



DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 8, №2 (2022)

noise
optimization acoustics
robotics control systems
pneumatics fluid power
hydraulics vehicles efficiency
transmissions mechatronics
pulsation automation vibration
CAD/CAE aerospace
modeling

published by
Samara State Aerospace University
<http://ssau.ru/english>

<http://dynvibro.ru>

Главный редактор

Шахматов Е.В. – академик РАН, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

Ермаков А.И. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Прокофьев А.Б. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Технический редактор

Ермилова Е.Н. – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Ермилова Е.Н. – инженер НИИ-201, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Члены редакционной коллегии:

Быстров Н.Д. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Балякин В.Б. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Берестовицкий Э.Г. – д.т.н., АО «Концерн «НПО «Аврора» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Гимадиев А. Г. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Иголкин А.А. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Крючков А.Н. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Майзель А.Б. – д.т.н., профессор, АО «ЦКБ МТ «Рубин» (г. Санкт-Петербург, РФ);

Макарьянц Г.М. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Свербилов В.Я. – к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Фалалеев С.В. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Хаймович А.И. – д.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Ножницкий Ю.А. – д.т.н., с.н.с., ЦИАМ (г. Москва, РФ);

Пановко Г.Я. – д.т.н., профессор, ИМАШ РАН (г. Москва, РФ);

Шорин В.П. – академик РАН (г. Самара, РФ);

Савин Л.А. – д.т.н., профессор, Орловский государственный университет имени И.С.Тургенева (г. Орёл, РФ);

Рабинский Л.Н. – д.ф.-м.н., профессор, МАИ (г. Москва, РФ);

Скворцов А.А. – д.ф.-м.н., профессор, Московский политехнический университет (г. Москва, РФ);

Павлов В.Ф. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

Радченко В.П. – д.ф.-м.н., профессор, СамГТУ (г. Самара, РФ).

Editor-in-chief:

A.V. Shakhmatov – *Academician of the RAS, Samara University (Samara, RU).*

Deputy editor-in-chief:

A.I. Ermakov – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.B. Prokof'ev – *Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU).*

Technical Editor:

E.N.Ermilova – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

Executive Editor:

E.N.Ermilova – *engineer, Samara University (Samara, RU).*

Members of the editorial board:

N.D. Bystrov – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

V.B. Balyakin – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof., (Samara University, Samara, RU);*

E.G. Berestovitskiy – *Doctor of Sciences (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU);*

A.G. Gimadiev – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.A. Igolkin – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

A.N. Kryuchkov – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.B. Mayzel – *Doctor of Science (Eng.), Prof. (St.Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, RU);*

G.M. Makar'yants – *Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

V.Ya. Sverbilov – *Candidate of Sciences (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

S.V. Falaleev – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

A.I. Haymovich – *Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, RU);*

YU.A. Nozhnitskiy – *Doctor of Sciences (Eng.), Senior Researcher (Central Institute of Aviation Motors, Moscow, RU);*

G.YA Panovko – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, RU);*

V.P. Shorin – *Academician of the RAS (Samara, RU);*

L.A. Savin – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, RU);*

L.N. Rabinskiy – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Moscow Aviation Institute, Moscow, RU);*

A.A. Skvortsov – *Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Moscow Poly, Moscow, RU);*

V.F. Pavlov – *Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU);*

V.P. Radchenko – *Doctor of Sciences (Phys.–Math.), Prof. (Samara Polytech, Samara, RU).*

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

Журнал «Динамика и виброакустика» публикует теоретические и прикладные оригинальные научно-исследовательские работы в области, обусловленной названием журнала, а также в областях, смежных с ним. Все работы проходят предварительное рецензирование.

Целью журнала является стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики различных систем.

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

- **системам управления:** адаптивному и оптимальному управлению; автоматизированному управлению; энергетическим системам и управлению ими; гидравлическим системам управления; интеллектуальному управлению; управлению движением;

- **вибрации:** вибрации систем с постоянными и дискретными параметрами; линейным и нелинейным вибрациям; модальному анализу; динамике конструкций; подавлению вибрации; пассивным и активным методам демпфирования;

- **акустике:** акустической эмиссии; борьбе с шумом и пульсациями рабочей среды;

- **пульсациям давления:** вопросам взаимодействия рабочей среды и твёрдых границ; течениям, вызывающих повышенный уровень шума и вибрации; течению в каналах и трубах; течению в биологических системах; струям; мультифазному течению; гидродинамике надводных и подводных аппаратов; турбулентности и волнам; динамике;

- **динамике машин:** поведению систем; долговечности; надёжности; процессам проектирования и изготовления; мехатронным системам; энергетическим установкам; робототехническим системам; транспортным средствам.

PURPOSES AND SCOPE

The Journal of Dynamics and Vibroacoustics publishes peer-reviewed theoretical and applied original scholarly articles, Research Papers, Technical Briefs, and feature articles in the traditional areas implied by its name, as well as papers in interdisciplinary areas.

The purpose of our journal is to disseminate information in dynamics and vibroacoustics of interest to researchers and designers in engineering, medicine, computer science, chemistry and others. The majority of papers present original analytical, numerical or experimental results and physical interpretation of lasting scientific value. Other papers are devoted to the review of recent contributions to a topic, or the description of the methodology and/or the physical significance of an area that has recently matured.

Area of interests include but is not limited to:

- **control systems:** adaptive and optimal control; computer control; distributed parameter systems and control; energy systems and control; fluid control systems; intelligent control; motion controls;

- **vibration:** vibration of continuous and lumped parameter systems; linear and non-linear vibrations; modal analysis; structural dynamics; vibration suppression and isolation; passive and active damping;

- **acoustics:** acoustic emission; noise control; structural acoustics;

- **pressure pulsation:** fluid-structure interaction; flow induced noise and vibration; bubbly flows; cavitations; compressible flows; duct and pipe flows; flows in biological systems; fluid-structure interaction; jets; multiphase flows; naval hydrodynamics; turbulence and wakes; instrumentation and components;

- **dynamics:** machinery dynamics; rotor dynamics; combined and coupled behavior; durability; reliability; system design and manufacturing; optimization; manufacturing technology; mechatronics; power systems; production systems; robotics, transportation systems.

СОДЕРЖАНИЕ

СУБГАРМОНИКИ ЗУБЦОВОЙ ЧАСТОТЫ В ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ	
<i>А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов</i>	6
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСА МЕР ПО СНИЖЕНИЮ СОБСТВЕННЫХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПОМЕХ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДНОГО СТЕНДА	
<i>Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, А.А. Франтов, А.Н. Видяскина</i>	12
ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ	
<i>В.М. Решетов</i>	20
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОСЛЕ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ	
<i>В.Ф. Павлов, В.С. Вакулук, В.П. Сазанов, О.Ю. Семёнова, Д.С. Чуриков</i>	27
КАФЕДРА АСЭУ САМАРСКОГО УНИВЕРСИТЕТА – ОТ ОСНОВОПОЛОЖНИКОВ ДО НАШИХ ДНЕЙ. К СОРОКОЛЕТИЮ КАФЕДРЫ	
<i>Н.Д. Быстров</i>	36

УДК 621. 061.1.004.58 + 521.4

DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-2-6-11

СУБГАРМОНИКИ ЗУБЦОВОЙ ЧАСТОТЫ В ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ РЕДУКТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Сундуков А. Е.

ООО «Турбина СК»

ул. Финская, 96, офис 1, г. Самара,
443011, Российская Федерация

sunduckov@mail.ru

Шахматов Е. В.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет),Московское шоссе, 34, г. Самара,
443086, Российская Федерация

Наиболее эффективным способом неразрушающего контроля технического состояния роторных машин является вибродиагностика. Широко используемым диагностическим признаком дефектов зубчатых зацеплений является интенсивность n -мерного вектора от ряда зубцовых гармоник. Для планетарных редукторов авиационных двигателей интенсивность высших гармоник часто соизмерима с интенсивностью вибрационного шума, что снижает эффективность его применения. На примере износа боковых поверхностей зубьев дифференциального редуктора двигателя НК-12 показана возможность диагностики данного дефекта по интенсивности субгармоник от зубцовой частоты.

Ключевые слова: планетарный редуктор; износ зубьев; вибродиагностика; субгармоники от зубцовой частоты

1 Введение

Опыт разработки и доводки газотурбинных двигателей (ГТД) с приводом воздушных винтов и вентиляторов через редуктор показывает, что их надёжность и работоспособность в большой степени зависит от этой зубчатой передачи. В процессе доводки двигателя НК-12 отмечались случаи усталостных поломок дисков ряда ступеней компрессора, рабочих лопаток третьей ступени компрессора [1]. Выбор варианта модификации профиля зубчатых колёс двигателя АЛ-31Ф сопровождался многочисленными разрушениями зацепления и всего двигателя [2]. При доводке двигателя самолета АН-24 вибрация, генерируемая редуктором, приводила к обрыву рабочих лопаток 1, 3, 8, 9 и 10 ступеней компрессора, появлению трещин на дисках некоторых ступеней.

Доводка двигателя Д-27 потребовала изготовления шести модификаций солнечной шестерни и 16 дополнительных комплектов шестерён [3]. Во всех рассматриваемых случаях, решение

проблемы удалось найти на основе проведения большого комплекса исследований и внедрения мероприятий конструктивного и технологического характера.

Наиболее эффективным среди неразрушающих методов контроля технического состояния роторных машин является вибродиагностика [4,5]. Принято считать, что основными источниками вибрации зубчатых зацеплений являются зубцовые гармоник. Одним из наиболее распространённых диагностических признаков их дефектов является интенсивность n -мерного вектора, рассчитываемого по нескольким кратным зубцовым составляющим [4]. Для планетарных редукторов ГТД даже частота первой зубцовой гармоник может составлять несколько килогерц. В этом случае оценка интенсивности данного вектора потребует регистрировать исследуемую вибрацию в диапазоне частот до 20–30кГц. Кроме того, как показывает практика, интенсивность высших зубцовых гармоник планетарных редукторов ГТД

часто практически не превышает уровень вибрационного фона. В этих условиях необходимо использовать иные информативные составляющие вибрационного состояния редукторов.

2 Постановка задачи и метод исследований

В работе [6] была представлена имитационная математическая модель вибрации пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора турбовинтового двигателя. Один из элементов этой модели определяет ряд субгармоник от зубцовой частоты, вызванной наличием дефектов на боковых поверхностях зубьев. Настоящая статья посвящена оценке возможности использования гармоник этого ряда в диагностике износа боковых поверхностей зубьев рассматриваемой пары применительно к двигателю НК-12. Данный элемент модели имеет следующий вид:

$$\sum_k A_k(t) \sin[k\omega_d t + \varphi_k(t)], \quad (1)$$

где $\omega_d = 2\pi f_p^* z_c$ – частота следования дефекта; A_k – амплитуда k -ой составляющей; φ_k – начальная фаза k -ой составляющей ряда; f_p^* – частота вращения ротора в относительном движении; z_c – число сателлитов.

Редуктор двигателя НК-12 имеет три сателлита. Тогда согласно (1) ряд субгармоник, включая зубцовую гармонику, будут иметь значения кратностей относительно частоты вращения ротора турбокомпрессора, представленные в таблице 1.

Здесь присутствуют составляющие с кратностями 1/3 и 2/3, интенсивность которых иногда используется в диагностике технического состояния зубчатых зацеплений и составляющая с кратностью 19,15, вызывающая усталостные поломки элементов конструкции двигателя [7]. Анализировалась связь интенсивности субгармоник таблицы 1 с величиной износа

по двигателям, пришедшим в ремонт на завод-изготовитель. А также интенсивность n -мерного вектора (d_n), определяемая по соотношению [4]:

$$d_n = (\sum_{i=1}^n A_i^2)^{1/2},$$

где A_i – интенсивность i -ой составляющей ряда, n – число составляющих.

При исследовании рассматривались четыре варианта износа:

- текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта;

Таблица 1. Параметры исследуемых гармоник

субгармоника	кратность
1/12	2,74
1/6	5,47
1/4	8,21
1/3	10,94
5/12	13,66
1/2	16,41
7/12	19,15
2/3	21,88
3/4	24,62
5/6	27,35
11/12	30,09
1/1	32,82

- текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвент;

- текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвент после последнего ремонта;

- суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент.

Значимость парного коэффициента корреляции (r) проверяется на основе t -критерия Стьюдента [8]. Расчёт параметра t выполняется по соотношению:

$$t = \left[\frac{r^2}{1-r^2} (n-2) \right]^{1/2},$$

где n – объем статистики.

Если $t > t_{кр}$, ($t_{кр}$ – критическое значение, определяемое по соответствующей таблице при заданном значении уровня значимости P

и объёма статистики n), коэффициент корреляции признается значимым и даётся заключение о тесной статистической взаимосвязи между исследуемыми параметрами. В технических приложениях принято использовать $P=0,05$. Выполненный анализ показывает, что у представленных далее данных значимыми следует признать результаты с коэффициентом корреляции $r \geq 0,65$.

Исследовался вибрационный сигнал с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров компрессора и вала заднего винта. Его ось чувствительности ориентирована в вертикальном направлении (ось Y). Предварительный анализ с использованием автоспектра, спектральной плотности мощности и спектра максимумов [9] показал, что наибольшие значения коэффициента корреляции для исследуемых зависимостей получены для последнего метода обработки, с помощью которого и были получены представленные далее результаты.

3 Результаты и их обсуждение

Были получены зависимости интенсивностей субгармоник таблицы 1 от величины износа, а также интенсивность n -мерного вектора по одиннадцати субгармоникам. Результаты, имеющие значимые величины коэффициентов корреляции в зависимостях исследованных параметров получены для субгармоники с кратностью 5.47 (интенсивность A_1), 8.21 (A_2), 10.94 (A_3), 19.15 (A_4) и интенсивности n -мерного вектора (d_n) (рисунки 1-5).

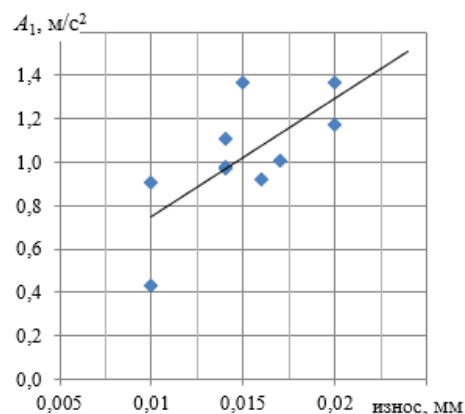


Рисунок 1. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 5,47 от текущего полного износа, $r=0,70$

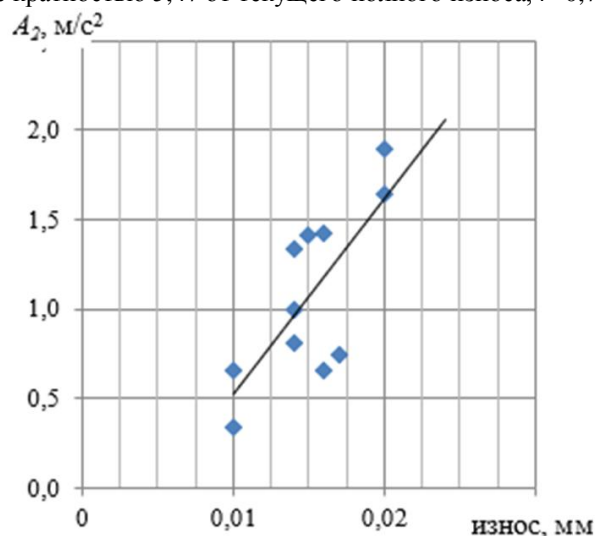


Рисунок 2. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 8,21 от текущего полного износа, $r=0,75$

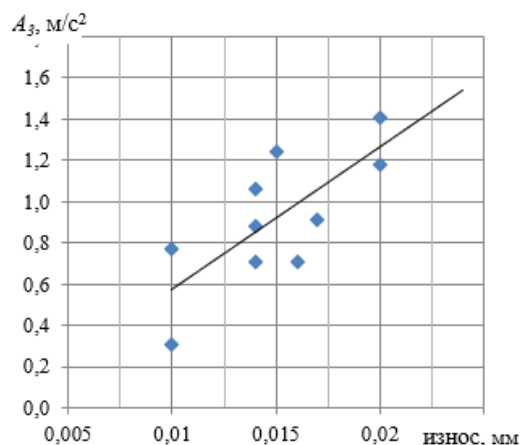


Рисунок 3. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 10,94 от текущего полного износа, $r=0,75$

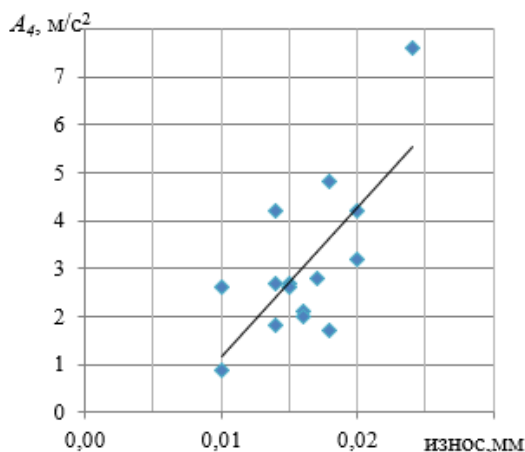


Рисунок 4. Зависимость интенсивности субгармоники с кратностью 19,15 от текущего полного износа, $r=0,75$

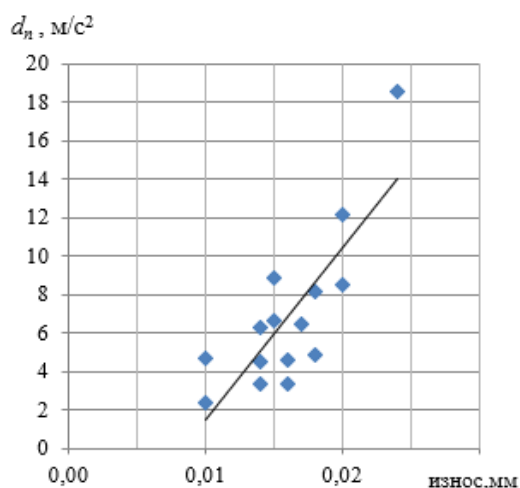


Рисунок 5. Зависимость интенсивности d_n от текущего полного износа, $r=0,80$

Уравнения аппроксимации имеют вид:

- субгармоника с кратностью 5.47
 $y = 54.44x + 0.207$;
- субгармоника с кратностью 8.21
 $y = 109.90x - 0.576$;
- субгармоника с кратностью 10.94
 $y = 68.79x - 0.113$;
- субгармоника с кратностью 19.15
 $y = 312,20x - 1,960$;
- n -мерный вектор $y = 894,400x - 7,450$.

Сравнительный анализ полученных данных показывает, что интенсивность зубцовой гармоники не всегда выше интенсивности субгармоник. Коэффициенты корреляции составляющих с кратностями 8.21 и 10.94 значительно больше, чем для зубцовой составляющей.

Интенсивность кратных гармоник от

зубцовой частоты соизмерима с интенсивностью вибрационного шума.

Таким образом, представленные результаты показывают, что для планетарных редукторов, помимо зубцовых гармоник, информация о дефектах боковых поверхностей их зубьев может содержаться в интенсивности субгармоник от них. Частота первой субгармоники определяется как произведение числа спутников в редукторе на частоту вращения солнечной шестерни в относительном движении. Информативными могут быть как отдельные субгармоники, так и интенсивность n -мерного вектора от них. Субгармоники часто выступают как модулирующие составляющие. Выделение максимумов широкополосной вибрации является первым шагом демодуляции. Поэтому оценку их интенсивности целесообразнее получать в спектре максимумов.

4 Заключение

1. Субгармоники зубцовых планетарных редукторов могут выступать как диагностические признаки дефектов боковых поверхностей зубьев.
2. Оценка их интенсивности целесообразно получать по спектру максимумов широкополосной вибрации.

Список использованных источников

[1] Курушин М. И., Балякин В. Б., Курушин А. М. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором // Известия Самарского центра РАН. 2014. Т.16, №4. С.132-136.

[2] Журавлев В. Н., Единолич А. Б., Панченков А. В. Математическая модель эксплуатационной кинематометрии зубчатых передач газотурбинных двигателей // Системные технологии. 2014. №5 (94). С. 37-46.

[3] Чуйко В. М. Ивченко – стратег, организатор, учёный, конструктор // Конверсия в машиностроении. 2004. №4. С. 103-106.

[4] Неразрушающий контроль: Справочник в 7 Т., Т. 7. кн. 2. Вибродиагностика. Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 2005. 828 с.

[5] Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.

[6] Крючков А. Н., Плотников С. М., Сундуков А. Е., Сундуков Е. В., Имитационная модель колебаний пары «солнечная шестерня – сателлиты» планетарного редуктора турбовинтового двигателя при наличии дефектов на боковых поверхностях зубьев // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Том 18, №4. С. 87-95. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4 87-95

[7] Сундуков А. Е. Исследование характеристик составляющей вибрации редуктора газотурбинного двигателя, вызывающего усталостные поломки элементов его конструкции // Вестник Самарского

университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Т. 19, №4. С. 70 - 79. DOI: 18287/2341-7533-2020-19-4070-79.

[8] Соколов Г. А., Сагитов Р. В. Введение в регрессионный анализ и планирование регрессионных экспериментов в экономике. 2010. – М.: ИНФРА, 208 с.

[9] Сундуков А. Е., Сундуков Е. В. Исследование вибрационного состояния подшипников качения в процессе их износа. Анализ экспериментальных данных на базе спектра максимумов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2006. №2(10). С. 90 – 93.

TOOTH HARMONICS IN THE VIBRATION DIAGNOSTICS OF GEAR TOOTH WEAR IN A GAS TURBINE ENGINE

A.E. Sundukov

Turbina SK, LLC,
Finskaya st. 96, of.1, Samara, 443011,
Russian Federation,
sundukov@mail.ru

E.V. Shakhmatov

Samara National Research University
(Samara University),
34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

Vibration diagnostics in the most effective non-destructive method for testing technical condition of rotor machines. A widely used diagnostic indicator of gear defects is the intensity of the n-dimensional vector from a series of tooth harmonics. For planetary gearboxes of aircraft engines, the higher harmonics intensity is often commensurate with the vibration noise intensity, which reduces the effectiveness of its application. On the example of the tooth flank wear in NK-12 engine differential gearbox, we have demonstrated the possibility of diagnosing this defect based on the intensity of tooth subharmonics.

Keywords: *planetary gearbox; tooth wear; vibration diagnostic; tooth subharmonics*

References

- [1] Kurushin, M.I., Balyakin, V.B., Kurushin, A.M. Experimental Study of Reasons for the Vibration Excitation in Elements of a Turboprop Engine with a Differential Gearbox. In: Proceedings of the Samara Center of the Russian Academy of Sciences. 2014. Vol. 16. No. 4. Pp. 132–136.
- [2] Zhuravlev, V.N., Edinovich, A. B., Panchenkov, A.V. Mathematical Simulation of the Operational Gear Kinematometry of Gas Turbine Engines. In: System Technology. 2014. No. 5 (94). Pp. 37–46.
- [3] Chuyko, V.M. Ivchenko: Strategist, Organizer, Scientist, Designer. In: Conversion in Mechanical Engineering. 2004. No. 4. Pp. 103–106.
- [4] Non-Destructive Testing: Reference Book in 7 Volumes. Vol. 7. Book 2. Vibration Diagnostics. Ed. by V.V. Klyuev. Moscow: Mechanical Engineering, 2005. 828 p.
- [5] Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
- [6] Kryuchkov, A.N., Plotnikov, S.M. A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, Simulation Model of Oscillations of the "Sun Gear – Satellites" Pair in the Planetary Gearbox of a Turboprop Engine in the Presence of Defects on Tooth Flanks. In: Proceedings of the Samara University. Aerospace Engineering, Technology, and Mechanical Engineering. 2019. Vol. 18. No. 4. Pp. 87–95 DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-4 87-95
- [7] A.E. Sundukov. Study of the Vibration Component Characteristics in a Gas Turbine Engine Causing Fatigue Failures of its Structural Elements. In: Samara University Bulletin. Aerospace engineering, technology and mechanical engineering. 2020. Vol. 19, №4. Pp. 70 - 79. DOI: 18287/2341-7533-2020-19-4070-79.
- [8] Sokolov, G.A., Sagitov, R.V. Introduction to the Regression Analysis and Design of Regression Experiments in Economics. 2010. – Moscow: INFRA, 208 p.
- [9] A.E. Sundukov, E.V. Sundukov. Study of the Vibration State of Rolling Bearings in the Process of Their Wear. Experimental Data Analysis Based on the Maxima Spectrum. In: Proceedings of the Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev. 2006. No. 2(10). Pp. 90–93.

Берестовицкий Э.Г.,
Гладилин Ю.А.,
Франтов А.А.

АО «Концерн «НПО «Аврора»

ул. Карбышева, д.15,
г. Санкт-Петербург, 196024,
Российская Федерация

mail@avrorasystems.com

Видяскина А.Н.

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

vidiaskina@yandex.ru

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСА МЕР ПО СНИЖЕНИЮ СОБСТВЕННЫХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПОМЕХ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДНОГО СТЕНДА

Основным средством оценки качества элементов гидравлических систем является испытательный стенд, имитирующий режимы работы оборудования. Требования, предъявляемые к стендам, ужесточаются в соответствии с перспективными направлениями развития гидравлических систем и элементов их составляющих.

Для выполнения исследований виброакустических характеристик изделий стенд должен иметь низкие уровни собственных помех этих параметров. На примере специализированного трубопроводного, насосного измерительного стенда приводится ряд технических решений, позволяющих бороться с источниками собственных помех на измерительном участке. В работе приводятся расчетные обоснования эффективности предложенных технических решений. Выполняется комплекс экспериментальных исследований, подтверждающий заложенные параметры по снижению собственных виброакустических стеновых помех. Определяются режимы работы стенового оборудования, обеспечивающие максимальную достоверность результатов, проводимых испытаний элементов гидравлических систем.

Намечены пути дальнейшего развития материально-технической базы трубопроводного, насосного измерительного стенда.

Ключевые слова: *вибрация; гидродинамический шум; спектр; стеновая гидросистема; собственные помехи; виброакустическая защита*

1 Введение

Снижение вибрации, колебаний давления и гидродинамического шума (ГДШ) в трубопроводных системах в настоящее время является очень важной и актуальной задачей на многих объектах. Это морские суда, энергетические и химические производственные предприятия, многие другие объекты, использующие трубопроводные системы.

Основным средством оценки качества элементов гидравлических систем является испытательный стенд, имитирующий режимы работы оборудования. Требования, предъявляемые к стендам, ужесточаются в соответствии с перспективными направлениями развития гидравлических систем и элементов их составляющих.

Важной проблемой для выполнения исследований виброакустических

характеристик (ВАХ) гидравлического оборудования является корректное их определение (и прежде всего ГДШ) в условиях значительных акустических и гидродинамических помех, возбуждаемых различным стеновым оборудованием. На примере специализированного трубопроводного, насосного измерительного стенда приводится ряд технических решений, позволяющих бороться с источниками собственных помех на измерительном участке. Укрупненная схема стенда по исследованию ВАХ оборудования гидравлических систем представлена на рисунке 1.

При испытаниях требуемые режимы устанавливаются за счёт совместного управления клапанами: напорным НК, сливным СК, и байпасным БК. ВАХ испытуемого оборудования определяются по пульсациям давления до и после объекта, а

также по вибрации и шуму гидроприбора [1].

Для снижения собственных виброакустических помех испытательного трубопроводного стенда выполняются исследования эффективности применения следующих мер:

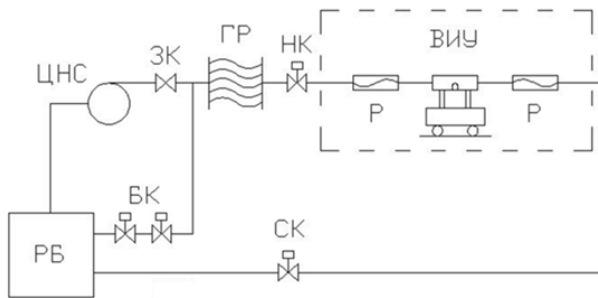


Рисунок 1. Принципиальная схема испытательного стенда

ЦНС – центробежный насос; ЗК – запорный клапан; ГР – гибкая резина; ВКУ – виброизмерительный участок; НК – напорный клапан; Р – армированные рукава; РБ – расходный бак; БК – байпасный клапан; СК – сливной клапан.

- применение новых эффективных гасителей колебаний и шума в трубопроводных системах;
- оптимизация трассировки трубопроводов непосредственно вблизи виброизмерительных участков (ВКУ);
- применение эффективных средств вибро и шумогашения на поверхности магистральных трубопроводов.

2 Средства борьбы с шумом и вибрацией на измерительном участке стенда

Процесс определения собственных ВАХ испытуемых гидроприборов весьма затрудняется вследствие наличия значительного фона акустических и гидродинамических помех. Так, интенсивные акустические возмущения в стендовую систему вносит насосный агрегат, возбуждающий целый ряд дискретных составляющих на роторных и лопастных гармониках. Широкополосный гидродинамический фон обусловлен работой клапанов, а также трассировкой стендовых трубопроводов, по которым протекает поток

рабочей среды. Поэтому, наиболее актуальным вопросом при проектировании или модернизации стендовой базы является локализация основных источников стендовых шумов и вибрации с последующим внедрением конструктивных решений и дополнительных средств для их снижения.

Наиболее характерным показателем, отражающим качество испытательного стенда, является ГДШ, распространяющийся на значительные расстояния от источников по жидкостному тракту [2]. Также немаловажным фактором является установившийся режим испытаний, характеризующийся значениями давления рабочей среды и объёмным показателем расхода, учитывающим размер условного диаметра проходного сечения измерительного участка стенда. Параметры установившегося режима определяют условия работы узлов и агрегатов в составе стенда, а также параметры протекания потока рабочей жидкости через неоднородности трубопроводов. На рисунке 2 представлена спектрограмма шумности жидкостного тракта измерительного участка испытательного стенда.

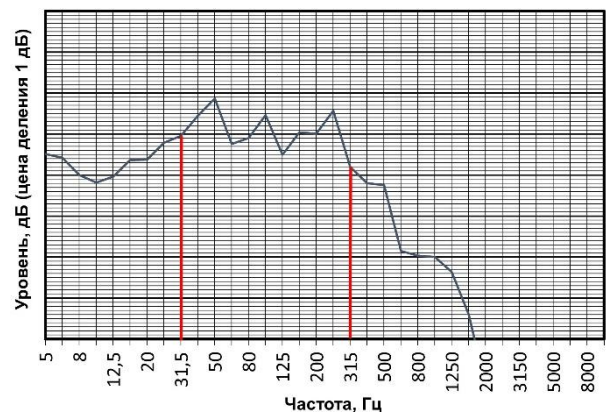


Рисунок 2. График уровня шумности жидкостного тракта на измерительном участке стенда на режиме №1

Рассмотрим спектр, полученный на измерительном участке при установившемся режиме с параметрами напорного давления и расхода, характеризующими режим №1. Он характеризуется общими максимальными значениями уровня, а также

наличием дискретных составляющих в широком диапазоне 1/3-октавных фильтров с частотами от 31,5 Гц до 315 Гц. Дискретные составляющие, очевидно, кратны 50 Гц, что обуславливается оборотной частотой вращения ротора насоса 2980 Гц и её гармониками.

С ростом параметров установившегося режима испытаний возрастают и уровни шумности. Назовём такой режим №2 и приведём результаты испытаний на рисунке 3.

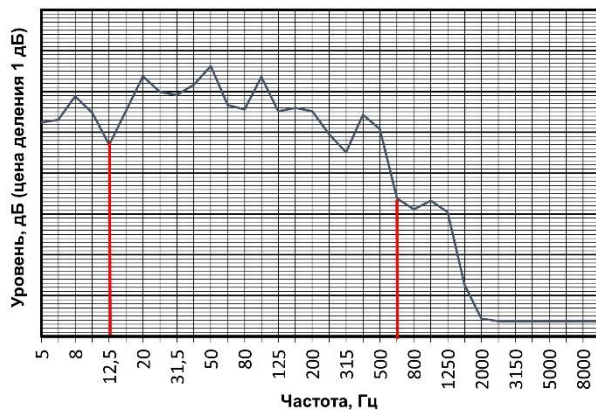


Рисунок 3. График уровня шума в жидкостном тракте на измерительном участке стенда на режиме №2

Как видно из полученных результатов в спектре по-прежнему присутствуют дискретные составляющие с кратными 50 Гц 1/3-октавными фильтрами. Также закономерно растут широкополосные уровни и расширяется диапазон максимальных значений, что вызвано особенностями трассировки стендовых трубопроводов. В области от 315 Гц до 630 Гц проявляется влияние лопастной частоты насосного агрегата и работы управляющего сливного клапана СК. Интенсивность пульсационной помехи значительно превышает требуемый уровень, необходимый для корректного определения собственных ВАХ объекта испытаний.

Из рисунков 2 и 3 видно, что основной составляющей гидродинамической помехи является широкополосный турбулентный шум. Возбуждение колебаний гидродинамического происхождения (турбулентных, вихревых), т.е.

псевдозвуковых, может происходить при значительных скоростях потока рабочей среды. Для оценки интенсивности гидродинамических колебаний рабочих сред и их сравнения с интенсивностью упругих составляющих можно воспользоваться критериями подобия потоков рабочих сред: Рейнольдса Re , Струхалья Sh , Эйлера Eu и других. Характерный вид спектрограммы турбулентного шума показан на рисунке 2, при этом незначительные локальные пики соответствуют насосным гармоникам. Максимум спектра ГДШ соответствует характерной частоте f_{cp} , определяемой при помощи критерия Струхалья:

$$f_{cp} = \frac{Sh \cdot U}{d},$$

где d – характерный размер (например, диаметр трубы), $Sh \approx 2,0$ – число Струхалья, относительно постоянное до числа Рейнольдса $Re = 10^6$, U – скорость потока.

Анализ гидродинамической помехи показывает, что на малых расходах рабочей среды (25 м³/час и 40 м³/час) преобладают насосные гармоники, а на больших расходах (60 м.куб/с и выше) – гидродинамический шум трубопроводной магистрали и управляющих клапанов.

Отталкиваясь от результатов стендовых испытаний, определивших источники и уровни собственных помех, был предложен ряд конструктивных решений и дополнительных средств шумо- и виброгашения, направленных на улучшение ВАХ на измерительном участке стенда.

Основным источником шума и вибрации в гидравлической системе испытательного стенда, безусловно, является насосная установка. Изменение её технического состава и рабочих характеристик требует продолжительного времени и высоких финансовых затрат. Решение данной проблемы будет реализовано позднее [3].

Следующим источником, вносящим существенный вклад в формирование собственного ГДШ на ВИУ стенда, является трубопровод сливной магистрали. Его трассировка закладывалась таким образом,

чтобы в помещении измерительного участка стенда развернуть поток рабочей жидкости на 180° . Это достигалось путём «закольцовки» сливного трубопровода Ду200. Такое конструктивное решение позволило реализовать плавный разворот потока в стеснённых габаритах помещения измерительного участка. При этом в ходе эксплуатации выявилось его возрастающее влияние на формирование стендовой помехи с ростом объёмного расхода.

В ходе выработки решения стоящей задачи было предложено отказаться от плавного кольцевого участка сливной

магистральной в пользу резкого изменения направления движения потока рабочей жидкости в конце сливного трубопровода на измерительном участке. При этом предлагалось разработать и установить в месте разворота специальные «перетечные» устройства, совмещающие в себе как возможности гибкой развязки, так и свойства гасителей пульсации потока [5]. Такие устройства в конечном итоге должны выполнять на ВИУ стенда роль виброакустической защиты (ВАЗ). Общая схема модернизированного измерительного участка приведена на рисунке 4.

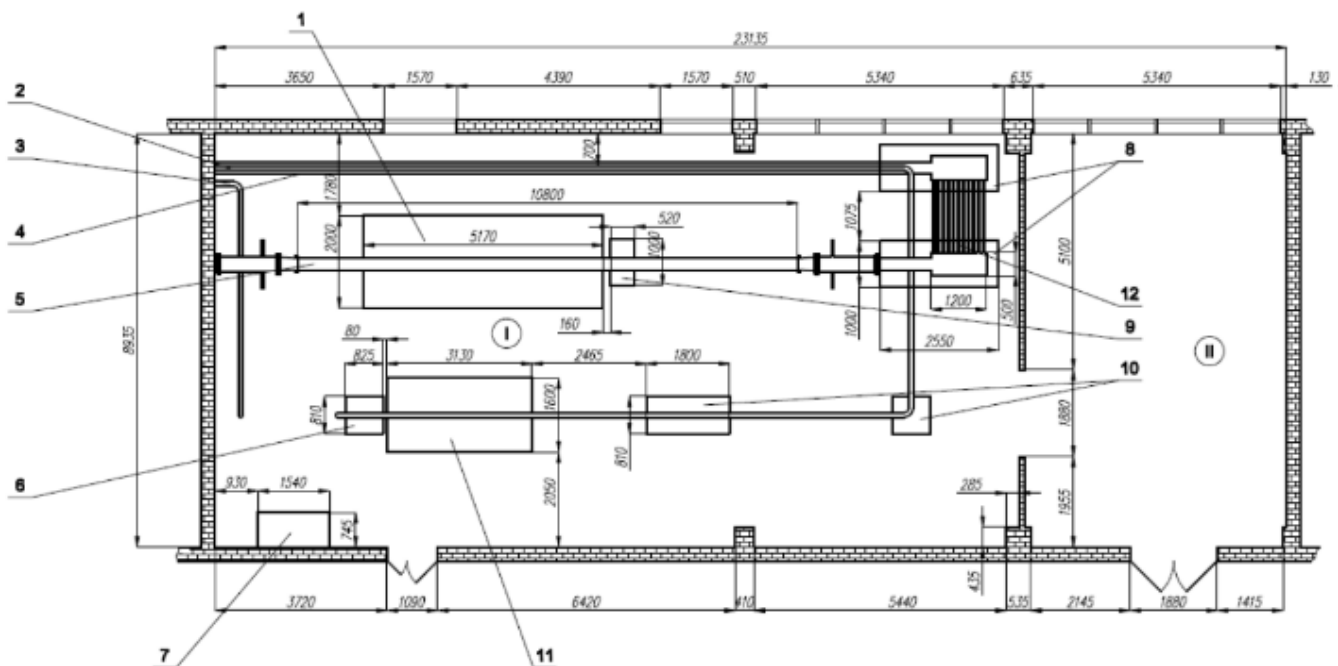


Рисунок 4. Измерительный участок стенда после реконструкции:

1 – амортизированная платформа; 2 – напорный трубопровод Ду80; 3 – сливной трубопровод Ду80; 4 – сливной трубопровод Ду150; 5 – напорный трубопровод Ду150; 6,8,10 – ВЗМ; 7 – пульт дистанционного управления; 9 – сливной прямик; 11 – амортизированная платформа; 12 – ВАЗ.

Помимо конструкции ВАЗ, важным моментом является способ их установки и сопряжения со стендовыми трубопроводами. Было предложено установить ВАЗ жёстко на специально подготовленные массивные железобетонные фундаменты, тем самым надев получившийся комплекс ещё и возможностями виброзадерживающего массива (ВЗМ) [4]. Это положительно сказалось на собственной вибрационной помехе стенда.

Конструктивная схема комплекта емкостей ВАЗ представлена на рисунке 5. Комплект ёмкостей состоит из приемной (входной) ёмкости-глушителя, соединенного гибкими резиновыми шлангами высокого давления с выходной ёмкостью-глушителем.

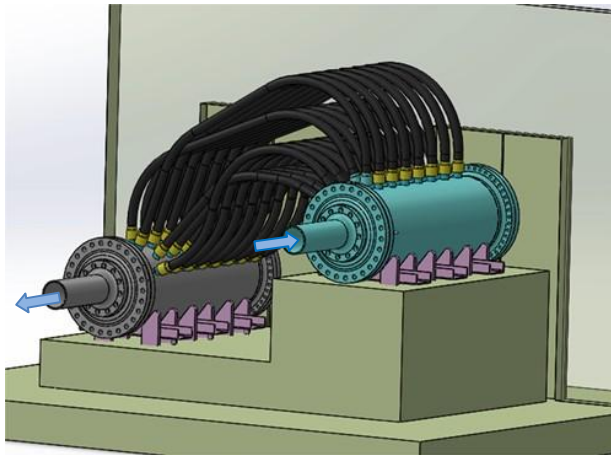


Рисунок 5. Конструктивная схема комплекта ёмкостей акустической защиты: зелёный цвет – входная ёмкость; серый цвет – выходная ёмкость

Схема гидравлической части ВА3 представлена на рисунке 6. Рабочая жидкость поступает во входную емкость-глушитель 1 через стендовый трубопровод Ду200 и перемещается по профилированной центральной трубе 4 входной ёмкости такого же диаметра.

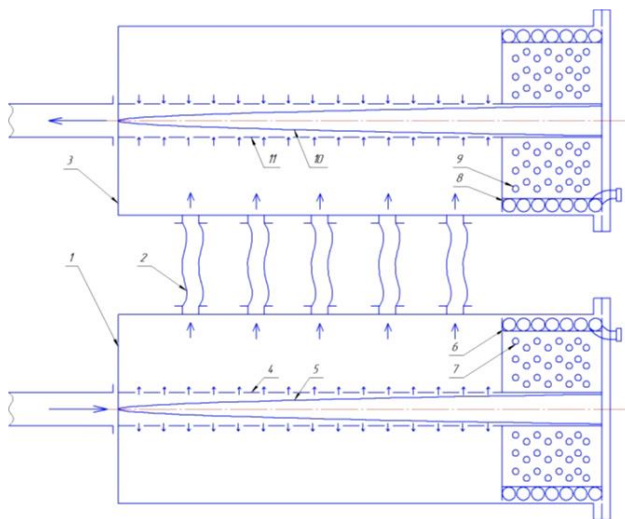


Рисунок 6. Схема гидравлического комплекса ВА3
1, 3 – входная и выходная емкости - глушители ГДШ;
2 – виброизолирующие гибкие резиновые шланги высокого давления; 4, 10 – центральные перфорированные трубопроводы емкостей – входная и выходная; 5, 11 – вытеснительные профилированные конусы - входной и выходной; 6, 8 – гибкие резиновые воздушные шланги; 7, 9 – перфорированные опоры воздушных шлангов

Эффект снижения ГДШ ёмкостями объясняется, прежде всего, высокой податливостью их объема, значительно

увеличенной за счет использования воздушных шлангов, встроенных в данные емкости. Податливость воздушных шлангов, в основном, зависит от объема воздуха и статического давления, при этом объемная жесткость жидкости в емкости с воздушным объемом V_{CM} рассчитывается по следующей зависимости:

$$V_{CM} = \frac{V_{ж}}{1 + \frac{B_{ж}}{B_{в}} \cdot \frac{V_{в}}{V_{ж}}}$$

где $B_{ж}$, $B_{в}$ – модули объемной упругости жидкости и воздуха соответственно; $V_{ж}$, $V_{в}$ – объемы жидкости и воздуха соответственно, при этом величины модулей жидкости и воздуха многократно отличаются, например, модуль объемной упругости воды равен: $B_{ж} = \rho \cdot a^2 = 2,2 \cdot 10^9$ Па, (ρ – плотность и a – скорость звука), а соответствующая величина для воздуха – $B_{в} = k \cdot P_{ст}$, где $k = 1,4$ – коэффициент адиабаты, $P_{ст}$ – статическое давление, т.е. $B_{в} = (30 \dots 200) \cdot 10^5$ Па. Из данных выражений видно, что модуль объемной упругости воздуха линейно возрастает с увеличением давления, однако даже при максимальном давлении 15 МПа значение $B_{в}$ не превышает 1 процента от $B_{ж}$. Другой особенностью гидравлического комплекса ёмкостей является минимальная собственная виброакустическая активность, т.е. он должен возбуждать минимальный уровень ГДШ. В этих целях обеспечен минимальный уровень скоростей потока при его вытеснении из перфорированной трубы и повороте, для чего профиль вытеснительного конуса выбирается из условия равенства градиента уменьшения проходной площади (в осевом направлении) перфорированной трубы.

Проведем оценку снижения уровней ГДШ комплектом емкостей глушителей. Расчёт выполним для следующих условий работы системы: максимальное рабочее давление – 10 МПа; расход рабочей среды – 340 м³/час.

В соответствии со структурной схемой комплекта ёмкостей глушителей разработана эквивалентная электродинамическая схема комплекта, представленная на рисунке 7.

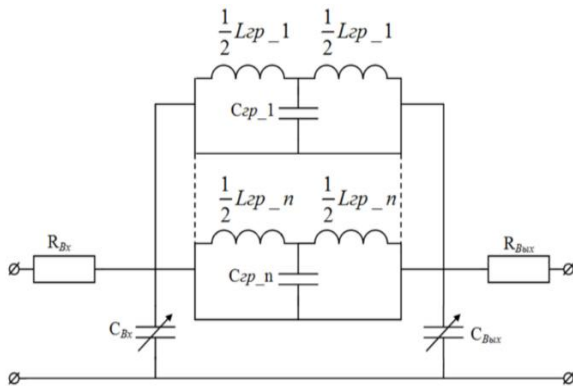


Рисунок 7. Электродинамическая схема комплекта ВАЗ

$R_{ВХ}$ и $R_{ВЫХ}$ – входное и выходное активное сопротивление прорезей центральных перфорированных труб; $C_{ВХ}$, $C_{ВЫХ}$ – акустические емкости емкостей; $L_{ГР_1}$, $L_{ГР_n}$ – эквивалентные индуктивности гибких рукавов и $C_{ГР_1}$, $C_{ГР_n}$ – их акустические ёмкости

Анализ данной структуры показал, что эффективность комплекта может быть оценена с учетом малости значений. Поскольку величины $R_{ВХ}$ и $R_{ВЫХ}$ малы относительно волнового сопротивления сливного трубопровода, то ими можно пренебречь. Также можно пренебречь индуктивностью гибких рукавов и их податливостью, особенно на низких частотах. В результате этого основными элементами, уменьшающими уровень ГДШ, являются входная и выходная ёмкости, акустическая податливость которых увеличена за счёт использования воздушных шлангов.

Эффективность комплекта ёмкостей по снижению ГДШ оценивается по формуле:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{Y_C}{Y_{И} + Y_{НАГР}} \right),$$

где Y_C , $Y_{И}$, $Y_{НАГР}$ – акустическая проводимость емкостей, источника и нагрузки. При этом $Y_C = V \cdot \omega / B_{СМ}$, $Y_{И} = Y_{НАГР} = 1 / Z_B$, при этом ω – частота

колебаний, $Z_B = \rho \cdot a / S$ – выходное сопротивление входного и выходного трубопровода (S – площадь сечения трубы). Расчёты по последней формуле показали, что даже при минимальной частоте 20 Гц снижение ГДШ составляет без применения воздушных шлангов 4...5 дБ.

По результатам проведённой реконструкции, были выполнены контрольные испытания шумности жидкостного тракта стенда. На измерительном участке был установлен режим №1. Его результаты, в сравнении с первоначальными данными приведены на рисунке 8.

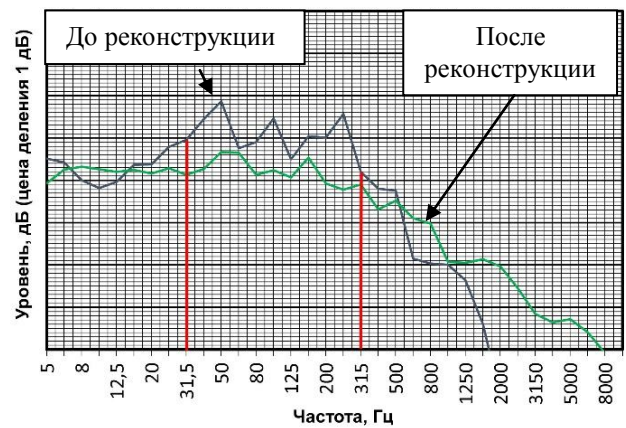


Рисунок 8. Сравнение уровней шумности жидкостного тракта на измерительном участке стенда на режиме №1 по результатам реконструкции

Как следует из представленных результатов, предварительные расчётные оценки эффективности применения ВАЗ на измерительном участке гидравлического стенда оправдались. В широком диапазоне шум, распространяющийся по жидкостному тракту, был существенно снижен, а спектр выравнен и лишён дискретных ярко выраженных составляющих.

Следует, в то же время отметить, что в зоне частот свыше 1000 Гц спектр несколько превышает начальные результаты. Это объясняется конструкцией ВАЗ и её собственными характеристиками. При этом, поскольку спектр имеет спадающий характер, получившаяся выровненная характеристика стенда в значительной степени предпочтительней для проведения

достоверных испытаний гидравлической аппаратуры

3 Заключение

В работе проведена оценка эффективности предлагаемого комплекса мер для снижения собственных виброакустических помех испытательного трубопроводного стенда, включающего оптимизацию трассировки трубопроводов посредством установки комплекса ВАЗ, совмещённого с ВЗМ в месте обратного разворота потока рабочей среды. Достигнуты следующие результаты:

- выполненные расчётные обоснования характеристик предложенных технических решений подтверждены комплексом экспериментальных исследований на различных режимах работы;
- подтверждено существенное снижение уровня гидродинамического шум на измерительном участке гидравлического стенда в широком диапазоне частот. Характеристика «сглажена» от дискретных составляющих спектра;
- определена зависимость параметров установившихся режимов испытаний и изменения уровней ВАХ;
- намечены пути дальнейшего развития материально-технической базы трубопроводного, насосного измерительного стенда.

Список использованных источников

- [1] Будниченко М.А., Некрасов В.А. Методология создания заводских стендов для виброакустических испытаний серийно изготавливаемого судового оборудования // Труды крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 2(384). – С. 121-130
- [2] Шум турбулентных потоков: Монография / А.В. Смольяков. ЦНИИ им. Акад. А.Н. Крылова. СПб.: 2005. – 312 с.
- [3] Берестовицкий Э.Г., Гладилин Ю.А., Франтов А.А. // Регулирование параметров рабочей среды с помощью насосной установки переменной производительности в условиях стенда СУ ПЭУ. Научно-технический сборник АО «Концерн «НПО «Аврора»: «Системы управления и обработки информации». НТС вып.№1(44) март 2019 г., стр. 82-92.
- [4] Берестовицкий Э.Г., Голованов В.И., Гладилин Ю.А., Обуховский С.А., Франтов А.А. Разработка методов и средств пассивного виброгашения колебаний, передаваемых от источника по трубопроводам // Сборник трудов Научной конференции "Сессия Научного совета РАН по акустике и XXV сессия Российского акустического общества". Т.3. – М.: ГЕОС, 2012, – 208 с.
- [5] 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.

**Erlen G. Berestovitsky,
Yury A. Gladilin,
Andrey A. Frantov**

Concern Aurora Scientific and
Production Association JSC

15, Karbysheva, St. Petersburg,
196024, Russian Federation

mail@avrorasystems.com

Anna N. Vidyaskina

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

vidiaskina@yandex.ru

EVALUTION OF THE EFFECTIVENESS OF A SET OF MEASURES TO REDUCE THE OWN VIBROACOUSTIC NOISE OF A PIPELINE TEST STAND

The main tool for assessing the quality of elements of hydraulic systems is a test bench that simulates the modes of operation of the equipment. The requirements for the stands are becoming more stringent in accordance with the promising directions in the development of hydraulic systems and elements of their components.

To perform studies of the vibroacoustic characteristics of products, the stand must have low levels of intrinsic noise of these parameters. On the example of a specialized pipeline, pump measuring stand, a number of technical solutions are given that make it possible to deal with sources of intrinsic noise in the measuring section.

The paper provides computational justifications for the effectiveness of the proposed technical solutions. A complex of experimental studies is being carried out, confirming the set parameters for reducing their own vibroacoustic bench noise. The operating modes of bench equipment are determined to ensure maximum reliability of the results of tests of elements of hydraulic systems.

The ways of further development of the material and technical base of the pipeline, pump measuring stand are outlined.

Keywords: vibration; hydrodynamic noise; spectrum; bench hydraulic system; own interference; vibroacoustic protection

References

- [1] Budnichenko M.A., Nekrasov V.A. Development methodology of factory vibroacoustic tests for industrially produced ship equipment // Transaction of the Krylov State Research Center. 2018. Issue. 2 (384). – P. 121-130 (in Russian).
- [2] Noise of turbulent flows: Monograph / A.V. Smolyakov. Central Research Institute. Acad. A.N. Krylov. St. Petersburg: 2005. - 312 p. (in Russian).
- [3] Berestovitsky E.G., Gladilin Yu.A., Frantov A.A. // Regulation of the parameters of the working environment with the help of a variable capacity pumping unit in the conditions of the SU PES stand. Scientific and technical collection of JSC "Concern" NPO "Aurora": "Control and information processing systems". NTS issue No. 1 (44) March 2019, – P. 82-92 (in Russian).
- [4] Berestovitsky E.G., Golovanov V.I., Gladilin Yu.A., Obukhovskiy S.A., Frantov A.A. Development of methods and means of passive vibration damping of vibrations transmitted from a source through pipelines // Proceedings of the Scientific Conference "Session of the Scientific Council of the Russian Academy of Sciences on Acoustics and the XXV Session of the Russian Acoustic Society". T.3. – M.: GEOS, 2012, – 208 p. (in Russian).
- [5] Reduction of oscillations and noise in pneumohydro-mechanical systems /A.A. Igolkin, A.N. Kryuchkov, G.M. Makaryants, A.B. Prokofiev, S.P. Prokhorov, E.V. Shakhmatov, V.P. Shorin. Samara: SGAU, 2005. 314 p. (in Russian).

Решетов В.М.

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

vmresh@rambler.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

В работе рассматриваются структура стендов для гидродинамической очистки агрегатов с целью обеспечения оптимальных параметров очистки и защиты насосной станции, особенности параллельного и последовательного подключения источника колебаний жидкости при создании пульсирующего давления и расхода в полости очищаемого гидроагрегата. При расчёте режимов гидродинамической очистки полостей агрегата на резонансных режимах используются электродинамические аналогии. Проведённые экспериментальные исследования подтвердили высокую эффективность процесса очистки.

Ключевые слова: *очистка; промывка; гидроагрегат; гидродинамическая очистка; электродинамические аналогии*

1 Введение

Повышение надежности и долговечности гидротопливных систем и их элементов сопровождается постоянным повышением требований к чистоте внутренних полостей систем и рабочих жидкостей [1, 2, 3]. Для обеспечения чистоты внутренних поверхностей гидротопливных систем используются различные методы повышения эффективности и сокращения трудоёмкости очистки трубопроводных систем и гидроагрегатов [4, 5, 6, 7].

Гидравлические агрегаты, силовые цилиндры с точки зрения обеспечения чистоты гидравлической системы являются источниками и накопителями загрязнений. Это объясняется наличием полостей и каналов сложной формы, трущихся поверхностей и практически очень малым расходом рабочей жидкости через агрегат.

Очистка внутренних полостей гидротопливных агрегатов, ранее осуществляющаяся с использованием стационарного потока жидкости, не отвечает современным требованиям промышленной чистоты внутренних поверхностей, что приводит к необходимости повторных промывок.

Одним из наиболее перспективных методов очистки полостей агрегатов является гидродинамическая очистка с использованием неустановившегося

(пульсирующего) потока рабочей жидкости. При этом возникающее в каналах и полостях агрегата перераспределение профиля скоростей, максимум которых смещается к стенкам каналов, возвратные пристеночные течения и вихреобразование приводит к значительному увеличению амплитуды касательного напряжения на стенках гидроагрегатов, определяющих значительное повышение эффективности процесса очистки. Так в исследованиях А.Н. Свиридова [8] отмечалось, что максимальное количество частиц (до 100%) отрывается от стенок непрямолинейных каналов только при создании пульсирующих потоков.

В тоже время очистке пульсирующим потоком жидкости могут быть подвержены агрегаты нечувствительные к колебаниям жидкости (т.е. не содержащие клапаны, подпружиненные элементы и т.п.).

2 Теоретические исследования

Все агрегаты можно разделить на три основных разновидности – это непроточные, проточные агрегаты с фиксированным объёмом полостей и гидроцилиндры с изменяющимся внутренним объёмом полостей при срабатывании.

Стенды для гидродинамической очистки агрегатов должны быть выполнены в

соответствии со структурой стендов для исследования собственных характеристик изделий [9, 10, 11] и в своём составе должны включать следующие элементы:

- блок подготовки жидкости БПЖ - источник постоянного расхода и давления (насосная станция НС в составе стенда или вынесенная в отдельно стоящем блоке);
- источник колебаний жидкости ИКЖ (генератор колебаний жидкости ГКЖ или пульсатор поршневого, дискового, пробкового или роторного типа);
- устройства акустической развязки УАР, защищающие насосную станцию от колебаний давления жидкости, а также устраняющие взаимовлияния динамических параметров НС и ИКЖ. (выполняются в виде ёмкости определенного объёма или гасителей колебаний);
- блок граничных условий БГУ, обеспечивающий оптимальные параметры процесса очистки;
- дроссели, краны и распределители, клапаны для регулирования статических и динамических параметров.

Возможны две схемы подключения источника колебаний жидкости (рисунок 1) – последовательное (а) и параллельное (б).

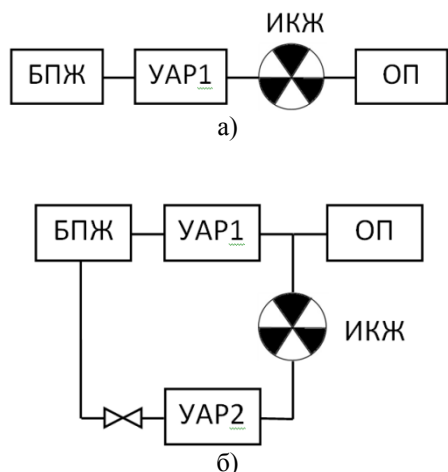


Рисунок 1. Структурные схемы подключения источника колебаний жидкости: а – последовательное, б – параллельное

Последовательное включение ИКЖ не может обеспечить такие высокие значения среднего давления и расхода рабочей жидкости как при параллельном включении.

К тому же расход через ИКЖ при последовательном включении очень мал. Поэтому для промывки гидроагрегатов используется параллельное включение ИКЖ. При этом статические параметры рабочей жидкости регулируются БПЖ, а амплитуда колебаний – дросселем на выходе ИКЖ.

Схема стенда, реализующего гидродинамическую очистку [6, 9] гидроцилиндра, с учётом вышеизложенного, представлена на рисунке 2.

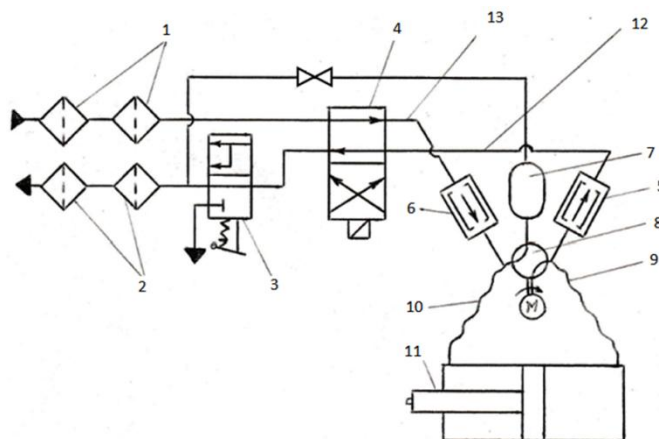


Рисунок 2. Принципиальная схема гидродинамической очистки гидроцилиндра

Наряду с такими традиционными элементами как фильтры высокого 1 и низкого 2 давления, пробоотборника 3 и гидрораспределителя 4 схема содержит гасители колебаний 5, 6 и сглаживающую ёмкость 7, выполняющие функции устройств акустической развязки, и генератор колебаний жидкости 8, связывающий магистрали подачи и слива жидкости 9 и 10 полостей гидроцилиндра 11 со сливной гидролинией. Очистка по предлагаемому способу осуществляется на стенде путём периодического сообщения гидролиний 9 и 10 с полостью 7 с частотой равной собственной частоте резонансной системы. При этом гасители колебаний 5 и 6 не пропускают колебания в магистрали 12 и 13, обеспечивая высокую эффективность работы генератора и предохраняя распределитель 4 и фильтры 1 и 2 от динамических нагрузок.

Для гидроагрегатов, как изделий с сосредоточенными параметрами ($\ell \leq \lambda/6$, где $\lambda = a/f$, здесь ℓ - длина канала, λ - длина волны, a - скорость звука, f - частота колебаний), наиболее эффективна промывка пульсирующим потоком на резонансном режиме.

Входное акустическое сопротивление резонансной системы определяется импедансом Z_c , представляющим собой отношение колебаний давления и расхода жидкости [12]:

$$Z_c = \frac{A_p}{A_G} = \text{Re} Z_M + J \text{Im} Z_c$$

где A_p - амплитуда колебаний давления;
 A_G - амплитуда колебаний расхода;
 $\text{Re} Z_M$ - вещественная часть импеданса магистрали;

$\text{Im} Z_c$ - мнимая часть импеданса системы.

При неизменных параметрах магистрали импеданс определяется двумя параметрами - частотой колебаний и величиной объема присоединенной полости, поскольку

$$\text{Im} Z_c = \frac{\rho \ell}{S} \omega - \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}}$$

где ρ - плотность жидкости;

ℓ , S - длина и площадь сечения магистрали;

a - скорость звука;

V_{np} - приведенный объем полости;

ω - круговая частота колебаний.

При совпадении частоты возбуждаемых колебаний с собственной частотой резонансной системы, то есть при равенстве нулю мнимой части импеданса системы, амплитуды колебаний в полостях гидроагрегата становятся максимальными, а колебания давления перед источником колебаний минимальны. Это обеспечивает наилучшие режимы процесса очистки.

В качестве расчетной модели процессов, происходящих в системе стенда, предлагается электрическая схема (рисунок 3). Схема составлена по принципу электроакустических аналогий [11, 12, 13], в

которой давлению в гидравлической системе соответствует разность потенциалов в электрической цепи, а расходу - ток. При этом эквивалентом полости служит емкость (C), трубопровода - сопротивление (R) и индуктивность (L), источника колебаний - эквивалентный источник расхода.

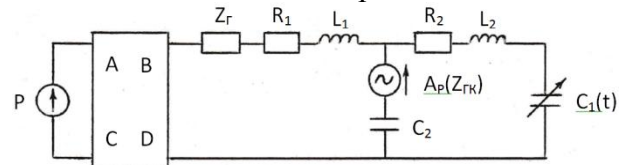


Рисунок 3. Динамический аналог стендовой системы

УАР1 выбирается таким образом, чтобы обеспечить условие $A_{p10} \approx 0$, тогда акустическим сопротивлением этой полости можно пренебречь и конденсатор C_2 из расчетной схемы исключить.

В связи с тем, что промывка гидроагрегата осуществляется при постоянном давлении, четырехполюсник входного участка может быть заменен эквивалентным источником давления.

Таким образом, расчетную схему можно представить в виде схемы, изображенной на рисунке 4, собственная частота такого колебательного контура определяется [11, 13] как

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$$

где L - индуктивность соединительного трубопровода;

C - упругость жидкости в полости гидроагрегата.

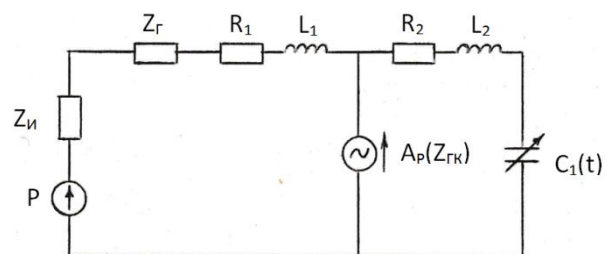


Рисунок 4. Расчетная схема

Величины L и C в соответствии с формулой определяются соотношениями:

$$L = \frac{\rho \ell}{S}, C = \frac{V_{np}}{\rho a^2}$$

Тогда собственная частота f_0 стеновой системы: подводящий трубопровод - полость гидроагрегата:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{LC}} = \frac{1}{2\pi} \frac{a}{\sqrt{V_{np} \sum \frac{l_i}{S_i}}}$$

Однако при очистке гидроцилиндров возникает необходимость перемещения поршня гидроцилиндра из одного крайнего положения в другое для выноса загрязнений, что приводит к изменению величины импеданса системы, а следовательно, и изменению собственной частоты резонансной системы. Кроме того с увеличением модуля импеданса соответственно растут и колебания давления на входе в систему, поскольку $A_p = |Z_c| A_G$.

При значительном уменьшении объёма полости (при перемещении поршня в крайнее положение) колебания давления перед источником колебаний значительно возрастут и могут достичь опасных значений. Кроме этого опасных значений может достичь и давление в полости гидроцилиндра, поскольку импеданс полости $Z_{np} = \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}}$ и при уменьшении

объёма колебания давления в полости также возрастут.

Поэтому для обеспечения работы колебательной системы вблизи резонанса и исключения опасных колебаний давления при малых объёмах полостей перемещение поршня ограничивается, например, таким образом, чтобы изменение объёмов полостей гидроцилиндра происходили не более чем в 2 раза от среднего значения, при котором объёмы полостей равны между собой, т.е. при соотношении объёмов полостей как 3:1. А полный вынос загрязнений осуществлять после отключения ИКЖ при реализации нескольких полных циклов уборки - выпуска штока гидроцилиндра. Либо использовать автоматическое поддержание оптимальных значений частоты и уровня

колебаний давления при перемещении штока гидроцилиндра.

3 Экспериментальные исследования

Для подтверждения эффективности гидродинамической очистки на резонансных режимах и правильности выбора схемы очистки проводились экспериментальные исследования.

Исследования проводились по схеме (рисунок 5) моделирующей резонансную систему стенда с гасителем колебаний и без него. В качестве гасителя колебаний использовался зауженный участок магистрали длиной $L=170$ мм с диаметром $d_y=4$ мм. Объём промываемой полости составлял 530 см³. При этом регистрировались амплитуды пульсаций A_p , давления нагнетания P_H и слива $P_{СЛ}$, частоты пульсаций f и расход G . Методика проведения эксперимента заключалась в снятии амплитудно-частотной характеристики системы (рисунок 6), изменяя частоту вращения вала гидромотора дросселем К3 при различных перепадах давления на генераторе колебаний, устанавливаемых краном К4.

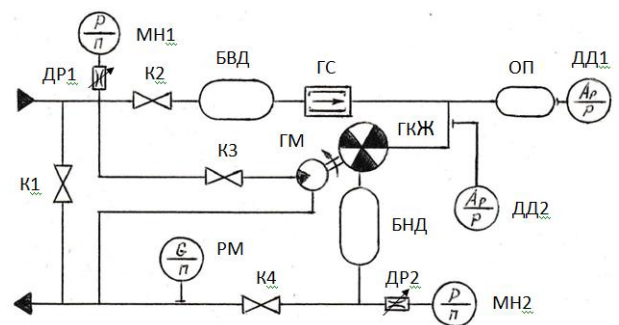


Рисунок 5. Экспериментальная схема с гасителем колебаний

БВД – баллон высокого давления; БНД – баллон низкого давления; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; ГС – гаситель колебаний; ГМ – гидромотор; ДД1, ДД2 – датчик давления; ДР1, ДР2 – дроссель; К1...К4 – кран; МН1, МН2 – манометр; ОП – объект промывки; РМ - расходомер

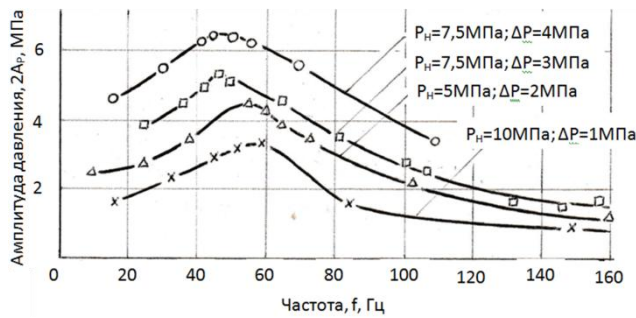


Рисунок 6. Зависимость амплитуды давления от частоты колебаний

Далее по полученным экспериментальным путём амплитуде давления определялась амплитуда расхода A_G в полости (рисунок 7)

$$A_G = \frac{A_p}{|Z_{II}|}, \text{ где } Z_{II} = -j \frac{\rho a^2}{\omega V_{II}}$$

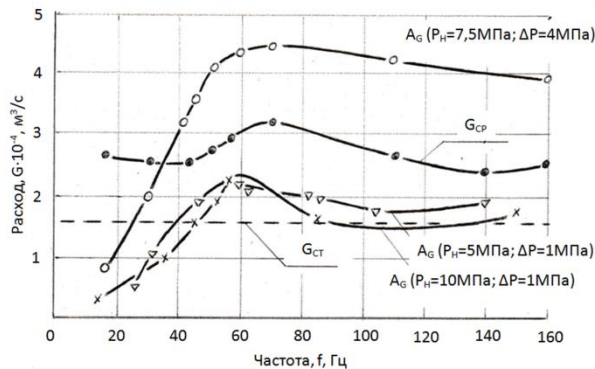


Рисунок 7. Зависимость мгновенного расхода от частоты колебаний

В результате экспериментальных исследований установлено следующее.

- на резонансном режиме наблюдается резкое увеличение амплитуды давления при уменьшении среднего расхода через генератор колебаний.

- мгновенный расход жидкости, представляющий собой сумму статического расхода и амплитуды колебаний расхода, также увеличивается, причем амплитудное значение расхода превосходит статическое в несколько раз. Отсюда и следует высокая эффективность гидродинамической очистки, поскольку расход A_G прямо пропорционально связан с касательными напряжениями трения жидкости на стенке τ , определяющими эффективность очистки [8, 9].

Кроме того установлено, что использование гасителя пульсаций обеспечивает независимое регулирование амплитуды колебаний изменением перепада давления на генераторе. Для данного эксперимента зависимость имеет вид $2A_p = \Delta P + 2,4$ [МПа].

Для обеспечения выноса крупных частиц загрязнений гидроагрегат рекомендуется располагать так, чтобы штуцера его были направлены вниз. Тем самым крупные частицы, находящиеся во взвешенном состоянии, выносятся за пределы полости агрегата, что повышает эффективность очистки

Список использованных источников

- [1] ГОСТ 17216-2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей / Введ. 2003-01-01. - М.: Стандартинформ, 2008. - 8 с.
- [2] NAS 1638 "Cleanliness requirements of parts used in Hydraulic systems," Aerospace Industries of America, Washington D.C., USA, 2001.
- [3] AS4059 "Aerospace fluid power - cleanliness classification for hydraulic fluids," SAE, Warrendale, Pa., USA, April 2001.
- [4] Белянин П.Н. Промышленная чистота машин / Белянин П.Н., Данилов В.М. - М.: Машиностроение, 1982. 224 с.
- [5] Тимиркеев Р.Г. Промышленная чистота и тонкая фильтрация рабочих жидкостей летательных аппаратов / Тимиркеев Р.Г., Сапожников В.М. - М.: Машиностроение, 1986. 152 с.
- [6] Санчугов, В.И. Снижение загрязнённости агрегатов гидропривода машин и механизмов на основе гидродинамической очистки / Санчугов В.И., Решетов В.М. // Известия Самарского научного центра РАН, т.13, № 6, 2011 г. - С.264-268.
- [7] Sanchugov, V.I., Reshetov V.M. Special features of internal surfaces cleaning processes control in pipelines and units of hydro-fuel systems - Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. PP. 618-627
- [8] Свиридов А.Н. Оценка эффективности промывки внутренних полостей изделий пульсирующим потоком / Свиридов А.Н. // Вестник машиностроения. - 1981. - №10. - с.33-35.
- [9] ГОСТ 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнителей / Введ. 2008-03-01. - М.: Стандартинформ, 2007. - 18 с.
- [10] Санчугов В.И. Технологические основы динамических испытаний и обработки гидросистем и

агрегатов : учебное пособие / Санчугов В.И – Самара: Самарский научный центр РАН, 2003. – 96 с.

[11] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. / Шорин, В.П. – М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.

[12] Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей / Гликман Б.Ф. – М.: Машиностроение, 1989. - 296 с.

[13] Атабеков Г.И. Основы теории цепей / Атабеков Г.И. – СПб.: Издательство «Лань», 2009, 432 с.

INVESTIGATION OF SCHEMES FOR HYDRODYNAMIC CLEANING OF UNITS OF HYDRO-FUEL SYSTEMS

V.M. Reshetov

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

vmresh@rambler.ru

The paper considers the structure of stands for hydrodynamic cleaning of units in order to ensure optimal cleaning parameters and protection of the pumping station, the features of parallel and series connection of a source of fluid oscillations when creating a pulsating pressure and flow in the cavity of the cleaned hydraulic unit. When calculating the modes of hydrodynamic cleaning of the cavities of the unit in resonant modes, electrodynamic analogies are used. The conducted experimental studies have confirmed the high efficiency of the purification process.

Keywords: *cleaning; washing; hydraulic unit; hydrodynamic cleaning; electrodynamic analogies*

References

- [1] GOST 17216-2001. Industrial cleanliness. Liquid purity classes. / Introduction 2003-01-01. - Moscow: Standartinform Publ, 8 p.
- [2] NAS 1638 "Cleanliness requirements of parts used in Hydraulic systems," Aerospace Industries of America, Washington D.C., USA, 2001.
- [3] AS4059 "Aerospace fluid power - cleanliness classification for hydraulic fluids," SAE, Warrendale, Pa., USA, April 2001.
- [4] Belyanin P.N. Promyshlennaya chistota mashin [Industrial cleanliness of machines] / Belyanin P.N., Danilov V.M.. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1982. 224 p.
- [5] Timirkeev R.G. Promyshlennaya chistota i tonkaya fil'traciya rabochih zhidkostej letatel'nyh apparatov [Industrial purity and fine filtration of aircraft fluids] / Timirkeev R.G., Sapozhnikov V.M. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1986. 152 p.
- [6] Sanchugov, V.I. Snizhenie zagryaznyonosti agregatov gidroprivoda mashin i mekhanizmov na osnove gidrodinamicheskoy ochistki [Reducing the contamination of hydraulic drive units of machines and mechanisms based on hydrodynamic cleaning] / Sanchugov V.I., Reshetov V.M. // Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, t. 13, № 6, 2011 - P. 264-268.
- [7] Sanchugov, V.I., Reshetov V.M. Special features of internal surfaces cleaning processes control in pipelines and units of hydro-fuel systems - Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 618-627
- [8] Sviridov A.N. Ocenka effektivnosti promyvki vnutrennih polostej izdelij pul'siruyushchim potokom [Evaluation of the efficiency of washing the internal cavities of products with a pulsating flow] / Sviridov A.N. // Vestnik mashinostroeniya. - 1981. -№10. - p.33-35.
- [9] GOST 31303-2006. Chistota promyshlennaya. Metod ochistki gidrodinamicheskij gazovyh i zhidkostnyh sistem mashin i mekhanizmov ot zagryaznitelej [Industrial cleanliness. Hydrodynamic cleaning method of gas and liquid systems of machines and mechanisms from pollutants]/ Introduction 2008-03-01. - Moscow: Standartinform Publ, 2007. - 18 p.
- [10] Sanchugov V.I. Tekhnologicheskie osnovy dinamicheskikh ispytaniy i otrabotki gidrosistem i agregatov : uchebnoe posobie [Technological foundations of dynamic testing and testing of hydraulic systems and units: textbook] / Sanchugov V.I - Samara: Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences Publ, 2003. - 96 p.
- [11] Shorin, V.P. Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah [Elimination of vibrations in aviation pipelines] / Shorin, V.P. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1980. - 156 p.
- [12] Glikman B.F. Avtomaticheskoe regulirovanie zhidkostnyh raketnyh dvigatelej [Automatic regulation of liquid rocket engines] / Glikman B.F. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1989. - 296 p.
- [13] Atabekov G.I. Osnovy teorii cepej [Fundamentals of circuit theory] / Atabekov G.I. - St. Petersburg: «Lan!» Publ, 2009, 432 p.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПОСЛЕ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

Павлов В.Ф.,
Вакулюк В.С.,
Сазанов В.П.,
Семёнова О.Ю.,
Чуриков Д.С.

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

pavlov.vf@ssau.ru

В проведённом исследовании представлена оценка влияния сжимающих остаточных напряжений, наведённых пневмодробеструйной обработкой и обкаткой роликом, на предел выносливости при изгибе цилиндрических образцов из стали 20 диаметром 25 мм с круговыми надрезами полукруглого профиля различных радиусов и напрессованной втулкой. Установлено, что при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов из стали 20 с концентраторами в виде надрезов и напрессованной втулки наиболее целесообразно использование критерия среднеинтегральных остаточных напряжений. Использование критерия осевых остаточных напряжений на поверхности опасного сечения образцов с концентратором неприемлемо, так как соответствующий коэффициент, учитывающий влияние этого критерия на предел выносливости, имеет существенное рассеяние. Показано, что для сохранения эффекта упрочнения с точки зрения предела выносливости при увеличении глубины надреза следует увеличивать толщину слоя со сжимающими остаточными напряжениями гладкой заготовки.

Ключевые слова: поверхностное упрочнение; образцы из стали 20; прогнозирование предела выносливости; концентрация напряжений; критерий среднеинтегральных остаточных напряжений

1 Введение

Основную роль в повышении сопротивления усталости деталей с концентраторами напряжений после поверхностного пластического деформирования (ППД) играют сжимающие остаточные напряжения [1]. Для оценки влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости упрочнённых ППД деталей используются два критерия остаточных напряжений. Первым критерием, использованным в работах [1-4], являются осевые остаточные напряжения на поверхности опасного сечения детали. Зависимость по определению предела выносливости поверхностно упрочнённой детали в этом случае имеет вид

$$P_R = P_R^0 - \psi_P \cdot \sigma_z^{nov}, \quad (1)$$

где $P_R^0(\sigma_R^0, \tau_R^0)$ – предел выносливости неупрочнённой детали, $\psi_P(\psi_\sigma, \psi_\tau)$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по

критерию σ_z^{nov} , σ_z^{nov} – осевые (меридиональные) остаточные напряжения на поверхности концентратора опасного сечения детали. Другие составляющие остаточного напряжённого состояния в соответствии с теорией наибольших касательных напряжений не участвуют, так как окружные остаточные напряжения являются промежуточными главными напряжениями, а радиальные остаточные напряжения на поверхности концентратора равны нулю [5].

На практике формула (1) обычно записывается для приращения предела выносливости ΔP_R упрочнённой детали в виде:

$$\Delta P_R = \psi_P \cdot |\sigma_z^{nov}|. \quad (2)$$

При упрочнении деталей ППД очень часто наблюдается подповерхностный максимум сжимающих остаточных напряжений, то есть к поверхности деталей остаточные напряжения уменьшаются. Этот спад бывает весьма существенным, иногда остаточные напряжения снижаются к

поверхности до нуля и даже становятся растягивающими [6]. Однако повышение предела выносливости наблюдается и в этих случаях. Например, авторами статьи [7] определялись предел выносливости и остаточные напряжения азотированных и упрочнённых роликом стальных цилиндрических образцов. После нагрева и выдержки этих образцов при температурах 150°C и 200°C наблюдалось увеличение предела выносливости при уменьшении сжимающих остаточных напряжений на поверхности образцов и их увеличении на некотором расстоянии от поверхности.

Эти опыты указывают на то, что оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей по остаточным напряжениям должна базироваться на учёте остаточных напряжений не только на поверхности, но и по толщине поверхностного слоя опасного сечения деталей.

При переменных напряжениях, близких к пределу выносливости, в упрочнённых ППД деталях с концентраторами напряжений всегда возникают нераспространяющиеся усталостные трещины [3, 8, 9]. В связи с этим в работе [10] было предложено принять в качестве критерия влияния на предел выносливости остаточные напряжения на

дне нераспространяющейся трещины, возникающие за счёт перераспределения остаточных усилий упрочнённой детали в результате образования трещины.

Для определения второго критерия в работе [10] использовалось аналитическое решение задачи [11] по вычислению дополнительных остаточных напряжений в опасном сечении поверхностно упрочнённой детали после нанесения на неё надреза полуэллиптического профиля. Выделив основную часть решения [11], был получен критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ влияния ППД на предел выносливости упрочнённой детали в виде:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (3)$$

где $\sigma_z(\xi)$ – осевые (меридиональные) остаточные напряжения в опасном сечении детали (образца), $\xi = y/t_{кр}$ – расстояние от дна концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$ (рисунок 1), $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали (образца) на пределе выносливости.

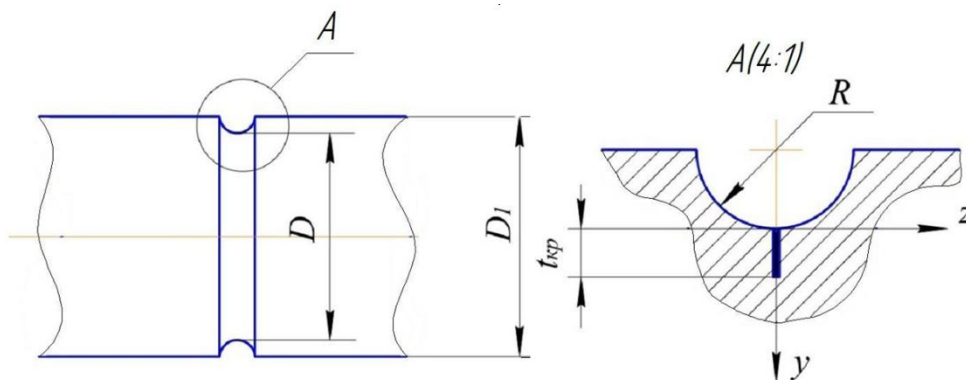


Рисунок 1. Цилиндрический образец с надрезом полукруглого профиля и нераспространяющаяся трещина усталости

Критерий $\bar{\sigma}_{ост}$ имеет чётко выраженный физический смысл – это остаточное напряжение на дне трещины с точностью до постоянного коэффициента, зависящего от

радиуса у дна трещины и её глубины. Приращение предела выносливости $\Delta P_R(\Delta\sigma_R, \Delta\tau_R)$ упрочнённой ППД детали с концентратором напряжений при

использовании критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ вычисляется по следующей формуле:

$$\Delta P_R = \bar{\psi}_P \cdot |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (4)$$

где $\bar{\psi}_P$ ($\bar{\psi}_\sigma, \bar{\psi}_\tau$) – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$.

В монографии [12] для упрочнённых различными методами ППД деталей (образцов) из различных материалов с различными видами концентраторов напряжений при растяжении-сжатии, изгибе и кручении было экспериментально показано, что критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости зависит только от размеров опасного поперечного сечения и для сплошных цилиндрических деталей определяется по формуле:

$$t_{кр} = 0,0216D, \quad (5)$$

где D – диаметр опасного сечения детали (рисунок 1).

2 Цель исследования

Для проверки возможности использования обоих критериев при оценке влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости при изгибе в случае симметричного цикла были проведены опыты на сплошных цилиндрических упрочнённых и неупрочнённых образцах диаметром 25 мм из стали 20 с круговыми надрезами полукруглого профиля и напрессованной втулкой. Исследуемая сталь 20 имела следующие механические характеристики: $\sigma_T = 395$ МПа, $\sigma_s = 522$ МПа, $\delta = 26,1$ %, $\psi = 65,9$ %, $S_k = 1416$ МПа.

3 Результаты исследования

Гладкие цилиндрические образцы диаметром $D_1 = 25$ мм упрочнялись пневмодробеструйной обработкой (ПДО)

стальными шариками диаметром 1,5-2,5 мм в течение 10 минут, а также обкаткой роликом (ОР) диаметром 60 мм и профильным радиусом 1,6 мм при усилиях $P = 0,5$ кН (ОР1) и $P = 1,0$ кН (ОР2) с подачей 0,11 мм/об и скоростью вращения образца 400 об/мин. Затем на неупрочнённые и упрочнённые гладкие образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиусов $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм и $R = 1,0$ мм.

Остаточные напряжения в гладких упрочнённых образцах определялись опытным путём методом колец и полосок [13]. Эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя а гладких образцов представлены на рисунке 2. Из приведённых на рисунке 2 эпюр видно, что глубина залегания сжимающих остаточных напряжений после ОР больше, чем после ПДО, причём с увеличением усилия обкатки роликом толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями увеличивается.

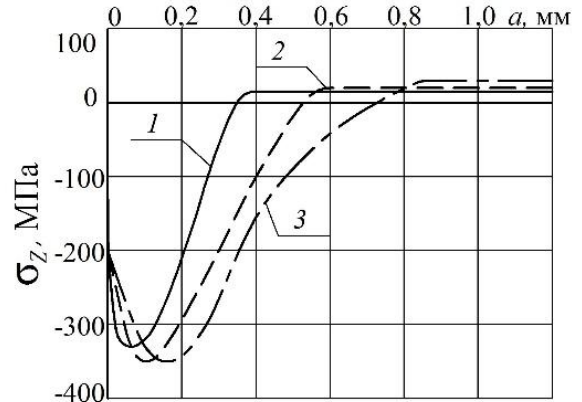


Рисунок 2. Осевые σ_z остаточные напряжения в упрочнённых гладких образцах диаметром 25 мм после: 1 – ПДО; 2 – ОР1; 3 – ОР2

Остаточные напряжения в образцах с надрезами определялись расчётным путём – суммированием дополнительных остаточных напряжений за счёт перераспределения остаточных напряжений после опережающего поверхностного пластического деформирования и остаточных напряжений гладких образцов. При этом дополнительные остаточные

напряжения вычислялись как аналитическим [11], так и численным [14] методами. Необходимо отметить, что результаты вычисления дополнительных остаточных напряжений двумя методами имели хорошее совпадение.

Эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a в наименьшем сечении образцов с надрезами $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм и $R = 1,0$ мм представлены на рисунке 3, а значения остаточных напряжений на поверхности дна надрезов σ_z^{nos} приведены в таблице 1.

Следует обратить внимание на значительную величину сжимающих остаточных напряжений после обкатки роликом (ОР2), достигающих -908 МПа на дне надреза с радиусом $R = 0,3$ мм, что существенно выше не только предела текучести, но и предела прочности исследуемой стали 20. В статье [15] было установлено, что остаточные напряжения в упрочнённом (наклёпанном) слое могут превышать сопротивление разрыву S_k материала детали (образца) на 15%. В исследуемом случае этот предел не превышен, так как $S_k = 1416$ МПа.

Испытания на усталость при изгибе в случае симметричного цикла неупрочнённых и упрочнённых образцов с надрезами и напрессованной втулкой проводились на машине УММ-01 [16] при базе испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Результаты определения предела выносливости σ_{-1} образцов приведены в таблице 1. Упрочнённые образцы, выстоявшие базу испытаний при напряжении, равном пределу выносливости, доводились до разрушения при больших напряжениях. На изломах этих образцов были видны нераспространяющиеся трещины усталости, глубина $t_{кр}$ которых соответствует зависимости (5) и приведена в таблице 1.

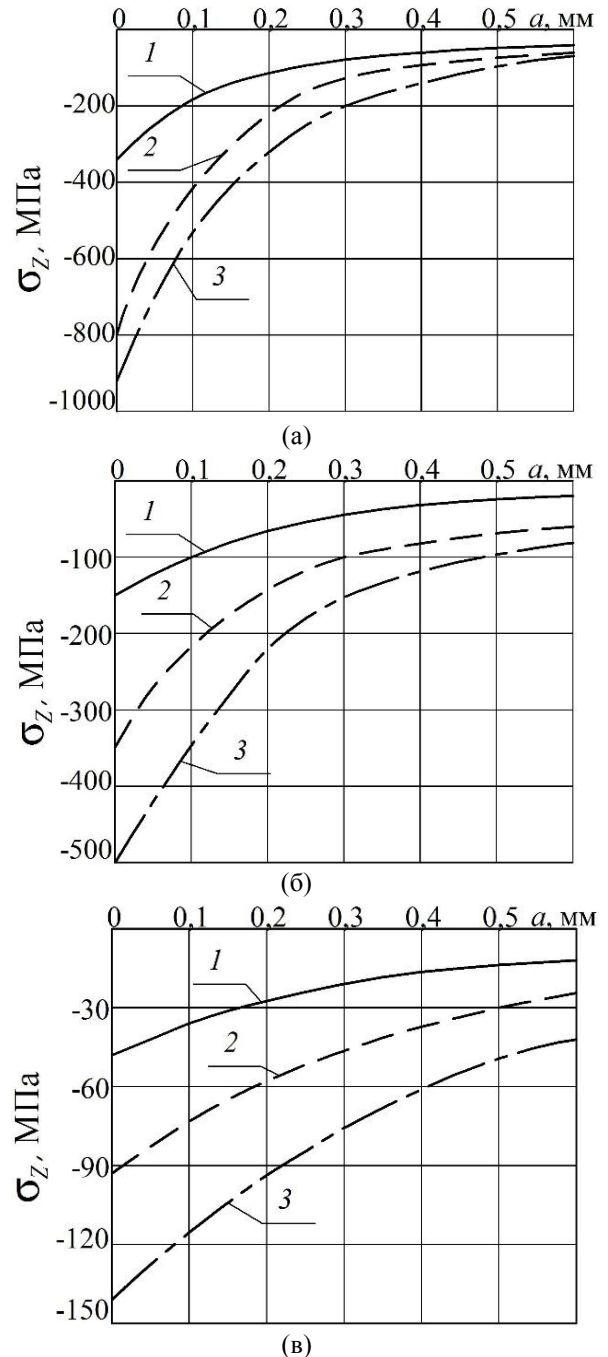


Рисунок 3. Осевые остаточные напряжения σ_z в упрочнённых образцах диаметром 25 мм с надрезами $R = 0,3$ мм (а), $R = 0,5$ мм (б) и $R = 1,0$ мм (в) после: 1 – ПДО; 2 – ОР1; 3 – ОР2

На рисунке 4 представлена фотография излома одного из упрочнённых ПДО образцов с надрезом $R = 0,5$ мм, на которой чётко просматривается нераспространяющаяся трещина 2. Трещина имеет серповидную форму, так как испытания на усталость проводились при поперечном изгибе в одной плоскости.

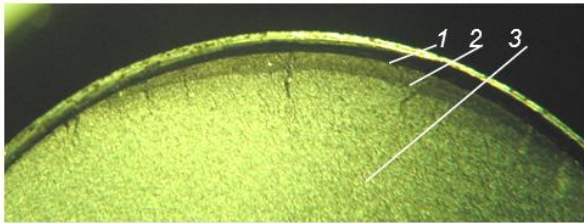


Рисунок 4. Фотография излома упрочнённого ПДО образца диаметром $D_1 = 25$ мм с надрезом $R = 0,5$ мм:
1 – надрез, 2 – нераспространяющаяся трещина, 3 – зона долома

Из приведённых в таблице 1 данных следует, что пневмодробеструйная обработка и обкатка роликом образцов с надрезом и напрессованной втулкой приводят к значительному повышению предела выносливости, при этом с увеличением усилия обкатки с $P = 0,5$ кН до

$P = 1,0$ кН предел выносливости возрастает. Приращение предела выносливости образцов с надрезом после обкатки роликом выше, чем после пневмодробеструйной обработки. Это явление объясняется большей глубиной залегания сжимающих остаточных напряжений в гладких упрочнённых образцах при ОР, чем при ПДО (рисунок 2), результатом чего является увеличение остаточных напряжений в опасном сечении образцов с надрезами. Для сохранения эффекта упрочнения при опережающем поверхностном пластическом деформировании с увеличением радиуса надреза необходимо повышать толщину слоя со сжимающими остаточными напряжениями гладкой детали (заготовки).

Таблица 1. Результаты испытаний образцов с надрезами и напрессованной втулкой на усталость и определения остаточных напряжений

Концентратор	Неупроч. образцы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые образцы							K_σ	$(\bar{\psi}_\sigma)_{расч}$
		обработка	σ_{-1} , МПа	$\sigma_z^{нов}$, МПа	ψ_σ	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\sigma$		
надрез $R = 0,3$ мм	107,5	ПДО	137,5	-343	0,087	0,540	-87	0,345	2,68	0,340
		ОР1	165	-787	0,073	0,510	-171	0,336		
		ОР2	175	-908	0,074	0,520	-202	0,334		
надрез $R = 0,5$ мм	112,5	ПДО	130	-142	0,123	0,525	-52	0,337	2,59	0,345
		ОР1	150	-349	0,107	0,530	-111	0,338		
		ОР2	172,5	-515	0,117	0,520	-169	0,355		
надрез $R = 1,0$ мм	112,5	ПДО	120	-46	0,163	0,490	-21	0,357	2,51	0,352
		ОР1	130	-92	0,190	0,510	-46	0,380		
		ОР2	142,5	-145	0,207	0,495	-79	0,380		
напрес. втулка	100	ОР1	150	-220	0,227	0,535	-148	0,338	2,88	0,327
		ОР2	170	-210	0,333	0,540	-201	0,348		

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ определялся по зависимости (3) по глубине опасного сечения образцов, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости. При этом для образцов с надрезами использовались эпюры остаточных напряжений, изображённые на рисунке 3, а для образцов с напрессованной втулкой – на рисунке 2. Значения критерия $\bar{\sigma}_{ост}$ приведены в таблице 1.

Оценка влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости образцов по остаточным напряжениям на поверхности концентратора $\sigma_z^{нов}$ приводит к существенному рассеянию соответствующего коэффициента ψ_σ . Этот коэффициент в проведённом исследовании изменяется от 0,073 до 0,333 (таблица 1), то есть изменяется в 4,5 раза, что недопустимо при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей.

Оценка влияния поверхностного упрочнения по среднеинтегральным остаточным напряжениям $\bar{\sigma}_{ост}$ приводит к значительно меньшему рассеянию соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$. Коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ в проведённом исследовании изменяется от 0,334 до 0,380, составляя в среднем 0,350.

В работе [17] на основании большого числа экспериментов была выявлена зависимость между коэффициентом влияния $\bar{\psi}_{\sigma}$ поверхностного упрочнения по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ на предел выносливости при изгибе и действительным коэффициентом концентрации напряжений K_{σ} в виде:

$$\bar{\psi}_{\sigma} = 0,514 - 0,065K_{\sigma}. \quad (6)$$

Значения действительного коэффициента K_{σ} , определённые по данным работы [9], представлены в таблице 1, где приведены также расчётные величины коэффициента влияния $(\bar{\psi}_{\sigma})_{расч}$. Из приведённых данных следует, что опытные значения коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ для каждого радиуса надреза и напесованной втулки незначительно отличаются от расчётных значений, вычисленных по формуле (6).

Таким образом, в проведённом исследовании установлено, что для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов (деталей) с концентраторами напряжений из стали 20 наиболее оправдано применение критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$. При определении предела выносливости в случае изгиба таких образцов (деталей) следует пользоваться формулой (4). Критерий $\bar{\sigma}_{ост}$ вычисляется по формуле (3) по толщине поверхностного слоя, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости, определяемой по формуле (5). Коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных

напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ для упрочнённых деталей с концентраторами вычисляется по формуле (6) по известному действительному коэффициенту концентрации напряжений K_{σ} .

4 Заключение

1. На основании проведённого исследования установлено, что при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых цилиндрических образцов из стали 20 с надрезами и напесованной втулкой наиболее оправдано применение критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$.

2. Для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов из стали 20 с надрезами и напесованной втулкой применение критерия остаточных напряжений на поверхности концентратора $\sigma_z^{нов}$ не представляется возможным, так как соответствующий коэффициент, учитывающий влияние этого критерия на предел выносливости, имеет существенное рассеяние.

3. С целью сохранения эффекта упрочнения деталей после опережающего поверхностного пластического деформирования при увеличении глубины надреза необходимо увеличивать толщину слоя со сжимающими остаточными напряжениями гладкой заготовки.

Список использованных источников

- [1] Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность // Проблемы прочности. 1976. №5. С. 25-27.
- [2] Кравченко Б.А., Митряев К.Ф. Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1968. 131 с.
- [3] Серенсен С.В., Борисов С.П., Бородин Н.А. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнённых образцов с учётом кинетики остаточной напряжённости // Проблемы прочности. 1969. №2. С. 3-7.

[4] Туровский М.Л., Шифрин Н.М. Концентрация напряжений в поверхностном слое цементованной стали // Вестник машиностроения. 1970. №11. С. 37-40.

[5] Иванов С.И., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость ненаклёпанного материала // Вопросы прикладной механики в авиационной технике. Куйбышев: КуАИ, 1973. Вып. 66. С. 70-73.

[6] Школьник Л.М., Девяткин В.П. Повышение прочности шестерён дробеструйным наклёпом // Вестник машиностроения. 1950. №12. С. 7-12.

[7] Туровский М.Л., Новик Р.А. Упрочняющая обкатка роликами азотированных стальных деталей // Вестник машиностроения. 1970. №1. С. 39-42.

[8] Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины. М.: Машиностроение, 1982. 171 с.

[9] Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.

[10] Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. 1986. №8. С. 29-32.

[11] Иванов С.И., Шатунов М.П., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвузовский сборник. Куйбышев: КуАИ, 1974. Вып. 3. С. 88-95.

[12] Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. 125 с.

[13] Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок. Остаточные напряжения // Куйбышев: КуАИ. 1971. Вып. 48. С. 179-183.

[14] Сазанов В.П., Чирков А.В., Семёнова О.Ю., Иванова А.В. Моделирование остаточного напряжённого состояния детали в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса PATRAN/ NASTRAN // Вестник СамГТУ. Сер.: Технич. науки. 2012. №1 (33). С. 106-114.

[15] Радченко В.П., Павлов В.Ф. Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ. 2011. С. 354-357.

[16] Филатов Э.Я., Павловский В.Э. Универсальный комплекс машин для испытания материалов и конструкций на усталость. Киев: Наукова Думка, 1985. 92 с.

[17] Кирпичёв В.А., Букатый А.С., Филатов А.П., Чирков А.В. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной

степени концентрации напряжений // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2011. Т.15. №4 (44). С. 81-85.

MULTI-CYCLIC FATIGUE OF MACHINES PARTS PREDICTION AFTER SUPERFICIAL PLASTIC DEFORMING

**Valentin F. Pavlov,
Vladimir S. Vakulyuk,
Vyacheslav P. Sazanov,
Ol'ga Yu. Semenova,
Dmitrij S. Churikov**

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

pavlov.vf@ssau.ru

The evaluation of compressive residual stresses caused by pneumo-shot blasting and rolling influence on the endurance limit of specimens made of steel 20 of 25 mm diameter with circular cuts of a semicircular profile of various radiuses under bending has been examined. It's been stated that it's more reasonable to use the average integral residual stresses criterion for an endurance limit prediction of surface hardened specimens made of steel 20 with concentrators like cuts and pressurized hub. The criterion of axial residual stresses on a dangerous section surface of specimens with stress concentrators can't be used because the corresponding coefficient taking into account the influence of this criterion on an endurance limit has the essential dispersion. It's been shown that in order to maintain the hardening effect on cut's depth rising one should raise the layer with compressive residual stresses depth of a smooth specimen.

Keywords: surface hardening; specimens made of steel 20; prediction of the endurance limit; stress concentration; average integral residual stresses criterion

References

- [1] Ivanov, S.I., Pavlov, V.F., (1976) Vliyaniye ostatochnykh napryazhenij na ustalostnuyu prochnost' [Residual stresses influence on fatigue strength]. Problemy prochnosti [Strength problems], no. 5, pp. 25-27. (in Russian).
- [2] Kravchenko, B.A., Mitryaev, K.F., (1968) Obrabotka i vynoslivost' vysokoprochnykh materialov [Machining and endurance of high-strength materials]. Kujbyshev: Kujbyshevskoe knizhnoe izdatel'stvo [Kuibyshev: Kuibyshev Publishing House], 131 pp. (in Russian).
- [3] Serensen, S.V., Borisov, S.P., Borodin, N.A., (1969) K voprosu ob otzenke soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonykh obraztsov s uchetom kinetiki ostatochnoy napryajennosti [On surface hardened specimens fatigue resistance evaluation taking into account residual stress kinetics]. Problemy prochnosti [Strength problems], no. 2, pp. 3-7. (in Russian).
- [4] Turovskiy, M.L., Shifrin, N.M., (1970) Kontzentratsiya napryazhenij v poverhnostnom sloe tsementovannoy stali [Stress concentration in the surface layer of cemented steel]. Vestnik mashinostroyeniya [Mechanical Engineering Bulletin], no. 11, pp. 37-40. (in Russian).
- [5] Ivanov, S.I., Pavlov, V.F., (1973) Vliyaniye ostatochnykh napryazhenij na vynoslivost' nenaklyopannogo materiala [The influence of residual stresses on the endurance of materials without work hardening]. Voprosy prikladnoy mekhaniki v aviacionnoy tekhnike. Kujbyshev: KuAI [Problems of applied mechanics in aircraft engineering. Kuibyshev Aviation Institute], issue 66, pp. 70-73. (in Russian).
- [6] Shkol'nik, L.M., Devyatkin, V.P., (1950) Povysheniye prochnosti shesteryon drobestruynym naklyopom [The increase of gear wheels strength by shot peening]. Vestnik mashinostroyeniya [Mechanical Engineering Bulletin], no.12, pp. 7-12. (in Russian).
- [7] Turovskiy, M.L., Novik, R.A., (1970) Uprochyayuschaya obkatka rolikami stal'nykh detaley [Hardening rolling of nitrated steel parts]. Vestnik mashinostroyeniya [Mechanical Engineering Bulletin], no.1, pp. 39-42. (in Russian).
- [8] Kudryavtsev, P.I., (1982) Nerasprostranyayushchiesya ustalostnye treshchiny [Non-propagating fatigue cracks]. Moscow: Mashinostroyeniye (Mechanical Engineering), 171 pp. (in Russian).
- [9] Serensen, S.V., Kogayev, V.P., Shneyderovich, R.M., (1975) Nesutchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost' [Carrying capacity and strength analysis of machine elements]. Moscow: Mashinostroyeniye (Mechanical Engineering), 488 pp. (in Russian).
- [10] Pavlov, V.F., (1986) O svyazi ostatochnykh napryazhenij i predela vynoslivosti pri izgibe v usloviyah koncentracii napryazhenij [On connection between residual stresses and endurance limit under bending in stresses concentration conditions]. Izvestiya vusov. Mashinostroeniye [Universities News. Mechanical Engineering], no. 8, pp. 29-32. (in Russian).
- [11] Ivanov, S.I., Shatunov, M.P., Pavlov, V.F., (1974) Vliyaniye ostatochnykh napryazhenij na vynoslivost' obraztsov s nadrezom [The influence of residual stresses on the endurance of notched specimens]. Voprosy prochnosti elementov aviacionnykh konstruktsiy. Kujbyshev: KuAI [Problems of aircraft constructions elements strength. Kuibyshev Aviation Institute], issue 3, pp. 88-95. (in Russian).

- [12] Pavlov, V.F., Kirpichev, V.A., Vakulyuk, V.S., (2012) Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverhnostno uprochnyonnyh detalej po ostatochnym napryazheniyam [The prediction of surface hardened parts fatigue resistance by residual stresses]. Samara: Izdatel'stvo SNC RAN [Samara: Samara scientific centre Publishing House of the Russian Academy of Sciences], 125 pp. (in Russian).
- [13] Ivanov, S.I., (1971) K opredeleniyu ostatochnykh napryazhenij v cilindre metodom kolec i polosok. Ostatochnye napryazheniya [On determination of residual stresses in cylinder by rings-and-stripes method. Residual stresses]. Kuibyshev: KuAI [Kuibyshev Aviation Institute], issue 48, pp. 179-183. (in Russian).
- [14] Sazanov, V.P., Chirkov, A.V., Semenova, O.Yu., Ivanova, A.V., (2012) Modelirovanie ostatochnogo napryazhyonnogo sostoyaniya detali v usloviyah koncentracii napryazhenij s ispol'zovaniem programmnoho kompleksa PATRAN/ NASTRAN [The residual strain state of parts modeling under stress concentration conditions using the calculation program complex NASTRAN/PATRAN]. Vestnik SamGTU [Samara State Technical University bulletin. Part: technical sciences], no. 1 (33), pp. 106-114. (in Russian).
- [15] Radchenko, V.P., Pavlov, V.F., (2011) Naibol'shaya velichina sjimayutschych ostatochnykh napryazhenij pri poverhnostnom uprochnenii detalej [The maximum of compressive residual stresses under surface hardening of parts]. Trudy MNTK «Prochnost' materialov i elementov konstrukcij». Kiev: IPP im.G.S. Pisarenko NANU [Proceedings of the International Scientific Technical Conference "Strength of materials and structural elements". Kiev: The G.S. Pisarenko Strength Problems Institute of the Ukraine Academy of Sciences], pp. 354-357. (in Russian).
- [16] Filatov, E.Ya., Pavlovsky, V.E., (1985) Universal'niy complex mashin dlya ispytaniya materialov i konstruktzij na ustalost' [Universal machine complex for fatigue tests of materials and structures]. Kiev: Naukova Dumka [Kiev: Scientific Thought], 92 pp. (in Russian).
- [17] Kirpichyov, V.A., Bukaty, A.S., Filatov, A.P., Chirkov, A.V., (2011) Prognozirovanie predela vynoslivosti poverhnostno uprochnyonnyh detalej pri razlichnoj stepeni koncentracii napryazhenij [The prediction of hardened parts endurance limit under stresses concentration various degree]. Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviacionnogo tekhnicheskogo universiteta [Ufa State Aviation Technical University bulletin], vol. 15, no.4 (44), pp. 81-85. (in Russian).

КАФЕДРА АСЭУ САМАРСКОГО УНИВЕРСИТЕТА – ОТ ОСНОВОПОЛОЖНИКОВ ДО НАШИХ ДНЕЙ. К СОРОКАЛЕТИЮ КАФЕДРЫ

Быстров Н.Д.

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

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

bystrof-nd@ya.ru

Созданная в 1982 году кафедра автоматических систем энергетических установок усилиями профессора Шорина Владимира Павловича, ныне действительного члена Российской академии наук, к настоящему моменту превратилась в мощный учебно-научный центр, в котором учебный процесс сочетается со значительными научными исследованиями, ведется не только подготовка бакалавров, магистров, специалистов, но и кадров высшей квалификации. В 2010 году руководство кафедрой перешло к профессору Шахматову Евгению Владимировичу, ныне академику РАН и с 2019 года научному руководителю Самарского университета. Кафедра располагает мощной учебной лабораторной и научно-исследовательской базой. За сорок лет подготовлено 62 кандидата технических наук и 18 докторов технических наук. Преподаватели кафедры активно участвуют в научных конференциях и публикуют статьи в научных журналах. По инициативе кафедры, начиная с 2012 года, проведено шесть научных конференций по динамике и виброакустике машин с международным участием. Создан научный журнал «Динамика и виброакустика». Проводится интенсивная профориентационная работа с абитуриентами и школьниками. Кафедра формирует новые образовательные программы и осуществляет модернизацию учебных планов. Таким образом, деятельность кафедры позволяет готовить молодые кадры не только для нужд Самарского региона, но и научных центров и предприятий страны в целом.

Ключевые слова: преподавательский корпус, учебные дисциплины, направления подготовки, основатели кафедры, научные школы, основные научные достижения, материальная база кафедры, монографии и учебные пособия

1. Истоки

В 1982 году 16 сентября в Куйбышевском авиационном институте на факультете «Двигатели летательных аппаратов» была создана кафедра «Автоматические системы энергетических установок» (АСЭУ) (Приказ по КуАИ № 273-а-о). Основу ее составил выделенный из кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов цикл «Автоматика и регулирование двигателей», а также «Отдел динамики трубопроводных систем» из ОНИЛ-1 и НИГ кафедры физики. Располагалась новая кафедра в начале в корпусе № 5 на 5 этаже в двух небольших комнатах. Основателем кафедры и ее

заведующим до 2010 года являлся профессор, д.т.н. Владимир Павлович Шорин, ставший академиком РАН в 1991 году. В штат преподавателей новой кафедры вошли доценты Ю.С. Анисимкин, А.Г. Гимадиев, А.Е. Жуковский, О.А. Журавлев, Е.А. Изжеуров, ст. преподаватель Ю.А. Балашевич и ассистент А.Г. Конев. В качестве совместителей к учебной работе были привлечены ведущие специалисты отрасли: главный конструктор КБАС А.В. Кислицев, главный конструктор КБ «Арматурпроект» В.М. Квасов. Первым заместителем заведующего кафедрой с 1982 по 1986 гг. работал доцент А.Е. Жуковский. Жуковского А.Е. на посту заместителя заведующего кафедрой в 1987 году сменил доцент Мордасов В.И., который исполнял

обязанности заместителя вплоть до 1991 года. После 1982 г. коллектив кафедры пополнялся новыми преподавателями. В те далекие годы к.т.н., а ныне академик РАН, д.т.н., профессор Шахматов Евгений Владимирович пришёл на преподавательскую работу в 1985 году после окончания аспирантуры и защиты

кандидатской диссертации, а с 1991 года по 2010 г. являлся заместителем заведующего кафедрой. В настоящее время Е.В. Шахматов является заведующим кафедрой АСЭУ и научным руководителем Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королёва.



Рисунок 1. Состав кафедры АСЭУ в 1984 г. (2 года кафедре АСЭУ)

2. Подготовка специалистов

Подготовка специалистов велась в те годы на двух учебных циклах: «Автоматика» и «Лазерные системы». Первоначально деятельность цикла «Автоматика» была связана с преподаванием теории автоматического управления и автоматики авиационных и ракетных двигателей. Позднее, в 1990 году была открыта специализация «Агрегаты автоматики ДЛА», был разработан и освоен ряд новых дисциплин: «Конструкция и проектирование агрегатов», «Системы летательных аппаратов», «Электронные системы управления», «Автоматизация проектирования агрегатов и систем», «Испытания агрегатов», «Автоматизация испытаний агрегатов», «Моделирование процессов в системах пневмогидроавтоматики».

Следует отметить, что большую роль в становлении вычислительной культуры на кафедре сыграл инженер Юрий Кузьмич Перлов. В прошлом кадровый военный специалист в 1985 году после выхода на пенсию пришёл на кафедру и возглавлял вычислительную группу вплоть до 1999 года, что позволило успешно внедрять в учебный процесс аналоговую и цифровую вычислительную технику.

В 1999 году начал расширяться список специальностей: была организована подготовка по специальности 15.08.02 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». С 1982 по 1999 год цикл «Автоматика» возглавлял профессор А.Г. Гимадиев. Благодаря его усилиям и активности были налажены прочные контакты с руководством и членами УМО по специальности 15.08.02. К преподаванию учебных дисциплин были привлечены высококвалифицированные

специалисты: главный конструктор ЗАО ВКБ РКК «Энергия» д.т.н., профессор С.А. Петренко и главный инженер ОАО «Агрегат», заслуженный конструктор России, к.т.н., доцент Ю.И. Кондрашов. В силу увеличения учебной нагрузки цикл пополнился новыми преподавателями: к.т.н., доцент А.Ф. Малеев; д.т.н., профессор В.И. Санчугов; к.т.н., доцент А.Н. Крючков; к.т.н., доцент Г.В.Шестаков; к.т.н., доцент В.В. Леньшин, который возглавлял цикл

«Автоматика» в 1999-2002 годах. В эти же годы в состав кафедры АСЭУ с кафедры высшей математики, на которой он продолжил работу после защиты кандидатской диссертации, вернулся доцент В.Я. Свербилов, Следует отметить, что В.Я. Свербилов начал работу в КуАИ инженером кафедры конструкции двигателей в 1972 г. С 2002 года и по настоящее время цикл «Автоматика» возглавляет д.т.н., профессор А.Н. Крючков.



Рисунок 2. Состав кафедры АСЭУ в 1997 г. (15 лет кафедре АСЭУ)

3 Методическая работа, творческий рост сотрудников, привлечение к сотрудничеству известных ученых

С момента создания преподаватели кафедры активно участвовали в подготовке учебников с грифом УМО, монографий, методической литературы с обязательным изданием через редиздат вуза. В первые годы работы кафедры наиболее значимый вклад в этом направлении работы внесли А.Е. Жуковский, А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов, О.А. Журавлев и ряд других преподавателей. В настоящее время методическая работа стала нормой для всех преподавателей.

С начала двухтысячных годов на кафедре подрастали молодые кандидаты наук: А.Б. Прокофьев, Н.А. Сазонникова, А.В. Ивченко, С.Ю. Комаров, Г.М. Макарьянц, А.А. Иголкин, М.С. Гаспаров, В.Н. Илюхин,

С.А. Богданов, М.А. Гимадиев, Л.В. Родионов, Т.Б. Миронова, В.М. Решетов, С.А. Гафуров, А.И. Сафин, Д.М. Стадник, многие из которых затем становились молодыми преподавателями. Четверо преподавателей из указанного выше списка (А.Б. Прокофьев, Н.А. Сазонникова, Г.М. Макарьянц и А.А. Иголкин) защитили с 2008 по 2018 годы докторские диссертации.

Необходимо отметить, что кафедра АСЭУ послужила базой для последующего роста ряда преподавателей. Прокофьев А.Б. с 2010 года и по настоящее время успешно работает первым проректором – проректором по научно-исследовательской работе, а с 2018 года возглавляет кафедру теории двигателей. Макарьянц Г.М. с 2021 года становится заведующим кафедрой эксплуатации авиационной техники. Родионов Л.В. с 2018 становится руководителем отдела сопровождения

научных исследований университета, сочетая указанную должность с работой на кафедре.

Специальность по лазерной технике в эти годы также успешно развивалась благодаря инициативе и непосредственному участию профессора В.П. Шорина, а также большой работе ответственного за лазерную технику по кафедре профессора О.А. Журавлева, и претерпевала ряд организационных преобразований. По инициативе О.А. Журавлева в учебный процесс внедрялись

дисциплины, посвященные углубленному изучению теории лазерных процессов и применению лазеров для решения прикладных задач в авиадвигателестроении и ракетной технике. Широкое внедрение спекл-интерферометрии в курсовом и дипломном проектировании не оказалось не замеченным: работы О.А. Журавлева были представлены широкой аудитории, в том числе на страницах журнала «Российский космос».



Рисунок 3. Состав кафедры АСЭУ в 2007 г. (25 лет кафедре АСЭУ)

В 1988 году специальность «Лазеры» была преобразована в специальность 13.12.00 «Лазерные системы». Лидирующая роль нашего университета в подготовке инженеров-механиков по лазерным установкам была признана Госкомитетом РФ по высшему образованию, доверившим кафедре АСЭУ в 1994 году разработку Российского стандарта специальности 13.12.00 «Лазерные системы». Начиная с 1995 года специальность «Лазерные системы» была адаптирована к нуждам ракетно-космической техники и получила новое название 200202 «Лазерные системы в ракетной технике и космонавтике». С 1982 года и до 2005 года циклом «Лазерные системы» руководил профессор О.А. Журавлев, который активно решал вопросы

укрепления учебной, методической, научной базы и взаимодействия с предприятиями. С 2005 года по 2012 год руководство лазерным циклом осуществлял д.т.н., профессор Н.Д. Быстров. С 2012 года вплоть до передачи лазерной специальности на радиотехнический факультет в 2013 году руководство циклом осуществлял д.ф.-м.н., профессор В.П. Захаров, который вошел в коллектив кафедры в 2000 году. В настоящее время профессор В.П. Захаров возглавляет кафедру лазерных и биотехнических систем. В том же 2013 г. на кафедру лазерных и биотехнических систем перешли сотрудники лазерного цикла кафедры АСЭУ: доцент В.Н. Гришанов; к.т.н. А.Л. Муркин; к.т.н. П.Е. Тимченко; к.т.н. Е.В. Тимченко; зав. учебной

лабораторией инженер Г.А. Киреев и аспирант Н.В. Трегуб.

История кафедры АСЭУ будет не полной, если не вспомнить, что в 80-90-е годы на работу на кафедру по совместительству были привлечены известные в стране и за рубежом специалисты в области лазерной физики и техники, научные сотрудники Самарского филиала ФИАН: к.ф.-м.н. В.Д. Николаев и

к.ф.-м.н. А.А. Шепеленко, которые внесли ощутимый вклад в дело методического обеспечения и укрепления специальности. На лазерном цикле преподавали известные специалисты конструкторских бюро: лауреат премии Правительства РФ, к.т.н., доц. Ю.Н. Шапошников (ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, ныне ПАО КУЗНЕЦОВ) и к.ф.-м. н., доц. А.В. Крутиков (ГУП «КБАС»).



Рисунок 4. Состав кафедры АСЭУ в 2012 г. (30 лет кафедре АСЭУ)

4 Филиалы кафедры и рост материально-технической оснащенности кафедры

В конце 80-х годов в КБАС и НПО «Энергия» были созданы филиалы кафедры, которые укрепили связи кафедры с производством. В двухтысячные годы произошло значительное укрепление материально-технической базы кафедры. Так, например, в 2006-2008 годах в рамках приоритетного национального проекта «Образование» материальная база цикла «Автоматика» была переоснащена новейшим измерительным и стендовым оборудованием, освоены новые программные средства численного моделирования гидрогазодинамики и акустики потоков (ANSYS CFX, STAR-CD, VIRTUALLAB), а также автоматизированного проектирования агрегатов.

В те же годы по линии национального проекта «Образование» для цикла «Лазерные системы» кафедры были приобретены уникальные лазерные установки Rofin DC010 и StarWeld, что позволило поддерживать высокие стандарты инженерного образования в сфере лазерных систем и технологий.

5 Современные направления подготовки

Фундаментальность подготовки, умение искать и находить оригинальные проектные решения, хорошая компьютерная подготовка в области автоматизированного проектирования элементов и систем энергетических установок – вот что отличает выпускников кафедры. Кафедра АСЭУ всегда стремилась быть лидирующей кафедрой не только в родном университете, но и в Российской Федерации в целом, поэтому в 2011 г. в соответствии с

современными требованиями промышленности кафедра стала готовить студентов по направлению «Технологические машины и оборудование» в рамках современной двухуровневой системы подготовки высококвалифицированных кадров, включающей бакалавриат и магистратуру.

В 2014 году кадровый состав кафедры пополнился новыми преподавателями: д.т.н., профессор Балакин В.Л.; д.т.н., профессор Матюнин С.А.; к.т.н., доцент Федотов Ю.А. В течение ряда лет несколько докторов наук из числа преподавателей кафедры работало в специализированных диссертационных советах: В.П. Шорин, Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков, А.Г. Гимадиев, А.Б. Прокофьев, В.Л. Балакин, Н.Д. Быстров, Г.М. Макарьянц. Дальнейшим развитием учебного процесса стало освоение новых высококвалифицированных отечественными предприятиями направлений подготовки по мехатронике, робототехнике и автоматизации технологических процессов и производств. Одними из активных проводников идей робототехники в учебный процесс являются доцент В.Н. Илюхин и профессор С.А. Матюнин.

В настоящее время кафедра ведет подготовку студентов института двигателей и энергетических установок по направлениям:

бакалавриат

– 13.03.03 «Энергетическое машиностроение» (21 рабочая программа), профиль «Агрегаты и системы управления»;
– 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств» (23 рабочие программы), профили «Искусственный интеллект в автоматизации» (совместно с институтом информатики и кибернетики) и «Мехатронные и робототехнические комплексы»;

магистратура

24.04.05 «Двигатели летательных аппаратов» (6 рабочих программ по состоянию на 2020 г.), программа «Мехатронные пневмогидравлические агрегаты и системы»;

аспирантура

– 01.06.01 Математика и механика (2 рабочие программы);
– 09.06.01 Информатика и вычислительная техника;
– 24.06.01 Авиационная и ракетно-космическая техника.

Предусматривается учебная интеграция по подготовке магистров с университетами г. Лаппеенранта, Финляндия (Лаппеенрантский технологический университет) и г. Санкт-Петербурга (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого).

Выпускники кафедры способны решать комплексные задачи автоматизации современного производства. Подготовка ведётся с использованием учебного оборудования мирового уровня. Сегодня ни один вуз Поволжья не готовит подобных специалистов, востребованных во всех отраслях промышленности

6 Задачи, решаемые на кафедре, при новом статусе университета

Переход университета в категорию НИУ, состоявшийся в 2009 году, поставил перед университетом и кафедрой очень серьезные задачи. Необходимо было решать не только проблемы оснащения современным исследовательским оборудованием, быстродействующими компьютерами, программным обеспечением, а также обеспечить подготовку кадров высшей квалификации и обеспечить переход к системе образования через научные исследования. Причём углубленное изучение новых дисциплин достигается, как показала практика, когда студент и преподаватель осуществляют совместную исследовательскую работу, применяя современные методы творческой деятельности. Важно отметить: опыт последних лет свидетельствует, что такая учеба лучше всего осуществляется, когда на кафедре уже существуют научные школы, признанные далеко за пределами университета, и формируются новые научные направления. При этом необходимо внимательно следить за трендами развития страны и формировать

образовательные программы по перспективным направлениям подготовки выпускников высшей школы, которые гарантированно смогут найти себе достойное применение.

7 Научный рост сотрудников

На кафедре с момента ее создания работает аспирантура, в которой обучались и успешно защитили диссертации многие сотрудники кафедры. Первыми были Е.В.

Шахматов, В.Я. Свербилов, А.Н. Головин, А.Г. Конев, А.В. Артюхов, Г.В. Шестаков и другие. На протяжении 40 лет работы кафедры состоялось 18 защит докторских и 62 защиты кандидатских диссертаций. К настоящему моменту на кафедре работает более двух десятков преподавателей, в числе которых два академика РАН, десять профессоров – докторов наук, двенадцать доцентов – кандидатов наук и пять старших преподавателей и ассистентов. На кафедре обучается двадцать аспирантов.



Рисунок 5 – Состав кафедры АСЭУ в 2022 г. (40 лет кафедре АСЭУ)

8 Создание научного журнала «Динамика и виброакустика»

В 2012 году кафедра АСЭУ явилась инициатором создания журнала «Динамика и виброакустика», который является официальным изданием Самарского университета (первым ответственным по кафедре был назначен к.т.н. С.А. Гафуров).

Основными целями издания журнала являются:

- стимулирование дискуссий, формирование научно-информационной среды и распространение идей в области динамики и виброакустики машин;
- публикация результатов научно-исследовательских работ, теоретических и экспериментальных исследований, выполняемых в Самарском университете и других высших учебных заведениях, научно-исследовательских институтах,

учреждениях, российских и зарубежных организациях, а также результатов исследований, выполненных по личной инициативе авторов;

- публикация статей, освещающих современное состояние отдельных проблем науки и техники; публикация материалов научных конференций, симпозиумов, совещаний и информации о российских и зарубежных научных школах;

- освещение результатов внедрения в производство научных работ, передового отечественного и зарубежного научно-технического опыта.

В журнале «Динамика и виброакустика» в основном публикуются материалы, относящиеся к отраслям физико-математических, химических, технических и медицинских наук. К опубликованию в журнале «Динамика и виброакустика»

принимаются статьи по следующим научным тематикам:

1. Фундаментальные задачи в динамике и виброакустике машин;
2. Вибрации и проблемы демпфирования;
3. Моделирование динамических и виброакустических процессов;
4. Подавление колебательных процессов и шума;
5. Динамика и регулирование систем;
6. Мехатроника, мехатронные системы;
7. Аэро- и гидроакустика.

В настоящее время ведется активная работа по соисканию журналом статуса научного журнала ВАК.

9 Международное сотрудничество и конференции по динамике и виброакустике

Усилиями сотрудников кафедры, начиная с 2012 года, проведено шесть научно-технических конференций с международным участием по “Динамике и виброакустике машин”, которые проходили в г. Самара (DVM 2012, 2014, 2016, 2018, 2020, 2022). Труды второй конференции изданы в 2015 году. Сборник статей третьей конференции на английском языке издан в начале 2017 года. Труды конференции 2020 года опубликованы в библиотеке IEEE. Нельзя не сказать о международных связях кафедры, которые стали особенно актуальны в последнее десятилетие. Международное сотрудничество кафедры АСЭУ началось в октябре 1991 года с дружеского визита делегации СГАУ (Е.В. Шахматов, В.Г. Шахов, В.Я. Свербилов, Д.Е. Чегодаев) в Пекинский аэрокосмический институт и параллельного участия в работе Первого международного симпозиума по гидроприводу и системам управления (1st International Symposium on Fluid Power Transmission and Control). В ходе визита были прочитаны лекции и проведены семинары в университете, установились тесные научные контакты с иностранными учёными и специалистами. Однако первая зарубежная стажировка сотрудника кафедры АСЭУ состоялась задолго до возникновения самой кафедры.

Ее проходил в 1974 году будущий основатель кафедры В.П. Шорин в Белградском университете (Югославия). С тех пор началось активное участие сотрудников кафедры в международных конференциях по гидроприводу и виброакустике, которые регулярно проходят в Англии, Германии, Китае, США, Швеции, Финляндии, Японии. Это позволило значительно расширить и укрепить международные связи, получить доступ к информационным ресурсам, определить перспективные направления сотрудничества. В результате установилось долгосрочное сотрудничество в области образовательных и научных интересов кафедры с рядом зарубежных университетов. С 2006 года развивается сотрудничество с университетом г. Бат (Великобритания). Выполнено два совместных проекта. В рамках проекта 2007-2008 годов по программе BRIDGE десять сотрудников кафедры прошли кратковременные стажировки (до трёх месяцев) в Центре гидропривода и управления движением университета г. Бат, прослушали курсы повышения квалификации, участвовали в работе международного симпозиума. В то же время делегация университета г. Бат побывала с кратким визитом в СГАУ, в ходе которого обсуждались перспективы научного сотрудничества. В 2011-13 годах выполнен совместный проект «Разработка и исследование энергетически эффективных методов и средств управления гидроприводом мобильных объектов с участием Университета г. Бат, Великобритания» при финансовой поддержке правительств обеих стран. В 2014 году налажено сотрудничество в области науки и образования с Лаппеенрантским технологическим университетом (ЛТУ, Финляндия). Подписаны соглашения о двойных дипломах магистров и PhD по направлению «Мехатронные системы и агрегаты». По этому договору два сотрудника кафедры (С.А. Гафуров и П.И. Грешняков) прошли полугодовую стажировку в ЛТУ. Гафуров С.А. в 2017 году защитил диссертацию в Технологическом университете города

Лаппеенранта (Финляндия) и получил степень PhD.

В 2016 году подписано соглашение о создании совместной российско-финско-американской лаборатории «Интеллектуальный гидропривод, мехатроника и робототехника» между Самарским университетом, Лаппеенрантским технологическим университетом (Финляндия) и университетом Пурдью (США). Такое сотрудничество позволит более рационально использовать стендовое оборудование партнеров в рамках совместных работ.

10 Динамика кадрового состава

Динамика изменения кадрового состава кафедры за последние пять лет иллюстрируется таблицей №1.

Таблица 1 – Динамика изменения кадрового состава кафедры за последние пять лет

Годы	2017	2020	2022
Профессора	9	8	10
Доценты	10	11	12
Старшие преподаватели и ассистенты	7	4	5
Преподаватели с учёными степенями, званиями	21	19	23
Всего преподавателей	26	22	27

11 Основные научные направления

Основные научные направления работы кафедры:

1. Динамика трубопроводных систем (руководитель – академик РАН, профессор В.П. Шорин);

2. Виброакустика машин (руководитель – академик РАН, научный руководитель Самарского университета д.т.н., профессор Е.В. Шахматов);

3. Моделирование гидрогазовых систем (руководитель – д.т.н., профессор Самарского университета А.Г. Гимадиев);

4. Технологии акустических испытаний (руководитель – д.т.н., профессор Самарского университета В.И. Санчугов);

5. Акустика гидрогазовых систем машин и энергетических установок (руководитель – д.т.н., профессор Самарского университета А.Н. Крючков);

6. Активные методы снижения шума и вибрации (руководитель – д.т.н., профессор Самарского университета Г.М. Макарьянц).

За последние пять лет с 2017 года сформировались новые научные направления работы кафедры:

1. Исследование и снижение колебаний давления и гидродинамического шума в пневмогидравлических системах различного назначения;

2. Исследование элементов и систем активной виброизоляции;

3. Исследование методик нейросетевой идентификации элементов систем автоматического управления газотурбинного двигателя;

4. Исследование виброакустических процессов в изделиях машиностроения;

5. Элементы и устройства систем измерения, контроля и управления:

- оптические, волоконно-оптические и электромагнитные датчики;

- электронные трансиверы;

- программное обеспечение микропроцессорных систем для задач измерения, контроля и управления исполнительными органами подвижных робототехнических систем и технологических процессов;

- цифровые измерительные системы.

Из приведённого списка направление под номером пять сформировано в связи с организацией в 2017 НИЛ-53 – Научно-исследовательской лаборатории электронного приборостроения и автоматизации (руководитель профессор С.А. Матюнин).

12 Основные публикации сотрудников кафедры

За последние годы изданы монографии:

– Шорин В.П., Шахматов Е.В., Головин А.Н. и др. Формирование динамических свойств трубопроводных цепей: монография / Н. Д. Быстров, А. Г. Гимадиев, А.Н. Головин, В. И. Санчугов, В. Я. Свербилов, Е. В. Шахматов, В. П. Шорин. Под ред. В. П. Шорина; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Самар. нац. исслед. ун.-т– Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2020. – 328 с.

– Санчугов В.И. Очистка внутренних поверхностей трубопроводов и агрегатов гидравлических и топливных систем: монография. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2018. – 360 с.

– Санчугов В.И. Испытания гидрооборудования: монография. – Самара: Издательство Самарского федерального исследовательского центра РАН, 2020. – 262 с.

– Матюнин С.А. Волоконно-оптические датчики с закрытым оптическим каналом: монография / С. А. Матюнин, М. В. Степанов, О. Г. Бабаев. – Самара: Инсома-пресс, 2020 – 249 с.

– Санчугов В.И. Автоматика и управление энергетическими установками с газотурбинным приводом: учебник / В.И. Санчугов, Е.В. Шахматов. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 260 с.

В общей сложности за время существования кафедры издано 50 учебных пособий и 24 монографии.

13 Ведущие научные школы и руководители

За время работы кафедры АСЭУ сложились две ведущие научные школы: школа академика РАН В.П. Шорина и школа член-корреспондента РАН, а с июня 2022 года академика РАН Е.В. Шахматова. К настоящему времени подготовлено около 550 специалистов, бакалавров и магистров в области двигателестроения и гидропневмоавтоматики, а также около 330 специалистов в области лазерных систем. Как уже было отмечено, защищено 62 кандидатских и 18 докторских диссертаций.

Краткая история кафедры будет неполной, если не отдать дань уважения заслугам руководителей кафедры.

Академик РАН ВЛАДИМИР ПАВЛОВИЧ ШОРИН

Заведующий кафедрой «Автоматические системы энергетических установок» с 1982 по 2010 год. Ректор КуАИ с 1988 по 1990 год. Депутат Верховного совета РСФСР первого созыва (1990 год). Инициатор и проводник закона об образовании (1990 год). В 1991 году В.П. Шорин становится академиком РАН по Отделению энергетики, машиностроения, механики и процессов управления.

Общий список научных трудов В.П. Шорина включает свыше 400 печатных работ, в том числе более 70 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Им были подготовлены 18 кандидатов и 7 докторов наук.

Ниже приведены награды и почётные звания Шорина В.П., свидетельствующие о признании его научных трудов.

1989 г. Орден Трудового Красного Знамени.

1989 г. Почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники РФ».

1992 г. Почётная грамота Верховного Совета РСФСР. 1992 г. В составе группы ученых за работу «Разработка и внедрение интегральных лазерных и плазменных технологий, создание изделий новой техники авиационного и космического назначения» В.П. Шорин удостоен Государственной премии России в области науки и техники.

С 1994 года по 2019 год академик В. П. Шорин являлся председателем Президиума СамНЦ РАН. Под руководством В. П. Шорина разработаны руководящие технические материалы авиационной техники, регламентирующие единую методологию проектирования устройств подавления колебаний в гидрогазовых и топливных системах летательных аппаратов и двигателей, что позволило значительно сократить сроки доводки изделий. Созданные гасители колебаний и корректирующие устройства обеспечили работоспособность гидравлических систем самолётов, гидросистем агрегатов привода рулевых машин ракет-носителей, топливных систем авиационных двигателей.

1999 г. Лауреат премии Правительства РФ в области науки и техники. 1999 г. Орден «Почета».

1999 г. Почетный доктор Пекинского технологического института (Китай).

2001 г. В.П. Шорин в составе коллектива авторов стал лауреатом Губернской премии за создание регионального центра высокопроизводительной обработки информации.

2004 г. Премия Президента Российской Федерации в области образования.

2006 г. Лауреат конкурса государственной поддержки ведущих научных школ. В.П. Шорин выполнял обязанности исполнительного директора Федеральной целевой программы «Государственная поддержка интеграции фундаментальной науки и высшего образования на 1997-2000 годы», имевшей статус президентской. Его деятельность на этом посту во многом способствовала оживлению научных исследований в вузах страны и академических институтах по подготовке высококвалифицированных кадров для фундаментальной науки.

Общественная деятельность В.П. Шорина не менее многогранна. В.П. Шорин выполняет многие общественные обязанности как член научного совета при Совете безопасности РФ, член комиссии по Государственным премиям РФ, член ВАК РФ, член научно-технического совета Минобрнауки РФ, член комиссии РАН по работе с молодежью, председатель регионального экспертного совета РФФИ, заместитель председателя комиссии по присуждению Губернских премий и грантов в области науки и техники. В.П. Шорин является членом бюро Отделения энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН.

В настоящее время академик Шорин Владимир Павлович является научным руководителем Отдела динамики и управления движением Самарского федерального исследовательского центра Российской академии наук.

Академик РАН **ЕВГЕНИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ ШАХМАТОВ**

Ректор СГАУ с 2010 года по 2019 год, директор Института акустики машин,

заведующий кафедрой «Автоматические системы энергетических установок», научный руководитель Самарского университета с 2019 года.

С 1971 года жизнь Е.В. Шахматова связана с КуАИ-СГАУ, а ныне Самарским университетом.

Выпускник моторостроительного факультета Куйбышевского авиационного института имени академика С.П.Королева (КуАИ), диплом с отличием – 1977 год.

В 1984 году окончил аспирантуру КуАИ и защитил диссертацию на соискание учёной степени кандидата технических наук.

С 1985 года начал активно работать в области развития теории взаимодействия пульсаций рабочей среды с колебаниями механических элементов в гидромеханических системах, изучения процессов формирования виброакустических полей в гидромеханических системах и их взаимодействия с внешней средой.

В 1993 году защитил диссертацию на соискание учёной степени доктора технических наук, результаты которой легли в основу ряда монографий.

Развивая работы в области снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических и пневматических системах, Е.В. Шахматов с учениками и сподвижниками создал теоретическую и экспериментальную базу для фундаментальных и прикладных исследований. Шахматов Е.В. признан основателем нового научного направления по виброакустике машин.

Под его руководством защищены 4 докторские диссертации и 14 кандидатских. Е.В. Шахматовым самостоятельно и в соавторстве опубликовано более 400 научных трудов, в том числе 14 монографий, 14 учебных пособий, более 40 изобретений и патентов, подготовлено 5 руководящих технических материалов авиационной техники.

Е.В. Шахматов является членом редакционных коллегий журналов, входящих в перечень ВАК: «Известия Самарского научного центра РАН», «Известия вузов. Авиационная техника»,

«Машиностроение и инженерное образование», «Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение» (главный редактор), «Динамика и виброакустика» (главный редактор).

Е.В. Шахматов также является ответственным редактором сборников научных трудов, членом и председателем оргкомитетов всероссийских и международных научно-технических конференций. Он был членом экспертного совета ВАК Минобрнауки России по машиностроению, сейчас является членом Совета по грантам Президента РФ для поддержки молодых учёных и по государственной поддержке ведущих научных школ РФ, председателем двух диссертационных советов.

В институте акустики машин, который Е.В. Шахматов возглавляет более 20 лет, он сформировал научную школу по виброакустике, где в настоящее время работают 8 докторов и 15 кандидатов наук, докторанты, аспиранты, молодые специалисты и студенты старших курсов.

С 2012 года за 5 лет под его руководством в университете созданы современные центры коллективного пользования, где разрабатываются перспективные технологии проектирования, производства и доводки изделий аэрокосмической техники с использованием мощностей суперкомпьютера «Сергей Королёв». Это позволило создать группировку из трёх малых космических аппаратов, два из которых запущены с космодрома «Восточный» ракетой «Союз-2.1а».

Шахматов Е.В. – действительный член Академии наук авиации и воздухоплавания, Академии проблем качества, Академии космонавтики имени К.Э. Циолковского.

Научную и педагогическую деятельность Е.В. Шахматов сочетает с административной работой:

- с 1985 по 1990 год – заместитель декана факультета двигателей летательных аппаратов;
- с 1990 по 1997 год – декан того же факультета;

– с 1997 по 2005 год – проректор по научной работе, с 2005 по 2010 год – проректор по науке и инновациям;

– с 2010 года по настоящее время заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок;

– одновременно с 1997 года по настоящее время – директор института акустики машин, находящегося под научно-методическим руководством Отделения энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН.

Под руководством ректора Е.В. Шахматова в 2013 году университет вошёл в число 15-ти ведущих российских вузов, одержав победу в первом открытом конкурсе, объявленном Правительством РФ, с программой развития университета с 2013 по 2020 годы – программой повышения конкурентоспособности среди ведущих мировых научно-образовательных центров.

Награждён Орденом Дружбы в 1999 году за большой вклад в разработку и освоение новых видов специальной техники, в 2008 году стал лауреатом премии Правительства РФ в области науки и техники, в 2011 году ему присуждено звание заслуженного работника высшей школы РФ.

Победитель акции «НАРОДНОЕ ПРИЗНАНИЕ» в номинации «Открытие и созидание» – 2015 год.

В 2018 году награжден Орденом Почета РФ.

В июне 2022 года Е.В. Шахматов избирается академиком РАН по отделению энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН.

14 Благодарности

Автор благодарит сотрудников кафедры АСЭУ за предоставленные материалы и советы, которые помогли составить статью, посвящённую истории кафедры.

Список использованных источников

[1] Взлет. Сборник очерков: в 2-х т. Самара: СГАУ, Издательство «Учебная литература» – 2012. – Т.1. – 480 с.

[2] М.Ю. Анисимов. Академик Шорин Владимир Павлович и его школа/ авт.-сост. М.Ю. Анисимов, Н.Д. Быстров, А.Г. Гимадиев, Ю.Н. Лазарев, Е.В.

Шахматов [Под редакцией Е.В. Шахматова] – Самара: АНО «Изд-во СНЦ РАН», 2009.– 80 с.

[3] Интернет портал Самарского университета, 2016 г.

[4] Самарские ученые разработали глушитель шума, который поможет сберечь слух газовикам // ТАСС : [сайт]. – 2016. – URL: <http://www.tass.ru/tek/3784857> (дата обращения: 05.06.2012).

[5] Шорин, Владимир Павлович – Текст : электронный // Википедия, свободная энциклопедия,

: [сайт]. – 2022. – URL:

https://ru.wikipedia.org/wiki/Шорин,_Владимир_Павлович#Ссылки (дата обращения: 06.06.2022).

[6] Попов Д. Гиперболоид профессора Журавлева / Попов Д. – Российский космос, 2013, №3.– С. 19-21.

[7] Шорин В.П. Становление. (Автобиографическая повесть) / Шорин В.П. – Самара: АНО «Издательство СНЦ», 2018 г. –100 с.

DEPARTMENT OF AUTOMATIC SYSTEMS OF POWER PLANTS OF SAMARA UNIVERSITY - FROM FOUNDERS TO THE PRESENT DAYS. TO THE FORTY ANNIVERSARY OF THE DEPARTMENT

N.D. Bystrov

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086,
Russian Federation

bystrof-nd@ya.ru

Created in 1982, the Department of Automatic Power Plant Systems by the efforts of Professor Shorin Vladimir Pavlovich, now a full member of the Russian Academy of Sciences, has now turned into a powerful educational and scientific center, in which the educational process is combined with significant scientific research, not only bachelors, masters, specialists are trained, but also highly qualified personnel. In 2010, the leadership of the department passed to Professor Shakhmatov Evgeny Vladimirovich, now an academician of the Russian Academy of Sciences and since 2019 the scientific director of Samara University. The department has a powerful educational laboratory and research base. For forty years, 62 candidates of technical sciences and 18 doctors of technical sciences have been trained. Teachers of the department actively participate in scientific conferences and publish articles in scientific journals. At the initiative of the department, since 2012, six scientific conferences on the dynamics and vibration acoustics of machines with international participation have been held. The scientific journal "Dynamics and Vibroacoustics" was created. Intensive career guidance work is being carried out with applicants and schoolchildren. The department forms new educational programs and modernizes curricula. Thus, the activities of the department make it possible to train young personnel not only for the needs of the Samara region, but also for scientific centers and enterprises of the country as a whole.

Keywords: *teaching corps, educational disciplines, areas of training, founders of the department, scientific schools, basic scientific achievements, material base of the department, monographs and teaching aids, heads of the department*

References

- [1] Vzlet. Sbornik ocherkov: v 2-h tomah. [Takeoff. Collection of essays: in 2 volumes] Samara: SGAU, Izdatel'stvo «Uchebnaya literatura», 2012. – T.1. 480 p.
- [2] M.Yu. Anisimov. Akademik Shorin Vladimir Pavlovich i ego shkola [Academician Shorin Vladimir Pavlovich and his school]/ M.YU. Anisimov, N.D. Bystrov, A.G. Gimadiev, Yu.N. Lazarev, E.V. Shahmatov [edited by E.V. Shahmatov] – Samara: «SNC RAS Publ», 2009.– 80 p.
- [3] Internet portal of Samara University, 2016
- [4] Samara researchers have developed a noise muffler that will help preserve the hearing of gas employees URL: <http://www.tass.ru/tek/3784857>.
- [5] Shorin, Vladimir Pavlovich 2022. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Шорин,_Владимир_Павлович#Ссылки.
- [6] Popov D. Giperboloid professora Zhuravleva [Professor Zhuravlev's hyperboloid]/ Popov D. – Rossijskij kosmos, 2013, №3.– P. 19-21.
- [7] Shorin V.P. Stanovlenie. (Avtobiograficheskaya povest') [Becoming. (Autobiographical story)]/ SHorin V.P. – Samara: ANO «Izdatel'stvo SNC»,2018 –100 p.