 26
Сугак С.С. 23, 30
Сундуков А.Е. 293, 295, 296, 298
Сундуков Е.В. 293, 295, 296, 298
Сурудин С.В. 341
Сухов В.В. 250
Тайманова О.Г. 214, 216
Тараторкин А.И. 149
Тараторкин И.А. 149
Тарлыков В.А. 314
Татаринцева А.В. 240
Тимиркеев Р.Г. 269
Тихомиров Ю.М. 259
Тиц С.Н. 284, 286
Трошкин Н.В. 20
Туманов Д. В. 114
Тусюк С.К. 165
Тухватуллин И.Р. 85
Тучина У.Н. 136
ТхеАнь Дао 221
Тюрин В.П. 77
Усманова Р.Р. 246
Устинов А.В. 182
Фавстов Ю.К. 341
Фалалеев С.В. 42
Фёдоров А.Е. 199
Фесина М.И. 128, 130, 132
Фральцов А.С. 184
Фролова И.В. 312
Хаит А.В. 179
Хайруллин И.Х. 57
Халатов Е.М. 165
Халецкий Ю.Д. 135
Харитонов М.Ю. 153, 155
Харчикова Ю.В. 229
Харчук С.И. 83, 85, 87
Харчук С.С. 87
Царьков П.М. 236
Целищев В. А. 116
Цыбизов Ю.И. 325
Цыплёнков А.Н. 54
Чекменев А.Н. 309
Чекрыжев Н.В.

Чернавский В.А. 221
Черных В.В. 76
Шакиров Д.Ф. 36
Шахматов Е.В. 109, 147, 202, 270
Шацкий А.В. 28, 29
Швецов А.В. 74
Шехонин А.А. 314
Шмидт П.А. 181
Шорин В.П. 175
Шпаков И.Д. 36
Шуваев В.Г. 300
Шуваев И.В. 300
Шуков О.В. 54, 236
Щеглов Ю.Д. 291, 309
Щерба В.Е. 118
Щесняк С.С. 220
Энгель В.Ю. 179
Энгель В.Ю. 181
Ядров В.И.
Яковчук М.С. 33
Ямалетдинов Р.Д. 85
Antoniak P. 171
Bednarczyk Sl. 170
Bukhonov V.O. 147
Bynina O.V. 99
Fiebig W. 210
Ivantysynova M. 207
Ivantysynova M. 209
Kalbfleisch P. 209
Komlik E.A. 99
Maffei L. 327
Melnikov P.A. 327
Sprengel M. 207
Stryczek Ja. 170, 171
Tereshchenko U.P. 147
Vasilyev A.V. 99, 147, 261, 327
Vasilyev V.A. 147
Zabolotskikh V.V. 327

МЕЖДУНАРОДНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ФОРУМ,
ПОСВЯЩЁННЫЙ 100-ЛЕТИЮ ОАО «КУЗНЕЦОВ» И 70-ЛЕТИЮ СГАУ

СБОРНИК ТРУДОВ

в 3-х томах

ТОМ 2
МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
С УЧАСТИЕМ МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ
«ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА МАШИН»

5 – 7 сентября 2012 года

Научный редактор: д.т.н., профессор Гимадиев А.Г.

Верстка и дизайн: Мещеряков С.С., Даниленко А.Н., Шафигуллин Р.Р.

Подписано в печать 20.08.2012 г. Формат 60x84 1/8
Бумага офсетная. Усл. печ.л. 40.98
Тираж 500 экз. Заказ _____

Отпечатано: ООО «Самбр принт», г. Самара, Московское шоссе, 77, тел. (846) 228-01-82