



DYNAMICS AND VIBROACOUSTICS

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Том 8, №3 (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:

E.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).

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, вызывающим 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.

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

СТРУКТУРНЫЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ В ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Сундуков А.Е., Шахматов Е.В. 6

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ НА ШУМНОСТЬ И ВИБРОАКТИВНОСТЬ

Франтов А.А., Кизилов П.И. 12

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕГИСТРАЦИИ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД ПРИ ПОМОЩИ ПОМЕХОУСТОЙЧИВОГО ЦИФРОВОГО СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА ПАНОРАМНОГО ТИПА

Ивченко А.В., Сафин А.И. 20

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ЗАЗОРА В УПЛОТНЕНИИ ТУРБИНЫ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Иванов А.В. 31

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РУЛЕВОГО ПРИВОДА ПО ДИНАМИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Гареев А.М., Рыжкова Ю.П. 42

УДК 621.061.1.004.58

DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-3-6-11

СТРУКТУРНЫЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ В ОЦЕНКЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Сундуков А. Е.

ООО «ПКФ «ТСК»,

ул. Ново-Садовая, 381,
корп.1, этаж 3, Самара, 443125,
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

shakhm@ssau.ru

Диагностические признаки дефектов авиационных газотурбинных двигателей, построенные на интенсивности вибрации, обладают рядом недостатков. Достаточно значительна погрешность оценки интенсивности. Перестановка двигателя со стенда на объект приводит к росту интенсивности вибрации, что невозможно учесть при разработке методик диагностики в условиях завода-изготовителя двигателя. Известные безразмерные дискриминанты имеют, как правило, достаточно сложную структуру. В работе показана возможность использования структурных диагностических признаков в виде простого отношения двух параметров. На примере износа боковых поверхностей зубьев и величины бокового зазора редуктора турбовинтового двигателя показана возможность оценки его технического состояния по параметрам вибрации и сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов.

Ключевые слова: турбовинтовой двигатель; редуктор; износ зубьев; боковой зазор; структурные диагностические признаки

1 Введение

Редуктора авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) являются наиболее напряжёнными их узлами. Это требует обеспечения периодического, а лучше непрерывного контроля их технического состояния. Общеизвестно, что наиболее эффективным среди безразборных методов контроля роторных машин является виброакустическая диагностика [1,2]. Подавляющее число известных диагностических признаков их дефектов строятся на использовании интенсивностей вибрационных процессов. Погрешность измерений вибрационных процессов авиационных ГТД весьма существенна (до 15% согласно ГОСТ 26383–84 [3]). Кроме того, следует учитывать ряд других факторов. Как правило, разработка методик диагностики ведётся на экспериментальном

материале, полученном в условиях испытательного стенда завода-изготовителя двигателя, а их использование осуществляется в условиях эксплуатации на объекте. Однако, как показано в ряде работ, перестановка двигателя со стенда на объект приводит к существенному изменению интенсивности вибрации [4,5]. Решение данной проблемы требует проведения дополнительных работ по оценке коэффициентов пересчёта полученных данных. Это существенно увеличит соответствующие затраты и неизбежно внесёт дополнительные погрешности. Влияние достаточно большого количества факторов на диагностические признаки, построенные на интенсивности, подвигло ряд авторов на разработку безразмерных дискриминант [6-8]. Предлагаемые характеристики достаточно сложны в использовании. В работе [9] авторы

предлагают применять простые структурные диагностические признаки в виде отношения двух амплитуд, частоты к амплитуде, частоты к декременту и т. п. Их достоинство заключается в удобстве измерений и использования, практической независимости от многих погрешностей, так как оцениваются относительные величины. Настоящая работа посвящена оценке эффективности использования диагностических признаков в виде отношения двух параметров.

2 Постановка задачи и метод исследований

Работа выполнена на примере анализа данных одного из турбовинтовых двигателей с двумя соосными воздушными винтами. Редуктор двигателя дифференциальный. Оценивалось его техническое состояние по двум видам дефектов: износ боковых поверхностей зубьев в паре «солнечная шестерня – сателлиты» и величина бокового зазора в этой паре.

При оценке величины износа использовались данные по пятнадцати двигателям, пришедшим на завод-изготовитель в ремонт. Величины бокового зазора получены по восемнадцати отремонтированным двигателям с осреднением данных на пяти значениях величины бокового зазора. Режим работы двигателя – максимальный. Оценка параметров вибрации выполнена с вибропреобразователя, установленного на стыке картеров турбокомпрессора и вала заднего винта. Ось его чувствительности сориентирована в вертикальном направлении (ось Y). Часть диагностических признаков получена с сигналов «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного вала редуктора (вал турбокомпрессора) и его выходного вала (вал заднего винта). В качестве «штатных» тахометрических датчиков используются датчики ДТЭ-2. Их погрешность оценки

частоты, с учётом погрешностей зубчатого привода от роторов, не превышает 5% [10]. При анализе диагностических признаков, полученных по вибрации, рассматривалось четыре варианта износа:

- текущий – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно эвольвенты после последнего ремонта (износ 1);
- текущий полный – максимальный износ зубьев солнечной шестерни относительно исходной эвольвенты (2);
- текущий суммарный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно эвольвент после последнего ремонта (3);
- суммарный полный – сумма максимальных износов зубьев солнечной шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент (4).

Здесь представлены результаты для значимых коэффициентов корреляции r . Значимость парного коэффициента корреляции проверяется на основе t -критерия Стьюдента [11]. Расчёт параметра t выполняется по соотношению

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

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 $P=0,05$.

Оценивались следующие отношения:

- по величине износа – Π_1/Π_3 (h_1), Π_2/Π_3 (h_2);
- по значениям бокового зазора – отношение интенсивности субгармоники $1/3f_{z1}$ к интенсивности гармоники f_{z1} (h_3), интенсивности субгармоники $2/3f_{z1}$ к интенсивности гармоники f_{z1} (h_4), D_2/D_1 (h_5), интенсивности субгармоники $1/3f_{z1}$ к субгармонике $2/3f_z$ (h_6).

Здесь:

- D_1 – дисперсия девиации частоты вращения входного вала редуктора, полученная с сигнала «штатного» тахометрического датчика частоты его вращения;

- D_2 – дисперсия девиации частоты вращения выходного вала редуктора, полученная с сигнала «штатного» тахометрического датчика его вращения;

- Π_1 – ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне 0,5 от максимального значения;

- Π_2 – ширина зубцовой спектральной составляющей на уровне $1/e$ от максимального значения;

- Π_3 – максимальная ширина зубцовой спектральной составляющей в её нижней части, определяемая по точкам пересечения её огибающей справа и слева с вибрационным шумом;

- f_{z1} – зубцовая гармоника пересопряжения зубьев пары «солнечная шестерня – сателлиты».

Ширина спектральной составляющей рассчитывалась в режиме спектральной плотности мощности при минимальном разрешении по частоте, обеспечивающем относительно гладкую её кривую.

Оценка параметров с сигналов «штатных» тахометрических датчиков выполнялась следующим образом. Посредством спектрального анализа оценивалось значение частоты ($f_{\max}$) на максимуме оборотной спектральной составляющей. В полосе $f_{\max} \pm 2\text{Гц}$ фильтровался исходный процесс. Далее определялись текущие значения частот полученного узкополосного процесса [12]. По полученному массиву данных рассчитывались требуемые характеристики.

3 Результаты и их обсуждение

На рисунках 1–6 представлены соответствующие экспериментальные данные.

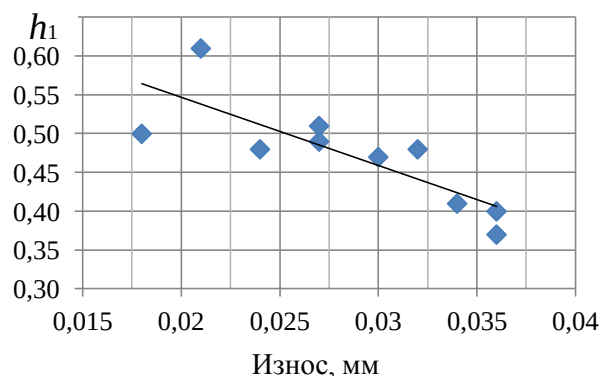


Рисунок 1. Зависимость h_1 от износа 4, $r = -0.81$

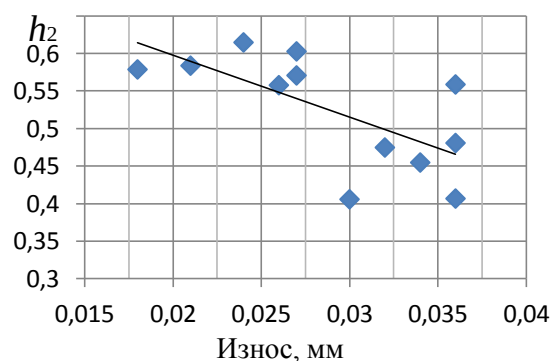


Рисунок 2. Зависимость h_2 от износа 4, $r = -0.67$

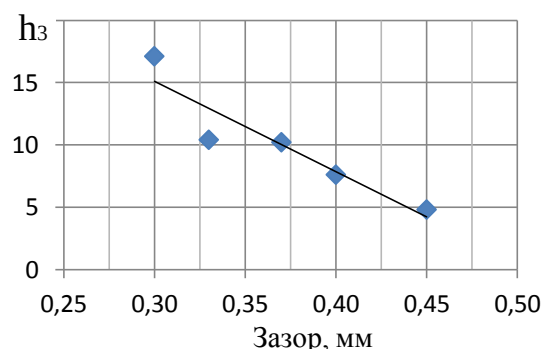


Рисунок 3. Зависимость h_3 от зазора, $r = -0.93$

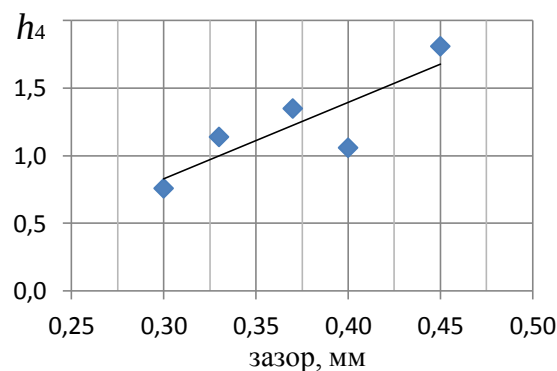
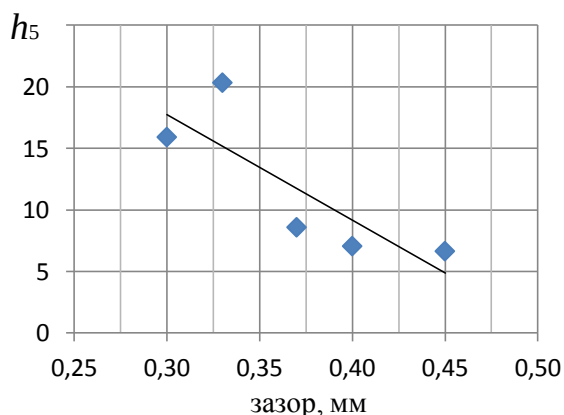
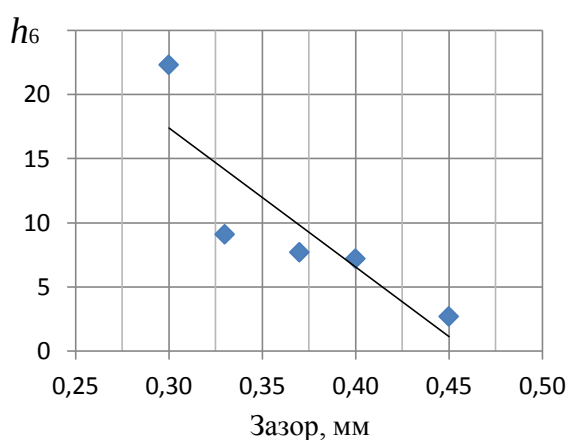


Рисунок 4. Зависимость h_4 от зазора, $r = 0.85$

Рисунок 5. Зависимость h_5 от зазора, $r = -0.83$ Рисунок 6. Зависимость h_6 от зазора, $r = -0.83$

Соответствующие уравнения аппроксимации имеют вид:

$$\begin{aligned} y &= -8.809x + 0.723; \\ y &= -8.262x + 0.763; \\ y &= -72.53x + 36.85; \\ y &= 5.637x - 0.861; \\ y &= -85.73x + 43.44; \\ y &= -108.1x + 49.83. \end{aligned}$$

Из представленных результатов видно:

- все полученные зависимости имеют линейный характер;
- наибольшие значения коэффициентов корреляции получены для отношений наименьшей и наибольшей значений ширины спектральной составляющей и отношения интенсивностей субгармоники $1/3f_{z1}$ к f_{z1} ;
- существенное изменение параметров h_1 и h_2 с ростом износа свидетельствует о том, что помимо ширины при этом изменяется и форма спектральной составляющей;

- рост величины бокового зазора приводит к увеличению только параметра h_5 , что указывает на большую чувствительность интенсивности гармоники $2/3 f_{z1}$ по сравнению с f_{z1} к зазору.

4 Заключение

1. Структурные диагностические признаки в виде отношений исследуемых параметров могут успешно использоваться в диагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД.

2. В качестве исходных процессов можно использовать как вибрацию, так и сигналы «штатных» тахометрических датчиков частот вращения входного и выходного валов редуктора. Использование даёт возможность контроля технического состояния редуктора в процессе эксплуатации.

Список использованных источников

- [1] Неразрушающий контроль: Справочник в 7 Т., Т. 7. кн. 2. Вибродиагностика. Под ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение, 2005. 828 с.
- [2] Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
- [3] ГОСТ 26382–84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации. М. Издательство стандартов, 1985. 15 с.
- [4] Вуль В. М., Попков В. И., Агафонов В. К., Бакланов В. С. Исследование динамических характеристик двигателя, стенда и объекта в местах опорных связей // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ. 1980. С. 62-68.
- [5] Baklanov V.S. Evaluation of engine hoalt monitoring using result research into the dynamic flexibility of cases Proceedings of the International Meeting « Engine Health Monitoring-93» // SAE, CIAM, St. Petersburg. 1993, v. 1.
- [6] Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maazyn, Wydawnictqa Nankowo-Techniczne, Warszawa, 1982. 342 s.
- [7] Sokolova A.G. New noise-immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and

protection systems // The Fifth International Conference on Vibration Problems ICOVP-2001(8-10 October 2001, Moscow, Russia).

[8] Dyer D., Stewart R.M. Detection of Rolling Bearing Damage by Statistikal Vibration Analysis //Journal of Mechanical Dessign. 1978. Vol. 100. No 2. pp. 229-235. DOI: 10. 1115/1.3453905.

[9] Карасёв В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. М., Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. Машиностроение, 1978, 132 с.

[10] Авраменко А.А., Крючков А.Н, Плотников С.М., Сундуков А.Е., Сундуков Е.В. Использование сигналов с датчиков частоты вращения валов газотурбинного двигателя в диагностике технического состояния его редуктора // Вестник

Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2020. Том 19, №1. С. 7 – 17.

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

[12] Сундуков А.Е., Сундуков Е.В., Бит-Зая А.В., Росляков А.Д. Оценка ширины дискретных составляющих спектра вибраций энергетических машин // Проблемы железнодорожного транспорта на современном этапе развития: Известия Самарского научного центра РАН. 2006. С.194-197.

STRUCTURAL DIAGNOSTIC INDICATORS IN ASSESSING THE TECHNICAL CONDITION OF AIRCRAFT GAS-TURBINE ENGINE GEARBOXES

A.E. Sundukov

PKF TSK,
Novo-Sadovaya st. 381, korp.1, Samara,
443011, Russian Federation,
sundukov@mail.ru

E.V. Shakhmatov

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

The diagnostic indicators of defects in aircraft gas turbine engines based on the vibration intensity have several draw-backs. Quite significant is the error in estimating such intensity. Moving an engine from the test bench to the facility leads to an increase in vibration intensity, which cannot be taken into account when developing diagnostic methods in the conditions of the engine manufacturer's plant. The known dimensionless discriminants have generally a fairly complex structure. This study reveals the possibility of using structural diagnostic indicators as a simple ratio of two parameters. Based on the example of tooth flank wear and the side clearance value in the turboprop engine gearbox, we have demonstrated the possibility to assess its technical condition by the vibration parameters and signals from standard tachometric sensors of the input and output shaft rotation speeds.

Keywords: turboprop engine; gearbox; tooth wear; side clearance; structural diagnostic indicators

References

- [1] 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.
- [2] Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
- [3] GOST 26382–84. Civil Aircraft Gas Turbine Engines. Admissible Vibration Levels and General Vibration Control Requirements. Moscow: Publishing House of Standards, 1985. 15 p.
- [4] V.M. Vul, V.I. Popkov, V.K. Agafonov, V.S. Baklanov, Study of Dynamic Parameters of Engine, Test Bench, and Facility in the Areas of Support Connections. In: Vibration Strength and Reliability of Aircraft Engines and Systems. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute. 1980. Pp. 62–68.
- [5] Baklanov V.S. Evaluation of engine hoalt monitoring using result research into the dynamic flexibility of cases Proceedings of the International Meeting «Engine Health Monitoring-93» // SAE, CIAM, St. Petersburg. 1993, v. 1.
- [6] Cempel C. Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1982. 342 s.
- [7] Sokolova A.G. New noise-immune incipient failure detection methods for machinery monitoring and protection systems // The Fifth International Conference on Vibration Problems ICOVP-2001(8-10 October 2001, Moscow, Russia).
- [8] Dyer D., Stewart R.M. Detection of Rolling Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis //Journal of Mechanical Design. 1978. Vol. 100. No 2. pp. 229-235. DOI: 10.1115/1.3453905.
- [9] V.A. Karasev, V.P. Maksimov, M.K. Sidorenko, Vibration Diagnostics of Gas Turbine Engines. Moscow: Mechanical Engineering, 1978, 132 p.
- [10] A.A. Avramenko, A.N. Kryuchkov, S.M. Plotnikov, A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, Using Signals from Shaft Speed Sensors in a Gas Turbine Engine for Diagnostics of the Technical Condition of Its Gearbox. In: Bulletin of the Samara University. Aerospace Engineering, Technology, and Mechanical Engineering. 2020. Volume 19. No. 1. Pp. 7–17.
- [11] G.A. Sokolov, R.V. Sagitov, Introduction to Regression Analysis and Design of Regression Experiments in Economics. 2010. Moscow: INFRA, 208 p.
- [12] A.E. Sundukov, E.V. Sundukov, A.V. Bit-Zaya, A.D. Roslyakov, Estimating the Width of Discrete Components in the Vibration Spectrum of Power Machines. In: Issues of Railway Transport at the Present Development Stage: Proceedings of the Samara Research Center of the Russian Academy of Sciences. 2006. Pp. 194–197.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ НА ШУМНОСТЬ И ВИБРОАКТИВНОСТЬ

Франтов А.А.,
Кизилов П.И.

АО «Концерн «НПО «Аврора»

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

mail@avrorasystems.com

В статье рассмотрена реализация конструкций известных образцов различных типов проточных частей регулирующей трубопроводной арматуры с точки зрения их шумности на различных режимах работы. Исследованы гидравлические и акустические характеристики таких проточных частей. Определён круг задач, требующих решения при разработке перспективных проточных частей с повышенными требованиями к малошумности. Сформулированы технические решения, позволяющие достичь снижения уровней шума и вибрации на единицу рассеиваемой гидравлической мощности с применением накопленного опыта и новейших технических решений. Определены достоинства и недостатки различных конструкций с точки зрения эксплуатационных и функциональных характеристик. Сформулированы основные принципы выбора конструктивных решений с учётом закладываемых шумовых и вибрационных характеристик, подтверждённые расчётными данными и результатами экспериментальных исследований проточных частей. Намечены направления дополнительных исследований.

Ключевые слова: шумность; проточная часть; трубопроводная арматура; плунжерная проточная часть; клеточная проточная часть; гидравлическая мощность

1 Введение

Современная трубопроводная арматура (ТА) в составе гидравлических систем должна соответствовать широкому перечню требований. Помимо основных функциональных характеристик, которые закладываются на этапе разработки, критериями качества такой аппаратуры могут являться и специфические параметры. Одним из таких контролируемых параметров в ряде отраслей применения ТА является её шумность и виброактивность.

Важным этапом разработки регулирующей трубопроводной арматуры является выбор типа конструкции проточной части, учитывающий гидравлические параметры сети, требуемую форму пропускной характеристики, параметров арматуры, определяющих её как объект управления, а также шумовые

характеристики. Для этих целей на начальной стадии разработки используются методы анализа характеристик конструкции с применением программных средств конечно-элементного моделирования, а также результаты экспериментальных исследований апробированных конструкций и макетов проточных частей, полученные в условиях специализированных измерительных стендов.

В представленной работе рассмотрена реализация конструкций известных образцов различных типов проточных частей регулирующей трубопроводной арматуры с точки зрения их шумности на различных режимах работы. Выполнены исследования гидравлических и акустических характеристик таких проточных частей.

2 Основные типы проточных частей трубопроводной арматуры

В рамках исследования конструкций проточных частей трубопроводной управляющей арматуры были сформулированы критерии, ограничивающие конструктивные и функциональные параметры. Такими критериями являлись:

- рабочая жидкость – питьевая вода;
- сопоставимые гидравлические режимы работы арматуры, характеризующиеся рабочими давлениями и расходом рабочей жидкости;
- условные диаметры проходного сечения в диапазоне от 80 до 150 мм;
- характеристики параметров арматуры, определяющих её как объект управления.

Согласно приведённым критериям в настоящей статье в качестве ТА рассмотрены регулирующие клапаны регуляторов расхода воды клеткового и плунжерного типов. Рассмотрены как клапаны регуляторов, в которых величина расхода определяется как соответствующая определённому положению плунжера клапана при поддерживаемом на нём постоянном перепаде давления, так и клапаны регуляторов с обратной связью по расходу, определяемому посредством расходомера.

Под односедельной проточной частью плунжерного типа далее будем понимать такую проточную часть, в которой дроссельное сечение образовано в виде кольцевого зазора между кромкой седла и поверхностью плунжера, поступательно перемещающегося относительно седла. При этом площадь проходного сечения проточной части такого типа определяется для каждого из положений плунжера как площадь боковой поверхности усечённого конуса, образующей которого является нормаль, проведённая от кромки седла к поверхности плунжера.

Под клетковой проточной частью далее будем понимать такую проточную часть, в

которой дроссельное сечение образовано набором выполненных в гильзе отверстий или щелей, количество которых (отверстий) или длина (щелей) определяется плунжером, перемещающимся внутри гильзы, перекрывающим часть отверстий или щелей. В клетковой проточной части площадь проходного сечения определяется площадью сечения открытых отверстий (щелей).

Широкое применение нашёл способ синтеза конструктивной характеристики клапанов, при котором коэффициент расхода проточной части принимается постоянным на всем диапазоне открытий клапана и равным некоторой величине, известной из результатов испытаний ранее разработанных клапанов подобного типа. При этом задача синтеза характеристики сводится к поиску величины площади проходного сечения клапана на каждом из открытий. Незначительное отклонение практической пропускной характеристики от заданной, вызванное изменением величины коэффициента расхода с изменением открытия клапана, в данном случае устраняется доводкой, выполняемой по результатам предварительных испытаний проточной части.

Ввиду вышесказанного большое значение приобретает трудоёмкость доводки проточной части. Очевидно, клетковая проточная часть предоставляет широкие возможности для изменения величины площади проходного сечения. Так, на любом из открытий клапана количество дроссельных элементов может быть изменено посредством выполнения дополнительных отверстий либо глушения существующих. В проточной части плунжерного типа доводка возможна исключительно в сторону увеличения площади посредством удаления некоторой величины материала плунжера в определённых частях профиля.

Достаточно существенным отличием клетковых проточных частей является возможность значительной разгрузки плунжера от воздействия потока и перепада давления, что значительно снижает

величину перестановочных усилий и, как следствие, потребную мощность привода.

Несмотря на очевидные недостатки, описанные выше, плунжерные проточные части обладают и рядом достоинств, одним из которых, и весьма немаловажным, является нечувствительность к загрязнению рабочей среды твёрдыми включениями. Величина проходного сечения допускает пропустить частицы такого размера, которые в случае применения клеточной проточной части могли бы вызвать нарушение работы клапана вплоть до его заклинивания. Ввиду этого, при использовании проточных частей клеточного типа критически важной является организация поддержания чистоты рабочей среды.

Помимо функциональных и эксплуатационных характеристик рассмотренных проточных частей, отличаются также их вибрационные и шумовые характеристики в части величин амплитуд в различных диапазонах контролируемого спектра, а также наличия дискретных составляющих в спектрах.

Так, опыты по определению влияния величины характерного размера дроссельного элемента проточной части на уровень вибрации и шума показали преимущество клеточных проточных частей перед плунжерными. Кроме того, увеличение количества ступеней дросселирования также снижает уровни вибрации и шума. В случае с клеточными проточными частями организация регулируемых дроссельных участков в количестве более двух представляет нетривиальную задачу, однако в ряде случаев обеспечение низких уровней вибрации и шума требуется на определённом режиме работы. Это позволяет так организовать распределение перепадов давления по регулируемым и постоянным дроссельным участкам, что на требуемом режиме работы перепады давления на всех ступенях будут равными.

Весь комплекс вышеописанных характеристик требует подробных

экспериментальных исследований и анализа для определения оптимальных конструктивных решений и условий эксплуатации ТА.

В настоящей работе исследовались следующие объекты ТА:

1. Регулирующий клапан регулятора расхода с проточной частью плунжерного типа односедельной (рисунок 1) – далее клапан А.

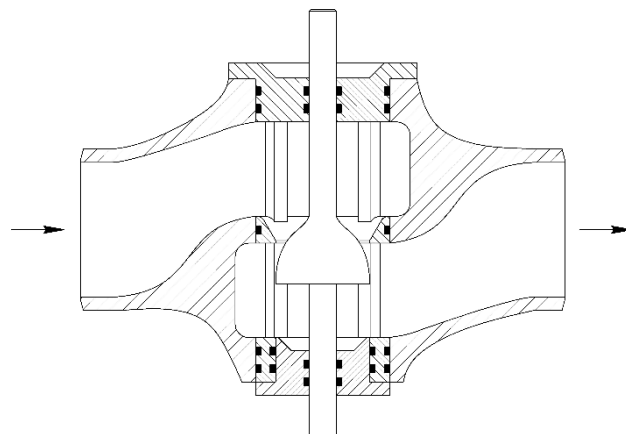


Рисунок 1. Клапан с односедельной проточной частью плунжерного типа

2. Регулирующий клапан регулятора расхода с проточной частью плунжерного типа двухседельной (рисунок 2) – далее клапан Б.

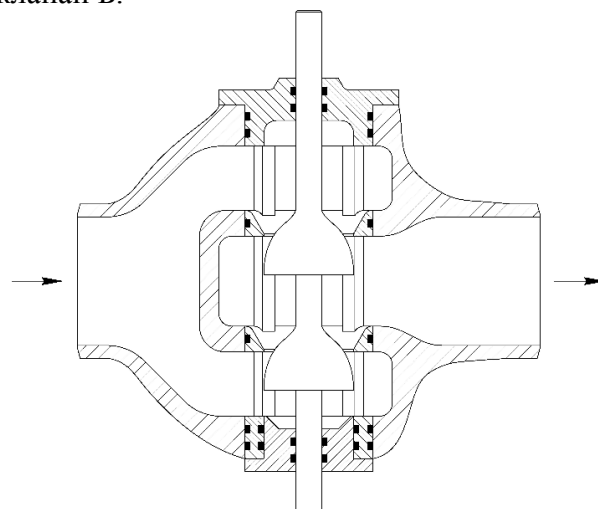


Рисунок 2. Клапан с двухседельной проточной частью плунжерного типа

3. Регулирующий клапан регулятора расхода с проточной частью клеточного типа (рисунок 3) – далее клапан В.

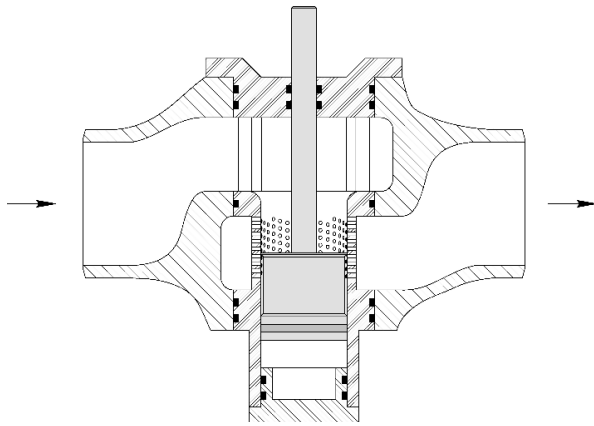


Рисунок 3. Клапан с клетковой проточной частью

4. Макет регулирующего клапана регулятора расхода с экспериментальной проточной частью клеткового типа с многоступенчатым дроссельным участком и байпасом полного расхода (рисунок 4) – далее клапан Г.

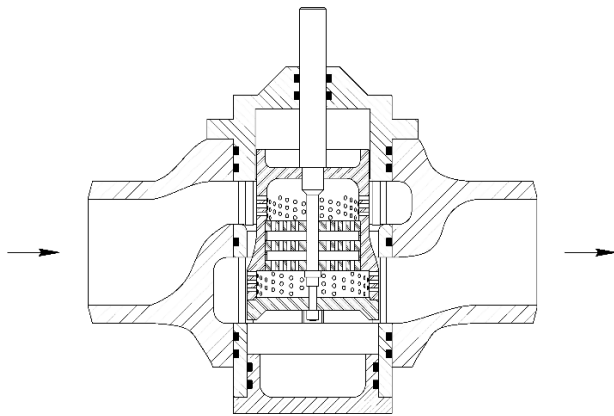


Рисунок 4. Клапан с клетковой многоступенчатой проточной частью

Также в ходе испытаний определяются собственные характеристики шума и

вибрации гидравлического испытательного стенда.

3 Анализ шума и вибрации проточных частей трубопроводной арматуры

Исследования шумности проточных частей ТА выполняются в условиях специализированного трубопроводного стенда насосного типа [1]. Стенд содержит в своём составе насосную установку, управляющую арматуру, средства шумо- и виброгашения, систему автоматизированного управления задачей и поддержанием параметров, средства измерения. Общая схема такого стенда приведена на рисунке 5.

Наибольшее внимание при испытании современной ТА уделяется шуму, распространяющемуся по жидкостному тракту. Это связано со сложностью локализации его в источнике и отсутствием надёжных конструктивных решений, позволяющих снизить уровень шума в рабочем органе ТА [2].

Объект испытаний (10) устанавливается на измерительном участке стенда, где обеспечивается поддержание необходимого гидравлического режима, а также устанавливаются необходимые датчики (вибропреобразователи, гидрофоны, микрофоны) [3]. Размещение объекта испытаний на измерительном участке приведено на рисунке 6.

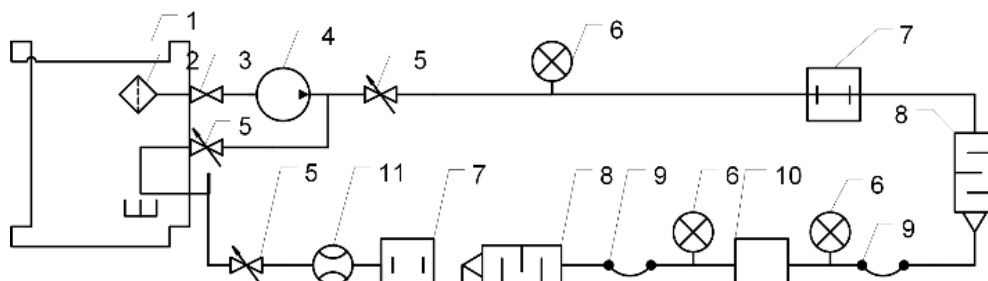


Рисунок 5. Схема гидравлического испытательного стенда

1 – расходный бак; 2 – фильтр; 3 – запорный клапан; 4 – насосная установка; 5 – управляющие клапаны (напорный, байпасный, подпорный); 6 – манометры; 7 – виброзадерживающий массив; 8 – глушители; 9 – гибкие вставки; 10 – объект испытания на измерительном участке; 11 – расходомер

Следует отметить, что конструктивно проточные части рассматриваемых регулирующих органов существенно отличаются и разрабатывались с целью соответствия приборов предъявляемым нормам на заданных режимах работы. В свою очередь, гидравлические режимы их

работы для каждой гидравлической системы индивидуальны по заданным параметрам рабочего давления, перепада давления на приборе и расхода рабочей жидкости, протекающей через прибор. В дальнейшем анализе в качестве величины,

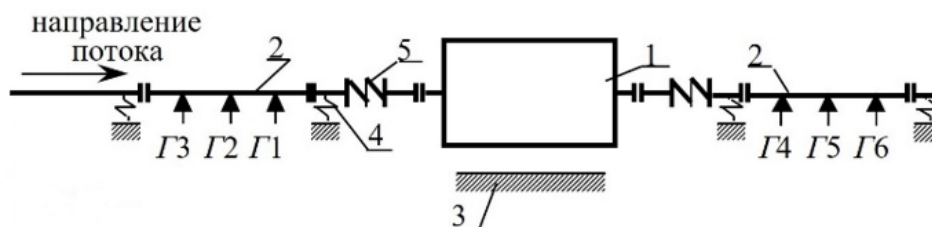


Рисунок 6. Схема размещения объекта испытаний на измерительном участке стенда
1 – объект испытаний; 2 – входной и выходной измерительные участки; 3 – фундамент;
4 – амортизированные подвески; 5 – гибкие вставки

характеризующей режим работы ТА, использовалась рассеиваемая в проточной части мощность W (Вт), определяемая как произведение значений перепада давления, срабатывающегося на проточной части ΔP (Па), и объемного расхода рабочей среды Q (м³/с):

$$W = \Delta P \cdot Q \text{ (Вт)}.$$

Для сравнения свойств рассматриваемых типов ТА были выбраны режимы их работы на стенде, приведённые в таблице 1.

Таблица 1. Режимы испытаний ТА $W \approx 1,5$ кВт

Объект испытаний	P , (кгс/см ²)	ΔP , (кгс/см ²)	Q , м ³ /ч	W , (кВт)
Клапан А Ду100	-	3,1	16,8	1,41
Клапан Б Ду150	-	2,2	25,0	1,50
Клапан В Ду100	-	3,0	22,9	1,86
Клапан Г Ду100	-	3,0	20,2	1,65
Стенд Ду100	3,0	-	18,6	1,52

Анализ результатов испытаний вибрационных и шумовых характеристик выполнялся относительно целевых уровней, предъявляемых к объектам ТА.

В ходе испытаний оценивались относительные значения спектральных уровней шума в жидкостном тракте измерительного участка, расположенном за объектом испытаний. Результаты измерения

относительно целевых значений (уровень 0 дБ) приведены на рисунке 7. Условием выполнения целевых показателей является положительное значение спектральных уровней шума испытываемого объекта ТА. В противном случае констатируется наличие значительного акустического возмущения на дискретной составляющей либо в диапазоне частот 1/3 октавного спектра.

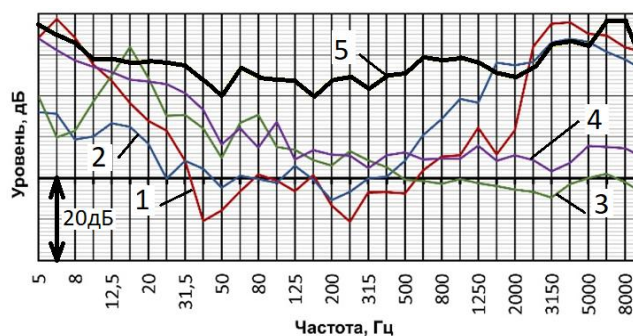


Рисунок 7. Относительные уровни шума при $W \approx 1,5$ кВт

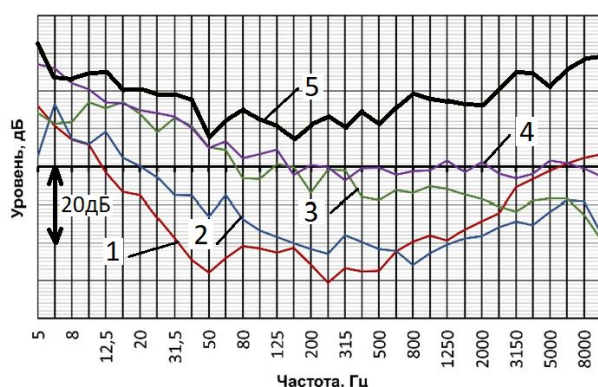
1 – клапан А Ду100; 2 – клапан Б Ду150;
3 – клапан В Ду100; 4 – клапан Г Ду100;
5 – собственная характеристика стенда (помеха)

Далее проводился анализ шумности проточных частей ТА в жидкостном тракте для повышенных значений рассеиваемой гидравлической мощности. На исследуемых объектах устанавливались параметры, приведённые в таблице 2.

Таблица 2. Режимы испытаний ТА $W \approx 5,5$ кВт

Объект испытаний	P , (кгс/см ²)	ΔP , (кгс/см ²)	Q , м ³ /ч	W , (кВт)
Клапан А Ду100	-	3,0	62,0	5,1
Клапан Б Ду150	-	6,6	28,6	5,14
Клапан В Ду100	-	6,0	32,8	5,36
Клапан Г Ду100	-	6,1	35,5	5,90
Стенд Ду100	6,3	-	32,0	5,49

Результаты измерений спектральных характеристик относительных уровней шума при повышенных значениях рассеиваемой гидравлической мощности приводятся на рисунке 8.

Рисунок 8. Относительные уровни шума при $W \approx 5,5$ кВт

1 – клапан А Ду100; 2 – клапан Б Ду150;
3 – клапан В Ду100; 4 – клапан Г Ду100;
5 – собственная характеристика стенда (помеха)

Опираясь на результаты экспериментальных исследований, можно подвести следующие промежуточные итоги:

1. Условия проведения экспериментальных исследований с достаточным запасом относительно целевых показателей позволяют проводить достоверные испытания образцов ТА на рассматриваемых режимах, характеризующихся величиной рассеиваемой гидравлической мощности;

2. На режиме $W \approx 1,5$ кВт наблюдаются характерные особенности типов проточных частей ТА. В спектральной характеристике плунжерных проточных частей в диапазоне от 50 до 500 Гц присутствует акустически активная зона, за которой следует резкий спад уровней в высокочастотном диапазоне спектра до 10 кГц. Клапаны с проточными частями клеткового типа характеризуются

меньшей шумностью в широком диапазоне спектра до 500 Гц и растущими уровнями в высокочастотном диапазоне;

3. С ростом рассеиваемой гидравлической мощности на проточных частях исследуемых клапанов в случае плунжерных конструкций наблюдается резкий рост уровней шумности во всем контролируемом диапазоне с сохранением спадающего характера кривой в зоне высоких частот. В случае клетковых конструкций рост шумовой характеристики менее активный, но отмечается опережающий прирост в зоне высоких частот спектра;

4. Сравнение двух проточных частей клеткового типа показывает преимущество подхода многоступенчатого дросселирования потока рабочей жидкости с точки зрения шумности ТА. Особенно выражен положительный эффект от применения такого типа конструкций с ростом рассеиваемой гидравлической мощности на клапане в зоне высоких частот характеристики.

Полученные результаты экспериментальных исследований клетковых проточных частей подтверждают сделанные выше теоретические предположения о снижении уровней вибрации и шума за счёт увеличения количества ступеней дросселирования, а также ранее полученные данные опытных работ по определению влияния величины характерного размера дроссельного элемента проточной части на уровень вибрации и шума.

4 Заключение

По результатам работы определены зависимости конструктивных решений проточных частей регулирующей трубопроводной арматуры и уровней вибрации и шума при протекании рабочей среды. Выявлены области частотных спектров, характерные для различных типов проточных частей.

Полученные результаты позволяют сделать заключение о целесообразности выбора того или иного типа проточной части при проектировании регулирующей трубопроводной арматуры. В случае нежёстких требований к уровню шума в низкочастотной области спектра и допущения возможности попадания в проточную часть инородных частиц значительного размера возможно применение проточных частей плунжерного типа. В случаях же, когда помимо эксплуатационных характеристик арматуры оказывается важен низкий уровень вибрации и шума, целесообразным представляется применение проточных частей клеткового типа. При этом чем более низкими уровнями вибрации и шума должна обладать арматура, тем большим количеством ступеней необходимо оснастить проточную часть как минимум в области пропускной характеристики, к которой предъявляются требования малошумности. Следует также заметить, что в случае использования одноступенчатых проточных частей клеткового типа может оказаться необходимым применение дополнительных

средств гашения высокочастотной вибрации и шума ввиду того, что уменьшение характерного размера элементарного дроссельного элемента таких проточных частей в сочетании с высоким перепадом давления на единственной ступени дросселирования влечет за собой, как показали результаты экспериментов, рост уровней вибрации и шума в указанных областях спектра.

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] Берестовицкий Э.Г., Обуховский С.А. Проблемы создания современного специализированного стенда для виброакустических испытаний приборов и систем управления // Судостроение. 2006. № 4, – С. 42-45.
- [3] Гладилин Ю.А., Ромашов Н.Н., Франтов А.А. Исследование эффективности применения некоторых методов снижения виброактивности гидравлических приборов // СПб.: Техничко-технологические проблемы сервиса. №4 (22). 2012. – С. 10-13.

EVALUTION OF THE INFLUENCE OF THE DESIGN OF THE FLOW PARTS OF PIPELINE VALVES ON NOISE AND VIBRATION ACTIVITY

**A.A. Frantov,
P.I. Kizilov**

Concern Aurora Scientific
and Production Association JSC

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

mail@avrorasystems.com

The article considers the implementation of designs of known samples of various types of flow parts of control pipeline valves in terms of their noise level in various operating modes. The hydraulic and acoustic characteristics of such flow parts have been studied. The range of tasks that need to be solved in the development of advanced flow parts with increased requirements for low noise has been determined. Technical solutions have been formulated to achieve a reduction in noise and vibration levels per unit of dissipated hydraulic power using accumulated experience and the latest technical solutions. The advantages and disadvantages of various designs are determined in terms of operational and functional characteristics. The main principles for the choice of design solutions are formulated, taking into account the noise and vibration characteristics to be laid, confirmed by the calculated data and the results of experimental studies of the flow parts. Directions for additional research are outlined.

Keywords: noise, flow part, pipeline fittings, plunger flow part, cell flow part, hydraulic power

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] Berestovitsky, E.G., Obukhovskiy S.A., (2006) Problems of creating a specialized stand for vibro-acoustic testing of instruments and control systems. Sudostroyeniye [Shipbuilding], no.4, pp. 42 – 45. (in Russian).
- [3] Gladilin, Y.A., Romashov N.N., Frantov, A.A., (2012) Study of the effectiveness of the application of certain methods to reduce the vibration activity of hydraulic devices. Technical and technological problems of service, №4 (22). 2012. – P. 10-13. (in Russian).

Ивченко А.В.,
Сафин А.И.

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

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

artursafin1988@gmail.com

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕГИСТРАЦИИ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ГТД ПРИ ПОМОЩИ ПОМЕХОУСТОЙЧИВОГО ЦИФРОВОГО СПЕКЛ-ИНТЕРФЕРОМЕТРА ПАНОРАМНОГО ТИПА

В работе описана мобильная лазерная система на базе помехоустойчивого спекл-интерферометра для изучения связанных колебаний рабочих колес на этапе доводки ГТД. Исследовано влияние механических свойств элементов оптической схемы спекл-интерферометра при записи информации без виброизоляции. Отмечено улучшение качества получаемых спекл-интерферограмм при увеличении жесткости конструкции диффузно-рассеивающего элемента спекл-интерферометра.

Ключевые слова: рабочее колесо; модальный анализ; форма колебательная; спекл-интерферометр; оптический диффузор; интерферограмма; видимость

1 Введение

Высокие требования к безопасности полётов в гражданской авиации [1, 2] приводят к необходимости повышения надёжности летательных аппаратов и газотурбинных двигателей (ГТД). Одна из проблем надёжности газотурбинных двигателей связана с обеспечением виброустойчивости элементов роторных систем [3, 4], таких как рабочие колеса компрессора и турбины [5]. Для предотвращения разрушения лопаточных колёс необходимо исследование их вибрационного состояния с целью нейтрализации негативных резонансных явлений при эксплуатации двигателя [6, 8]. В реальных условиях лопатные колёса совершают связанные колебания, когда их диски с лопастями составляют единое целое [9]. В этом случае спектр колебаний лопатных колес будет отличаться от спектров диска и лопастей. Такое поведение при вибрации рабочих колёс определяет интерес к изучению природы вибрации с целью оптимизации работы ГТД и снижения вибрационных нагрузок

[5, 9]. Согласно [9, 10] связанные колебания лопатных колёс описываются набором собственных частот и форм колебаний с оценкой уровней амплитуд возбуждаемых виброперемещений и связанных с ними вибрационных напряжений. Полученные данные используются для проведения работ по доводке ГТД [10], а также для верификации численных моделей исследуемых технических изделий [11].

Традиционно эта задача решается с помощью вибромониторинга [12, 13], когда сенсорная система устанавливается на поверхности исследуемого объекта. Датчики фиксируют вибрацию в заданных точках изделия, предоставляя исследователю информацию о частоте колебаний и локальной амплитуде колебаний поверхности. Однако низкое пространственное разрешение сенсорного метода определяет развитие панорамных оптических методов измерения [14, 16], способных получать как качественную, так и количественную информацию о вибрации объекта с высоким

пространственным и временным разрешением.

Спекл-интерферометрия является одним из методов, обеспечивающих регистрацию вибрации оптически грубой поверхности [17–19]. Метод обладает высокой производительностью процесса измерения и регистрирует поля виброперемещений с субмикроскопической точностью [20, 21]. Поэтому метод используется при анализе вибраций различных механических конструкций, в том числе крупногабаритных элементов ГТД типа турбинных колес [22, 23].

Традиционно лопастное колесо размещают на оптическом столе с изоляцией от вибрации и облучают непрерывным лазером спекл-интерферометра [18, 19]. Одномодовый непрерывный лазер снимает ограничения на размеры мишени и снижает стоимость лазерной системы [19]. Тем не менее современные оптические столы запрещают размещение там полноразмерных ГТД-элементов. Эта проблема определяет высокий спрос на недорогие, помехозащищённые цифровые спекл-интерферометры, способные регистрировать интерференционную картину без виброзащиты в условиях непрерывного лазерного излучения [23].

Спекл-интерферометры такого типа были предложены в [22, 23]. Для нейтрализации вибрации в этих системах применялся специальный метод, обеспечивающий накопление информации и статистическую обработку данных [24]. Также для этой цели в оптическую схему спекл-интерферометров был включен диффузно-рассеивающий элемент (оптический диффузор), который имел связь с исследуемой мишенью [22, 23, 25–28]. Это позволило регистрировать интерференционную картину при размещении оптических элементов интерферометра без виброизоляции. Таким образом, мы имеем возможность отделить исследуемый объект от приёмно-передающего блока интерферометра, что

позволяет разработать как помехозащищённую, так и мобильную лазерную систему для эксплуатации в полевых условиях [23, 28].

Согласно [23], дальнейшее совершенствование разработанного спекл-интерферометра невозможно без оптимизации свойств его оптической схемы. В частности, важным элементом оптической схемы является диффузно-рассеивающий элемент, участвующий в формировании объектного и опорного лучей интерферометра [22, 23, 25]. Таким образом, исследование влияния его колебательных свойств на качество регистрируемой интерференционной картины может стать ключевым моментом при проектировании таких систем.

2 Экспериментальная установка

Схема экспериментальной установки представлена на рисунке 1. Установка состоит из передвижного помехозащищённого цифрового спекл-интерферометра (см. поз. 1–19 на рисунке 1) и лазерного доплеровского виброметра (ПДВ-100, поз. 20 на рисунке 1).

В эксперименте цифровой спекл-интерферометр обеспечивал регистрацию интерферограмм (см. рисунок 2), а ПДВ-100 использовался для проверки вибрации оптических элементов интерферометра. Согласно [23, 25] спекл-интерферометр имеет приёмно-излучающий блок, размещённый на подвижном геодезическом штативе. Этот блок включает DPSS, одночастотный, непрерывный лазер с диодной накачкой (LCS-DTL-317 с длиной волны $\lambda=532$ нм, мощностью $P<0,055$ Вт и длиной когерентности 50 м), объектив микроскопа (Lomo 20X) и ПЗС-камеру (WAT-902 H 300 с разрешением 640*480 пикс) с объективом (Pentax H6Z810). Обработку изображения осуществляет компьютер, подключенный к ПЗС-камере.

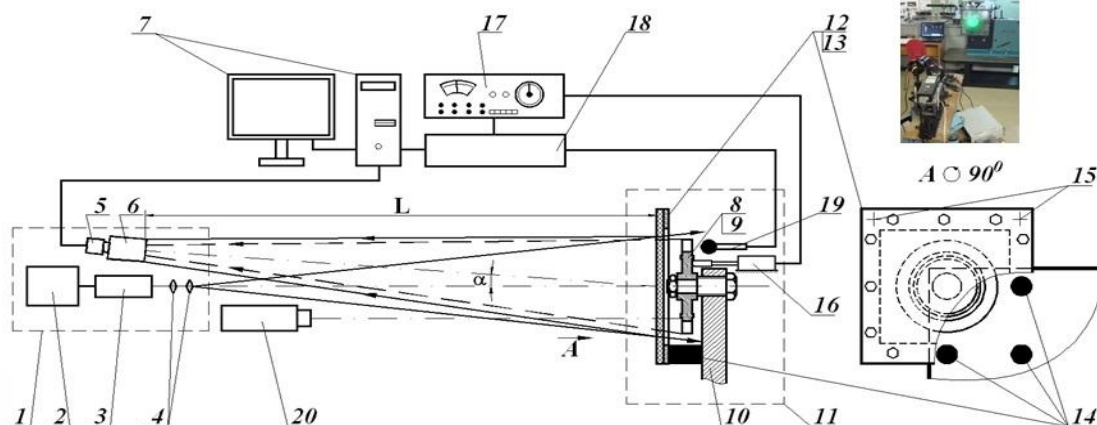


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки для исследования оптической конструкции мобильного помехозащищённого цифрового спекл-интерферометра

- 1 – подвижная геодезическая тренога; 2 – источник питания твердотельного лазера с диодной накачкой (DPSS-лазер); 3 – генерирующий излучатель DPSS-лазера; 4 – объектив микроскопа; 5 – ПЗС-камера; 6 – объектив камеры; 7 – компьютер; 8 – лопастное колесо (предмет); 9 – болтовое соединение; 10 – голографическая подставка; 11 – основание; 12, 13 – диффузно-рассеивающий элемент; 14 – точки магнитного подвеса; 15 – дополнительные точки подвески; 16 – механический пьезоэлектрический привод; 17 – генератор звуковой частоты; 18 – осциллограф; 19 – микрофон; 20 – лазерный доплеровский виброметр

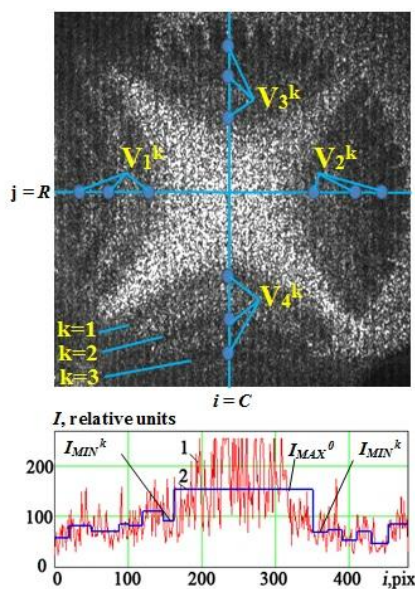


Рисунок 2. Определение качества интерферограммы по распределению интенсивности излучения в интерференционной картине

- 1 – распределение интенсивности излучения в спекл-картине; 2 – аппроксимация низкочастотной составляющей распределения интенсивности излучения интерферограммы; I_{MAX}^0 – максимальная интенсивность излучения для яркой полосы нулевого порядка; I_{MIN}^k – минимум интенсивности излучения для темной полосы k-го порядка; $V_1^k, V_2^k, V_3^k, V_4^k$ – видимости спекл-интерферограммы для темных полос k-го порядка

Для регистрации интерферограммы в качестве объекта исследования было выбрано колесо турбины диаметром около 280 мм. Оно имело 45 лопаток с аэродинамическим профилем длиной 25 мм. Турбинное колесо было установлено на голографической подставке и прикручено к ней болтами. Голографический стенд был расположен на металлическом основании без изоляции от вибрации и установлен на расстоянии $L=2$ м от приёмно-излучающего блока спекл-интерферометра. Для улучшения отражательной способности турбинного колеса и формирования предметного луча на мишень наносилось два типа оптических покрытий [23]. Одно из них использовалось для колёсного диска, а другое покрытие наносилось на лопасти. Это позволило увеличить коэффициент диффузного отражения до $R_0=0,7$ и выровнять отражённое излучение от диска и лопаток турбины на ПЗС-датчике [23]. В эксперименте объект возбуждался механическим пьезоэлектрическим приводом на частоте, заданной генератором звуковых частот (ГЗ-56/1). Турбинное колесо настраивалось на

резонанс по фигурам Лиссажу, наблюдаемым на экране осциллографа (PCSU1000). Эти фигуры были сформированы сигналом микрофона и сигналом генератора звуковой частоты.

Для формирования опорного луча в спекл-интерферометре диффузно-рассеивающий элемент располагался вблизи турбинного колеса на расстоянии 5-10 мм. Здесь диффузно-рассеивающий элемент был соединён с голографической подставкой посредством магнитного подвеса [23].

Диффузно-рассеивающий элемент включал пластину из оргстекла площадью 410*410 мм и толщиной $d=3, 5$ и 8 мм. Пластина из оргстекла крепилась к стальной раме, расположенной по её периметру. Также пластина из оргстекла имела на внешней поверхности светопрозрачное покрытие с коэффициентом диффузного отражения $R_D=0,25-0,35$ [22-28].

При регистрации интерферограмм спекл-интерферометром лазерный доплеровский виброметр регистрировал скорости колебаний в некоторых точках поверхности диффузно-рассеивающего элемента. Это позволило оценить уровень возмущений диффузно-рассеивающего элемента при влиянии случайных воздействий, определить спектральные составляющие [29] его колебаний, а также выявить влияние свойств диффузно-рассеивающего элемента на качество регистрируемых интерферограмм.

Согласно [30], качество интерферограммы можно оценить по видимости интерференционной картины. Если локальный контраст регистрируемой интерферограммы изменяется, то определяется значение видимости k -го порядка тёмных полос в определённой точке [23]:

$$V_m^k = (I_{MAX}^{k-1} - I_{MIN}^k) / (I_{MAX}^{k-1} + I_{MIN}^k), k=1,2,...,N,$$
 где I_{MAX}^{k-1} — максимум интенсивности излучения яркой полосы $(k-1)$ -го порядка; I_{MIN}^k — минимум интенсивности излучения для тёмной полосы k -го

порядка; N — максимальный порядок тёмных полос на интерферограмме. Для сравнения интерферограмм с неравномерным контрастом на k -м порядке интерференции применялся интегральный параметр, предложенный в [23]:

$$V(k) = \frac{1}{4} \sum_{m=1}^4 V_m^k$$

Здесь V_m^k — видимость тёмных полос k -го порядка в m -й точке спекл-интерферограммы, рассчитанная по низкочастотным компонентам интенсивности в строке ($j=R$) и столбце ($i=C$) изображения (см. рисунок 2).

Совместное применение спекл-интерферометра и лазерного доплеровского виброметра позволяет получить дополнительную информацию о работе оптических систем в условиях вибрационного воздействия. Таким образом, разработанная экспериментальная установка может быть полезна в будущем для оптимизации конструкции спекл-интерферометров в полевых условиях. Также полученная информация будет использована для усовершенствования методики регистрации колебаний ГТД-колес.

3 Результаты и обсуждение

В статье исследована работа мобильного помехозащищённого цифрового спекл-интерферометра с диффузно-рассеивающим элементом, имеющим несколько сменных пластин из оргстекла. Эти пластины имели толщину $d=3, 5, 8$ мм. Такой выбор был обусловлен тем, что толщина (d) пластины из плексигласа влияла не только на жёсткость диффузно-рассеивающего элемента, но и на его собственные частоты [31].

Полученные результаты исследований представлены на рисунках 3-8. На рисунке 3 показаны резонансные колебания турбинного колеса на частоте 3980 Гц. В

этом случае турбинное колесо возбуждается в режиме двух модальных диаметров [9]. В центральной части диска колеса (см. поз.1 на рисунке 3) имеется

узловая зона, охваченная яркой интерференционной полосой нулевого порядка.

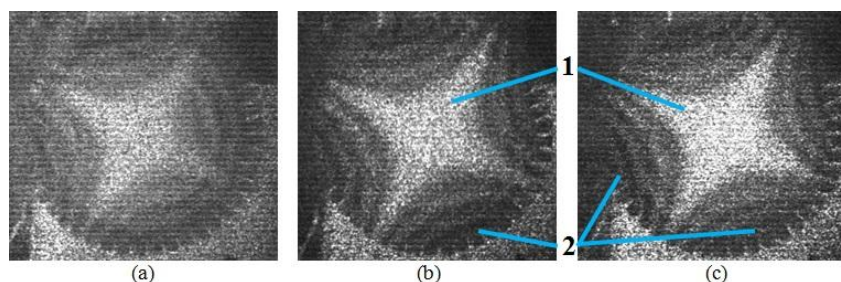


Рисунок 3. Типичные интерферограммы турбинного колеса, снятые с использованием различных диффузно-рассеивающих элементов с толщиной пластины из плексигласа (d): (a) $d=3$ мм, (b) – 5 мм, (c) – 8 мм
1 – полоса интерференционной картины нулевого порядка (узловая зона турбинного колеса); 2 – пучность; частота возбуждения турбинного колеса $f \approx 3980$ Гц; мощность лазерного излучения $P=0,055$ Вт

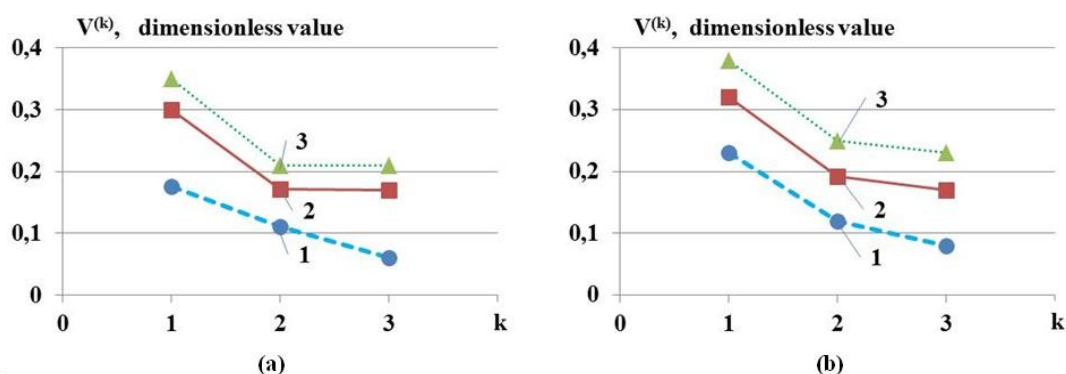


Рисунок 4. Изменение контраста ($V^{(k)}$) интерференционных полос на интерферограмме в зависимости от порядка интерференционной полосы при регистрации спекл-изображения с различными диффузно-рассеивающими элементами, имеющими различную толщину оргстеклянной пластины (d) в течении 1 часа (a) и 24 часов (b) после их установки: 1 – $d=3$ мм; 2 – 5 мм; 3 – 8 мм

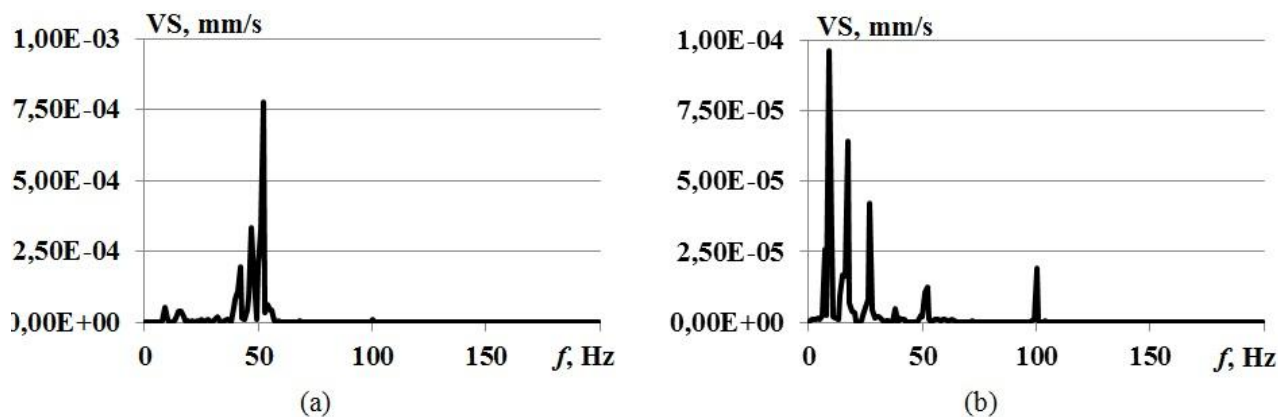


Рисунок 5. Спектры виброскорости диффузно-рассеивающих элементов, возбуждаемые случайными механическими возмущениями при регистрации интерферограмм. Толщины пластин из оргстекла диффузно-рассеивающего элемента: (a) – $d=3$ мм, (b) – 8 мм

В то же время на периферии рабочего колеса расположены четыре пучности (см. поз. 2 на рисунке 3). Эти пучности покрыты наборами темных и светлых интерференционных полос k -го порядка, демонстрирующих увеличение в них виброперемещения поверхности. В пучности темные и светлые интерференционные полосы охватывают как лопатки, так и диск турбинного колеса, из чего видно, что колесо турбины колеблется как единое целое, образуя связанные колебания [9].

Интерферограммы, представленные на рисунке, демонстрируют рост контраста интерференционной картины с увеличением толщины плексигласовой пластины (d) диффузно-рассеивающего элемента. Наилучший результат по контрасту интерференционных полос был достигнут для диффузно-рассеивающего элемента с толщиной пластины из оргстекла около $d=8$ мм (рисунок 3, в). Это подтверждается дополнительным изучением видимости интерференционных картин, зарегистрированных через 1 час и через 24 часа после установки диффузно-рассеивающих элементов на голографическом стенде с помощью магнитной подвески. Такая процедура позволила оценить влияние на качество регистрируемых интерферограмм эффекта демпфирования колебаний диффузно-рассеивающего элемента после его установки. Согласно этой методике, для диффузно-рассеивающего элемента с толщиной пластины из оргстекла $d=3, 5$ и 8 мм были измерены видимости для полос k -го порядка в регистрируемой интерференционной картине (рисунок 4).

При использовании диффузно-рассеивающих элементов с более толстыми пластинами из оргстекла были получены более контрастные интерференционные картины с видимостью до 0,38 (рисунок 4). В этих условиях увеличивается контраст для всех порядков интерференционных полос. При

этом уменьшается неравномерность локального контраста интерференционных картин (рисунок 3). Однако замедление роста качества интерференционной картины с ростом d (см. кривые 1-3 на рисунке 4) свидетельствует о приближении оптической системы интерферометра к оптимальному состоянию по выбранному параметру.

С другой стороны, рисунки 4,а и 4,б показывают, что наилучшее качество интерферограммы, регистрируемой спекл-интерферометром, может быть достигнуто через 24 часа после установки диффузно-рассеивающего элемента на магнитной подвеске. Это происходит за счет демпфирования вибрации диффузно-рассеивающего элемента, вызванной ударом при монтаже. В то же время попытка записать интерферограмму сразу после установки диффузно-рассеивающего элемента приводит к неудаче из-за возмущений оптического пути интерферометра. Это показывает необходимость исследования вибрационного состояния помехозащищенного цифрового спекл-интерферометра при воздействии случайных возмущений и, в частности, колебаний диффузно-рассеивающего элемента.

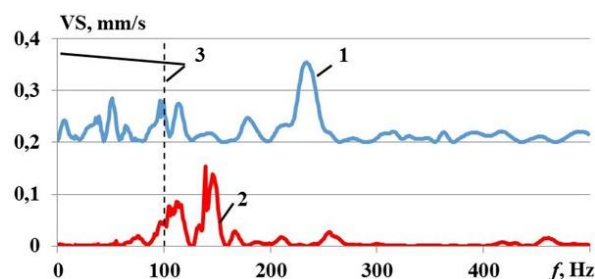


Рисунок 6. Спектры скоростей колебаний диффузно рассеивающих элементов, возбуждаемых ударом. Толщины плексигласовой пластины диффузно-рассеивающего элемента: 1 – $d=3$ мм, 2 – 8 мм, 3 – ширина полосы случайных возмущений. Кривая (1) смещена относительно кривой (2) на $0,2$ мм/с вверх

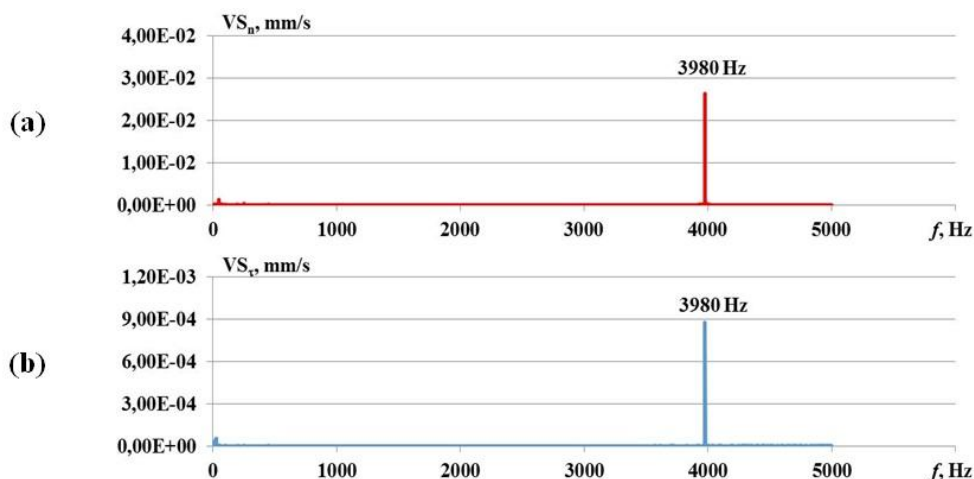


Рисунок 7. Спектры виброскорости диффузно-рассеивающих элементов при возбуждении турбинного колеса
(a) – нормальная компонента, (b) – тангенциальная компонента.

Толщина плексигласовой пластины диффузно-рассеивающего элемента 3 мм

Вибрацию диффузно-рассеивающего элемента под действием случайных механических возмущений измеряли с помощью лазерного доплеровского вибromетра (LDV). Согласно [16, 29], LDV регистрировал временной ряд виброскорости, который можно легко представить спектральными составляющими посредством преобразования Фурье [32]. Полученные спектры виброскорости в центре диффузно-рассеивающих элементов с толщиной пластины из оргстекла $d=3$ и 8 мм представлены на рисунке 5. В естественных условиях эти спектры показывают, что пластина из плексигласа с $d=3$ колеблется больше, чем пластина с $d=8$ мм. При этом спектры локализованы в полосе частот 100 Гц и связаны с вибрациями здания, в котором находится наша лаборатория. С другой стороны, наблюдаемые составляющие спектра колебаний определяются собственными частотами диффузно-рассеивающего элемента и его механическими характеристиками.

Для того чтобы раскрыть это явление был проведён анализ режимов вибрации. В этом случае диффузно-рассеивающие элементы были присоединены к голографической подставке магнитной подвеской, а их возбуждение было

реализовано ударным методом [33]. Записанные спектры собственных частот диффузно-рассеивающих элементов представлены на рисунке 6. Здесь видно, что собственные частоты диффузно-рассеивающего элемента смещаются в высокочастотную область с увеличением толщины его плексигласовой пластины. Это подтверждается данными аналитических исследований, выполненных для плоских пластин, закреплённых на раме [31].

Параллельно исследовались колебания диффузно-рассеивающего элемента при возбуждении турбинного колеса. Зарегистрированные спектры виброскорости показывают наличие на поверхности диффузно-рассеивающего элемента высокочастотной составляющей, связанной с резонансной частотой объекта (см. рисунок 7). Очевидно, что передача вибрации от возбуждённого колеса турбины к диффузно-рассеивающему элементу возможна через магнитный подвес. Однако LDV-сканирование диффузно-рассеивающего элемента показало наличие на его поверхности участков с более интенсивной вибрацией (рисунок 8). Эти области располагались напротив пучностей турбинного колеса (кривая 1 на рисунке 8). При этом участки поверхности напротив узлов и участки

поверхности вне турбинного колеса имели равные колебания (кривые 2, 3 на рисунке 8). Это позволяет предположить наличие дополнительной связи между возбуждаемым колесом турбины и диффузно-рассеивающим элементом.

Кроме того, эта связь способна обеспечить синхронизацию колебаний между этими элементами [34].

Таким образом, полученные результаты объясняют наблюдаемое улучшение качества интерферограммы (см. рисунок 3) и могут быть использованы для оптимизации конструкции помехозащищённого цифрового спекл-интерферометра.

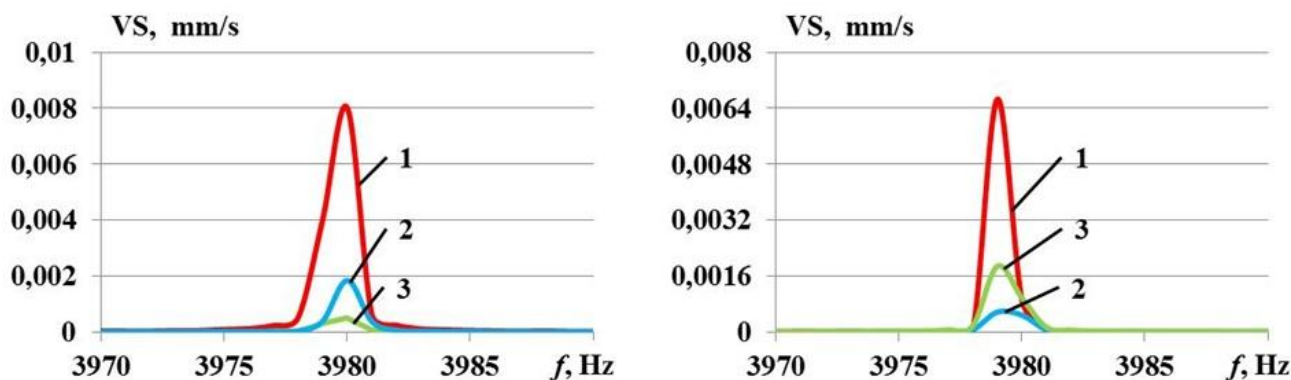


Рисунок 8. Результаты сканирования различных участков поверхности диффузно-рассеивающих элементов лазерным доплеровским виброметром при возбуждении турбинного колеса

- 1 – область диффузно-рассеивающих элементов, расположенная напротив пучности турбинного колеса;
 - 2 – область диффузно-рассеивающих элементов, расположенная вне турбинного колеса;
 - 3 – область диффузно-рассеивающих элементов, расположенная напротив узловой зоны турбинного колеса.
- Толщина плексигласовых пластин диффузно-рассеивающих элементов $d=3$ мм (а) и $d=8$ мм (б)

4 Заключение

Проведённое исследование указывает на один из путей улучшения качества регистрируемых интерференционных картин с помощью спекл-интерферометра с непрерывным лазером, работающего без изоляции от вибрации. Оптимизация конструкции спекл-интерферометра позволяет повысить контрастность регистрируемых интерферограмм более чем на 50%. Результат позволяет эффективно использовать разработанный метод регистрации сопряжённых колебаний колёс ГТД.

5 Благодарности

Работа выполнена при частичной поддержке Гранта Самарской области в области науки и техники 2020 г. и Минобрнауки России (проект № 0777-

2020-0015). Также авторы выражают благодарность Жужукину А.И. (сотрудник Инжинирингового центра ПАО ОДК «Кузнецов») за обсуждение и ценные советы.

Список использованных источников

- [1] E. Zio, M. Fan, Z.Zeng, R. Kang, “Application of reliability technologies in civil aviation: Lessons learnt and perspectives”, Chinese Journal of Aeronautics, vol. 32, i.1: 2019., pp.143–158
- [2] A.F. Pashchenko* V.I. Akhrameev, “On Some Approaches to Development of Flight Safety Control System for Experimental and Civil Aviation”, IFAC PapersOnLine, i.54-13, 2021, pp.704–709.
- [3] C-W. Lee, Vibration Analysis of Rotors, Heidelberg: Springer Netherlands, 1993.
- [4] M. L. Adams, Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting, 2nd ed., Boca Roton – London – New-York: CRC Press, 2010.
- [5] M. P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook. 4th ed. Amsterdam: Elsevier Inc., 2012.
- [6] L. Bertini, P.Neri, C.Santus, A.Guglielmo, G.Mariotti, “Analytical investigation of the SAFE diagram for bladed wheels, numerical and experimental validation”, Journal of Sound and Vibration, vol.333,2014, pp.4771–4788.

- [7] A.V. Kochergin, N.V. Pavlova, K.A. Valeeva, "Vibroacoustic Control of Technical Conditions of GTE", *Procedia Engineering*, vol.150, 2016, pp.363-369.
- [8] P. Neri, "Bladed wheels damage detection through Non-Harmonic Fourier Analysis improved algorithm", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 88, 2017, pp.1-8.
- [9] Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин - М.: Машиностроение, 1983.
- [10] Вибропрочностные испытания охлаждаемых лопаток турбины/ С.Д. Еленевский, Р.С Бекбуланов., И.Г. Сипухин и др // В сборнике "Научные основы и методы повешения надежности и долговечности газотурбинных двигателей" -Киев.: Накуова думка, 1979. С.149-155.
- [11] Industrial Vibration Modelling, J. Caldwell, R. Bradley, (Eds.) Heidelberg: Springer Netherlands, 1987.
- [12] Gh. Buzdugan, E. Mihăilescu, M. Rades, *Vibration measurement*, Heidelberg: Springer Netherlands, 1986.
- [13] Неразрушающий контроль: Справочник: В 8 т. / Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 1: В.И. Иванов, И.Э. Власов. Метод акустической эмиссии. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика. - 2-е изд., испр. - М.: Машиностроение, 2006. - 829 с.: ил.
- [14] C. Gray, *Optical Methods of Engineering Analysis*, Cambridge – New-York – Melbourn:Cambridge University Press, 1998.
- [15] *Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics*, N. William and Jr. Sharpe (Eds.), New-York: Springer, 2008.
- [16] Rotating Machinery, optical methods & scanning LDV methods, Vol. 6 in *Proceedings of the 37th IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics*, C. Niezrecki, J. Baqersad, D. Di Maio (Eds.), Springer, 2019.
- [17] M.M.Franson, *Speckle optics*, Moscow: Mir, 1980.
- [18] R Jones, C. Wykes, *Holographic and speckle interferometry. A discussion of the theory,practice and application of the techniques*, Cambridge – New-York – Melbourn:Cambridge University Press 1983.
- [19] *Interferometry in speckle light: theory and applications*, P. Jacquot, J.-M. Fournier (Eds.), Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2000.
- [20] D.I.Farrant, J.N.Petzing, J.R.Tyrer, "Geometrically qualified ESPI vibration analysis of an engine", *Optics and Lasers in Engineering*, vol. 41, i. 4, 2004, pp. 659-671.
- [21] X. Huang, W. Guo, R. Yu, X. Wang, "Real-time high sensibility vibration detection based on phase correlation of line speckle patterns", *Optics & Laser Technology*, vol. 148., 2022, pp. 1-6.
- [22] N. D. Bystrov, A. I. Zhuzhukin, "Speckle-interferometry in the Investigation of Large-size Gas Turbine Engine Structures Vibration", *Procedia Engineering*, vol. 176, 2017., pp. 471-475.
- [23] A.V.Ivchenko, A. I. Zhuzhukin, "The system development for digital recording of speckle-interferograms of an oscillating object without vibration isolation", 2020, *International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM 2020)*,pp 1-8.
- [24] Применение методов голографической и спекл-интерерометрии для исследования вибрации и шума механических конструкций/Д.С. Еленевский, О.А. Журавлев, Ю.Н. Шапошников и др. -Самара: Изд.-во СГАУ, 2005.
- [25] Patent Application Publication RU No. 71429 International Class G 01 H 9/00 Device for investigation of Vibration Modes. inventor: A.I. Zhuzhukin. Filed- 14.09.2007.
- [26] O.A. Zhuravliov, A.V. Ivchenko, A.I. Zhuzhukin, S.Yu. Komarov, Yu. N. Shaposhnikov, Yu. D. Shcheglov, "The Noiseproof Digital Speckle Pattern Interferometer for Vibration Modes Study to Industrial Demands", in *Proceeding of International Conference on Application for Image based Measurements*, Ulm: Dantec Dynamics GMB, 2012, 10pp.
- [27] An. I. Zhuzhukin and V. A. Solyannikov, "Method of reducing speckle-interferometer sensitivity for the study of turbomachine elements vibration", *Vestnik of the Samara State Aerospace University*, Vol. 13, no. 1, 2014, pp. 194-199. [In Russian]
- [28] E. V. Shakhmatov, O. A. Zhuravlev, R.N. Sergeev, A. I. Safin, "Development and application of mobile digital speckle interferometer for vibrometer model sample honeycomb", *Procedia Engineering*, vol. 106., 2015., pp. 247 - 252.
- [29] D. S. Lezhin, S. V. Falaleev, A. I. Safin, A. M. Ulanov, D.Vernano, "Comparison of different methods of non-contact vibration measurement", *Procedia Engineering*, vol.176, 2017, pp.175-183.
- [30] K. D. Moeller, *Optics*, New York:Springer-Verlag, 2007.
- [31] S. Timoshenko, S. Woinowsky-Kriger, *Theory of plates and shells*, 2nd ed., New-York –Toronto–London: McGraw-Hill Book Company Inc, 1959.
- [32] B. Osgood, *Lectures on the Fourier Transform and Its Applications*, Providence Rhode Island: American Mathematical Society, 2019.
- [33] IEC 60068-2-81:2003 *Environmental testing —Part 2-81: Tests — Test Ei: Shock — Shock response spectrum synthesis (MOD)*.
- [34] S. Boccaletti, A. N. Pisarchik, C. I. del Genio, A/ Amann, *Synchronization From Coupled Systems to Complex Networks*, New-York: Cambridge University Press, 2018.

THE IMPROVEMENT OF GTE-WHEEL OSCILLATION RECORDING PROCESS BY THE PANORAMIC-TYPE, NOISE-PROOF, DIGITAL SPECKLE-INTERFEROMETER

A.V. Ivchenko,
A.I. Safin

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

artursafin1988@gmail.com

The paper describes a mobile laser system based on a noise-proof digital speckle pattern interferometer for studying the coupled vibrations of the bladed wheels during engine development stage. The mechanical properties influence of the optical scheme elements of the speckle interferometer when recording information without vibration isolation is studied. It is noted an improvement in the quality of the obtained speckle interferograms with an increase in the construction rigidity of the diffusely scattering element of the speckle pattern interferometer.

Keywords: *bladed wheel; vibration modal analysis; vibrational mode; speckle interferometer; diffusely scattering element; interferogram, visibility*

References

- [1] E. Zio, M. Fan, Z.Zeng, R. Kang, "Application of reliability technologies in civil aviation: Lessons learnt and perspectives", Chinese Journal of Aeronautics, vol. 32, i.1: 2019., pp.143–158
- [2] A.F. Pashchenko* V.I. Akhrameev, "On Some Approaches to Development of Flight Safety Control System for Experimental and Civil Aviation", IFAC PapersOnLine, i.54-13, 2021, pp.704–709.
- [3] C-W. Lee, Vibration Analysis of Rotors, Heidelberg: Springer Netherlands, 1993.
- [4] M. L. Adams, Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting, 2nd ed., Boca Roton – London – New-York: CRC Press, 2010.
- [5] M. P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook. 4th ed. Amsterdam: Elsevier Inc., 2012.
- [6] L. Bertini, P.Neri, C.Santus, A.Guglielmo, G.Mariotti, "Analytical investigation of the SAFE diagram for bladed wheels, numerical and experimental validation", Journal of Sound and Vibration, vol.333,2014, pp.4771–4788.
- [7] A.V. Kochergin, N.V. Pavlova, K.A. Valeeva, "Vibroacoustic Control of Technical Conditions of GTE", Procedia Engineering, vol.150, 2016, pp.363-369.
- [8] P. Neri, "Bladed wheels damage detection through Non-Harmonic Fourier Analysis improved algorithm", Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 88, 2017, pp.1–8.
- [9] V.P. Ivanov, Oscillations of turbomachines impellers Moscow: "Mashinostroyeniye" Publish House, 1983. [In Russian]
- [10] S.D. Elenevsky, R.S. Bekbulanov, I.G. Sipukhin, A.M. Buronkin, Yu. N. Shaposhnikov, "Vibration tests for the cooling turbine blades", in the collected papers: "Scientific basis and methods for increasing the reliability and durability of gas turbine engines", Kiev: "Naukova dumka" Publish House, 1979. pp.149-155. [In Russian]
- [11] Industrial Vibration Modelling, J. Caldwell, R. Bradley, (Eds.) Heidelberg: Springer Netherlands, 1987.
- [12] Gh. Buzdugan, E. Mihăilescu, M. Rades, Vibration measurement, Heidelberg: Springer Netherlands, 1986.
- [13] F.Ya. Balitsky, A.V. Barkov, N.A. Barkova, "Vibration monitoring" in Nondestructive testing: Handbook, Vol.7, Book 2, V.V. Klyuev, (Ed.), Moscow: "Mashinostroyeniye" Publish House, 2006. [In Russian]
- [14] C. Gray, Optical Methods of Engineering Analysis, Cambridge – New-York – Melbourn:Cambridge University Press, 1998.
- [15] Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics, N. William and Jr. Sharpe (Eds.), New-York: Springer, 2008.
- [16] Rotating Machinery, optical methods & scanning LDV methods, Vol. 6 in Proceedings of the 37th IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics, C. Niezrecki, J. Baqersad, D. Di Maio (Eds.), Springer, 2019.
- [17] M.M.Franson, Speckle optics, Moscow: Mir, 1980.
- [18] R Jones, C. Wykes, Holographic and speckle interferometry. A discussion of the theory,practice and application of the techniques, Cambridge – New-York – Melbourn:Cambridge University Press 1983.
- [19] Interferometry in speckle light: theory and applications, P. Jacquot, J.-M. Fournier (Eds.), Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2000.
- [20] D.I.Farrant, J.N.Petzing, J.R.Tyrer, "Geometrically qualified ESPI vibration analysis of an engine", Optics and Lasers in Engineering, vol. 41, i. 4, 2004, pp. 659-671.
- [21] X. Huang, W. Guo, R. Yu, X. Wang, "Real-time high sensibility vibration detection based on phase correlation of line speckle patterns", Optics & Laser Technology, vol. 148,, 2022, pp. 1-6.
- [22] N. D. Bystrov, A. I. Zhuzhukin, "Speckle-interferometry in the Investigation of Large-size Gas Turbine Engine Structures Vibration", Procedia Engineering, vol. 176, 2017., pp. 471-475.
- [23] A.V.Ivchenko, A. I. Zhuzhukin, "The system development for digital recording of speckle-interferograms of an oscillating object without vibration isolation", 2020, International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM 2020),pp 1-8.
- [24] O.A. Zhuravliov, Yu. N. Shaposhnikov, Yu. D. Shcheglov, S.Yu. Komarov Application of holographic and speckle interferometry methods for investigation of vibration and noise, Samara State Aerospace University Press, Samara: 2005. [in Russian]
- [25] Patent Application Publication RU No. 71429 International Class G 01 H 9/00 Device for investigation of Vibration Modes. inventor: A.I. Zhuzhukin. Filed- 14.09.2007.

- [26] O.A. Zhuravliov, A.V. Ivchenko, A.I. Zhuzhukin, S.Yu. Komarov, Yu. N. Shaposhnikov, Yu. D. Shcheglov, “The Noiseproof Digital Speckle Pattern Interferometer for Vibration Modes Study to Industrial Demands”, in Proceeding of International Conference on Application for Image based Measurements, Ulm: Dantec Dynamics GMB, 2012, 10pp.
- [27] An. I. Zhuzhukin and V. A. Solyannikov, “Method of reducing speckle-interferometer sensitivity for the study of turbomachine elements vibration”, Vestnik of the Samara State Aerospace University, Vol. 13, no. 1, 2014, pp. 194-199. [In Russian]
- [28] E. V. Shakhmatov, O. A. Zhuravlev, R.N. Sergeev, A. I. Safin, “Development and application of mobile digital speckle interferometer for vibrometer model sample honeycomb”, Procedia Engineering, vol. 106., 2015., pp. 247 - 252.
- [29] D. S. Lezhin, S. V. Falaleev, A. I. Safin, A. M. Ulanov, D.Vergnano, “Comparison of different methods of non-contact vibration measurement”, Procedia Engineering, vol.176, 2017, pp.175-183.
- [30] K. D. Moeller, Optics, New York:Springer-Verlag, 2007.
- [31] S. Timoshenko, S. Woinowsky-Kriger, Theory of plates and shells, 2nd ed., New-York –Toronto–London: McGraw-Hill Book Company Inc, 1959.
- [32] B. Osgood, Lectures on the Fourier Transform and Its Applications, Providence Rhode Island: American Mathematical Society, 2019.
- [33] IEC 60068-2-81:2003 Environmental testing —Part 2-81: Tests — Test Ei: Shock — Shock response spectrum synthesis (MOD).
- [34] S. Boccaletti, A. N. Pisarchik, C. I. del Genio, A/ Amann, Synchronization From Coupled Systems to Complex Networks, New-York: Cambridge University Press, 2018.

А.В. Иванов

АО «НПО Энергомаш имени
академика В.П. Глушко»
ул. Бурденко 1, г. Химки, 141001,
Московская область,
Российская Федерация,

«Московский авиационный
институт (национальный
исследовательский университет)»
Волоколамское шоссе, 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3, 125993,
Российская Федерация

iav308@inbox.ru

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ЗАЗОРА В УПЛОТНЕНИИ ТУРБИНЫ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В статье приведён подход к анализу изменения зазора в уплотнении турбины в зависимости от режима работы агрегата и двигателя, который позволяет проанализировать динамику изменения величины рабочего и минимального зазора для бесконтактных уплотнений, рабочего зазора и глубины врезания для прирабатывающихся уплотнений. Этот подход может быть использован как на ранних этапах проектирования, так и после окончательной разработки конструкции при анализе поведения зазора при испытаниях и эксплуатации. Зная величину зазора в уплотнении, можно более точно прогнозировать изменение параметров агрегата в течение всего цикла работы двигателя, минимизировать время доводки, связанное с отработкой уплотнений и их влиянием на характеристики турбины.

Ключевые слова: турбина; зазор; деформация; давление; температура

1 Введение

Независимо от схемы жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) – с дожиганием или без – уплотнения турбин турбонасосных агрегатов (ТНА) являются одним из важнейших элементов, влияющим как на характеристики, так и на работоспособность турбины. В уплотнениях турбин ТНА ЖРД как правило используют бесконтактные, реже – прирабатывающиеся уплотнения [1]. Конструктивно и бесконтактные, и прирабатывающиеся уплотнения обычно выполняют щелевыми или лабиринтными, иногда в ЖРД безгенераторной схемы применяют уплотнения турбин с плавающими кольцами [1].

Изменение величины зазора в уплотнении, независимо от его типа, приводит к изменению характеристик турбины из-за изменения величины расхода через уплотнение. Для турбин ТНА современных ЖРД характерны температуры до 1200 К и давления до 60 МПа, что ведёт к существенным силовым и температурным деформациям. Отклонения размеров составных частей, формы и расположения их сопрягаемых поверхностей ведут к местному изменению зазора, что для бесконтактных

уплотнений приводит к локальному уменьшению радиального зазора, а в предельном случае – к взаимному касанию роторного и статорного элементов уплотнения, а для прирабатывающихся – к локальному увеличению глубины врезания, что ведёт к повышению момента трения, может служить причиной повышенных вибраций конструкции.

Существующий в настоящее время подход к проектированию ТНА ЖРД не предполагает учёта влияния изменения зазора в уплотнении турбины на её характеристики и работоспособность на режимах, отличных от номинального [2]. Подобный анализ, в соответствии с общепринятой практикой, проводят либо на этапе профилирования проточной части турбины, либо уже на этапе выпуска конструкторской документации. На более ранних этапах проектирования обычно анализ величин рабочих зазоров, отсутствия касания в бесконтактных уплотнениях и глубины врезания в прирабатывающихся не проводится. Отсутствие результатов такого анализа может требовать доработок конструкции турбины как при её дальнейшем проектировании, так и в процессе проведения доводочных

испытаний.

В статье приведён подход к анализу изменения зазора в уплотнении турбины в зависимости от режима работы агрегата и двигателя, который позволяет проанализировать динамику изменения величины зазоров в бесконтактных и прирабатывающихся уплотнениях турбин. Представленный в статье подход аналогичен предложенному автором для анализа уплотнений насосов [3].

Такой подход может быть использован как на ранних этапах проектирования, так и после окончательной разработки конструкции при анализе поведения зазора в процессе испытаний и эксплуатации. Зная величину зазора в уплотнении, можно более точно прогнозировать изменение параметров турбины и турбонасосного агрегата в течение всего цикла работы двигателя, минимизировать время доводки, связанное с отработкой уплотнений и их влиянием на характеристики турбины.

2 Виды зазоров в уплотнениях турбин и определяющие их факторы

В процессе работы ТНА в составе двигателя происходит существенное изменение как формы, так и величины зазора в уплотнении турбины по сравнению с его формой и величиной при сборке агрегата (рисунок 1) [4], причём деформирование элементов уплотнения турбины может быть как осесимметричным (рисунок 1,а), так и несимметричным (рисунок 1,б).

В большинстве случаев при анализе работы турбины ТНА на режимах регулирования, особенно на начальных этапах проектирования, как в отечественной, так и в зарубежной практике зазор в уплотнении рассматривают как величину постоянную, равную величине на номинальном режиме работы [2, 5]. Такой подход обоснован для турбин однорежимных ЖРД с относительно невысокими окружными скоростями и уровнем давления в проточной части

турбины, т.е. для турбин двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа. Небольшие относительно величины монтажного зазора величины деформаций позволяют не учитывать их при анализе величины зазора. Для двигателей с дожиганием генераторного газа уровень окружных скоростей рабочих колёс, а особенно давления в проточной части существенно выше, чем для двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа. Это требует учёта влияния деформаций на зазор в уплотнении и характеристики турбины.

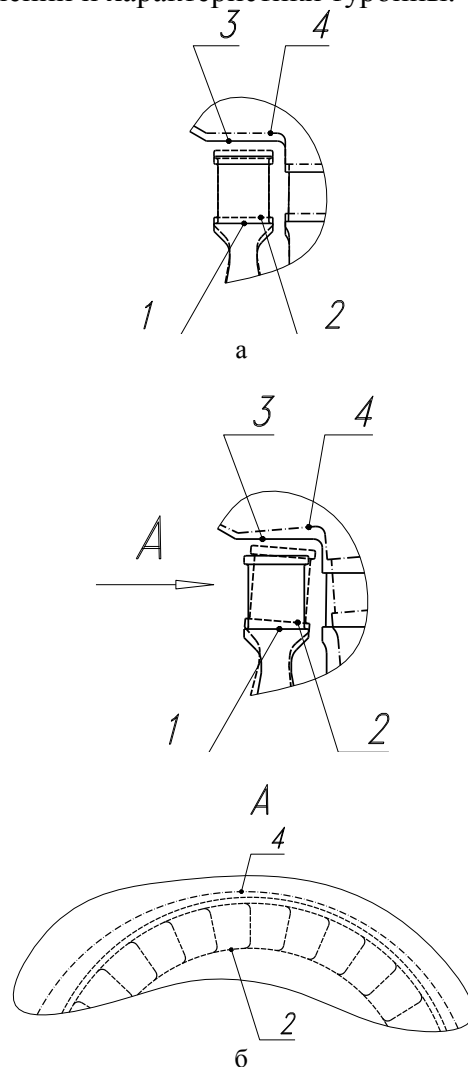


Рисунок 1. Уплотнение турбины в исходном и деформированном состоянии

а) осесимметричное деформирование,
б) несимметричное деформирование

1 – роторный элемент в исходном состоянии;
2 – роторный элемент в деформированном состоянии;
3 – статорный элемент в исходном состоянии;
4 – статорный элемент в деформированном состоянии

Необходимость регулирования работы ЖРД в процессе его работы, включая режимы запуска и останова, предварительной и конечной ступени, дросселирования и форсирования по тяге – от 20 до 120 % номинального режима, требует расчёта параметров турбин на всех режимах работы двигателя.

Не менее важной задачей является обеспечение достаточности для бесконтактной работы зазора в бесконтактном уплотнении и допустимой глубины врезания для прирабатывающегося уплотнения на всех режимах работы, начиная от подготовительных операций, таких как захолаживания, до полного останова двигателя.

Радиальный рабочий зазор определяется, исходя из величин монтажного зазора, измеренного при сборке турбины, силовых и термических деформаций составных частей турбины, формирующих уплотнительный зазор. Деформации элементов уплотнения обусловлены перепадами давления, центробежными силами, разностью температуры элементов конструкции при сборке и работе.

Минимальный гарантированный зазор, обеспечивающий бесконтактную работу уплотнения, и глубина врезания определяются с учётом местного уменьшения зазора, вызванного изменением формы уплотнительных поверхностей и изменением взаимного положения осей роторного и статорного элементов уплотнения при изготовлении, монтаже и эксплуатации. К факторам, влияющим на местное уменьшение зазора, относятся: зазоры по посадкам, отклонения формы и расположения поверхностей (некруглость, отклонения профиля продольного сечения, несоосность, непараллельность сопрягаемых торцов, перпендикулярность посадочных диаметров и сопрягаемых торцов), поводки, вызванные воздействием других агрегатов и трубопроводов при сборке и работе двигателя, изгиб ротора при работе и т.п.

Рабочий зазор в уплотнении турбины равен разности монтажного зазора и

деформаций элементов уплотнения, при этом для прирабатывающегося уплотнения необходимо учесть возможную площадь выработки в зоне контакта элементов уплотнения:

$$\delta R_p = \delta R_m - \delta R_o,$$

$$\delta R_o = \delta R_{cyl} + \delta R_T,$$

$$\delta R_{cyl} = \delta R_{cyl}^{ct} + \delta R_{cyl}^{pot},$$

$$\delta R_{cyl}^{ct} = \delta R_{\Delta p}^{ct} + \delta R_{mont}^{ct},$$

$$\delta R_{cyl}^{pot} = \delta R_{\Delta p}^{pot} + \delta R_{ic}^{pot},$$

$$\delta R_T = \delta R_T^{ct} + \delta R_T^{pot},$$

где δR_p – радиальный рабочий зазор в уплотнении;

δR_o – радиальные деформации элементов уплотнения турбины;

δR_{cyl} , δR_T – радиальные силовые и термические деформации элементов уплотнения;

δR_{cyl}^{ct} , δR_{cyl}^{pot} – радиальные силовые деформации статорного и роторного (рабочего колеса турбины) элементов уплотнения;

$\delta R_{\Delta p}^{ct}$, $\delta R_{\Delta p}^{pot}$ – радиальные силовые деформации статорного и роторного элементов уплотнения под действием перепада давления на уплотнении;

δR_{mont}^{ct} – радиальные силовые деформации статорного элемента уплотнения под действием монтажных напряжений, вызванных воздействием на элементы конструкции усилий при сборке и эксплуатации агрегата и двигателя;

δR_{ic}^{pot} – радиальные силовые деформации рабочего колеса турбины под действием центробежных сил;

δR_T^{ct} , δR_T^{pot} – радиальные термические деформации статорного и роторного элементов уплотнения.

Термические деформации определяют, исходя из физических свойств материалов элементов уплотнения с учётом разности между температурой при работе и сборке конструкции турбины и её составных частей.

При расчёте зазоров в уплотнении необходимо учитывать направление

деформаций роторного и статорного элементов уплотнения турбины. Если деформация ведёт к уменьшению зазора, то её следует учитывать со знаком «+», если к его увеличению, то со знаком «-». Например, при расчёте термических деформаций элементов конструкции турбины изменение размеров статорного элемента уплотнения ведёт к увеличению величины зазора, а роторного – к его уменьшению. Следовательно, для уплотнений турбин уравнение для определения термических деформаций будет выглядеть:

$$\delta R_T = -\delta R_T^{cm} + \delta R_T^{pot} = \delta R_T^{pot} - \delta R_T^{cm}.$$

Именно рабочий зазор определяет расходные характеристики надбандажного уплотнения турбины, т.е. оказывает прямое влияние на её расходный КПД.

В прирабатываемом уплотнении турбины выбор монтажного зазора осуществляется из условия исключения заклинивания ротора в уплотнении до начала его вращения. Для уплотнений турбин криогенных насосов это условие должно обеспечиваться в том числе при выполнении предварительного захлаживания, когда из-за теплопроводности конструкции температура статорных элементов уплотнения может быть близка к температуре криогенного компонента.

Это требование – обеспечение отсутствия заклинивания до начала работы – справедливо не только для прирабатываемых уплотнений турбин, но и для бесконтактных.

В зависимости от конструкции, требований к изготовлению и величин монтажных зазоров в прирабатываемом уплотнении может наблюдаться местный или круговой износ статорной части уплотнения.

Условие местного износа:

$$\begin{cases} \Delta R_M - \Delta R_D > 0; \\ \delta R_M - \delta R_D - \delta R_{cm} < 0, \end{cases}$$

где δR_{cm} – радиальная несоосность между

роторным (δR_{cm}^{pot}) и статорным (δR_{cm}^{cm}) элементами уплотнения, вызванная смещением элементов конструкции относительно идеальной геометрической оси при сборке и работе за счёт несоосности посадочных поверхностей, зазоров по посадкам и в подшипниках, непараллельности упорных торцов, неперпендикулярности упорных торцов относительно посадочных диаметров, неперпендикулярности упорных торцов относительно резьбы крепёжных элементов и т.п.

При выполнении условия $\delta R_M - \delta R_D - \delta R_{cm} < 0$ в зависимости от векторных направлений изменения радиуса статорного элемента уплотнения и смещения оси поверхности ротора может реализоваться как местный износ поверхности статорного элемента уплотнения, так и его бесконтактная работа.

Круговой износ может иметь место при значительной величине деформаций ротора под воздействием центробежных сил и термических деформаций. Условия кругового износа:

$$\delta R_M - \delta R_D \leq 0 \text{ или } \delta R_M - \delta R_D \leq \delta R_{cm}.$$

Для прирабатываемых уплотнений рабочий зазор определяется глубиной врезания, начальным монтажным зазором и деформациями элементов уплотнения и для каждого конкретного случая, конкретной конструкции требует отдельного определения. В общем случае для расчёта рабочего зазора при круговой выработке можно использовать следующие зависимости:

$$\delta R_p = \delta R_D - \delta R_M + \delta R_{cm} \text{ при } \delta R_M - \delta R_D \leq 0;$$

$$\delta R_p = \delta R_M - \delta R_D + \delta R_{cm} \text{ при}$$

$$\delta R_M - \delta R_D \leq \delta R_{cm}.$$

Для расчёта рабочего зазора при местной выработке, так как зазор имеет переменное значение для определения расходных характеристик уплотнения, введем понятие эквивалентного рабочего зазора:

$$\delta R_{pэ} = \frac{S}{2 \cdot R_y},$$

S – площадь проходного сечения между роторным и статорным элементами уплотнения;

R_y – радиус уплотнительной поверхности ротора.

$$S = 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot (\delta R_m - \delta R_d) + \pi \cdot R_y^2 \cdot \left(1 - \frac{\arcsin \frac{\delta R_{cm} - (\delta R_m - \delta R_d)}{2 \cdot R_y}}{360^\circ} \right).$$

Минимальный гарантированный зазор в бесконтактных уплотнениях, показывающий достаточность монтажного зазора для обеспечения бесконтактной работы уплотнения, определяется по следующей зависимости:

$$\delta R_{\min} = \delta R_p - \delta R_{cm}.$$

Глубина врезания в прирабатываемом уплотнении с круговой выработкой равна величине рабочего зазора и определяется как деформациями, так и монтажными смещениями элементов уплотнения, в уплотнении с местной выработкой:

$$\delta R_{ep} = \delta R_{cm} - (\delta R_m - \delta R_d).$$

3 Расчёт зазоров в уплотнении турбины на начальных стадиях проектирования

При выборе величины монтажного зазора (δR_m) в уплотнении турбины на этапе проектирования до подробной проработки конструкции можно ориентироваться на значения, связанные с наружным диаметром рабочего колеса турбины (R_y) и, в зависимости от типа применяемого уплотнения, использовать следующие значения:

- $\delta R_m = (0,001...0,005) \cdot R_y$ для бесконтактных уплотнений;
- $\delta R_m = (0,0005...0,0015) \cdot R_y$ для прирабатываемых уплотнений.

Как правило, меньшие значения зазоров соответствуют двигателям средней и большой тяги (не менее 500 кН), а большие – двигателям с тягой менее 100 кН.

Если на этапе проектирования до подробной проработки конструкции всех элементов турбины нет возможности с достаточной степенью точности определить величины силовых и температурных деформации, для определения их величин на номинальном режиме работы можно воспользоваться соотношением:

$$\delta R_d = (0,15...2,50) \cdot \delta R_m.$$

Меньшие значения соответствуют бесконтактным уплотнениям малонагруженных турбин небольшого диаметра (до 100 мм), большие значения – большим диаметрам и нагруженным турбинам, использующим прирабатываемые уплотнения, в первую очередь турбинам двигателей с дожиганием генераторного газа с давлением в камере сгорания не менее 16 МПа.

Для оценки влияния зазора в уплотнении на характеристики турбины важно знать, какая часть деформаций приходится на роторную, а какая – на статорную часть уплотнения. Для первоначальной оценки можно принять, что

$$\delta R_d^{pom} = 0,4 \cdot \delta R_d,$$

$$\delta R_d^{cm} = 0,6 \cdot \delta R_d,$$

где $\delta R_d^{pom} = \delta R_{sil}^{pom} + \delta R_T^{pom}$ – деформации рабочего колеса турбины;

$\delta R_d^{cm} = \delta R_{sil}^{cm} + \delta R_T^{cm}$ – деформации статорного элемента уплотнения.

В зависимости от режима работы двигателя температура на входе в турбину может изменяться в достаточно широких пределах. Зная температуру рабочего тела и термические деформации на номинальном режиме и физические свойства используемых материалов, можно определить их на любом режиме работы по следующей зависимости:

$$\delta R_T = \frac{\Delta T \cdot \alpha}{\Delta T_n \cdot \alpha_n} \cdot \delta R_T^n,$$

где $\Delta T = T_p - T_{сб}$, $\Delta T_n = T_{pn} - T_{сбн}$ – разница температуры при работе и сборке для рассчитываемого и номинального режима работы; α , α_n – температурный

коэффициент линейного расширения элемента конструкции для рассчитываемого и номинального режима работы; $\delta R_r''$ – термические деформации для номинального режима работы.

В зависимости от режима работы силовые деформации от действия перепада давления изменяются пропорционально отношению перепадов давления, а деформации от центробежных сил – пропорционально частоте вращения ротора. Считая, что для рабочего колеса турбины основной вклад вносят центробежные деформации, получим:

$$\delta R_o^{cm} = \frac{\Delta p}{\Delta p_n} \cdot \delta R_{он}^{cm},$$

$$\delta R_o^{pot} = \frac{\omega}{\omega_n} \cdot \delta R_{он}^{pot},$$

где Δp , Δp_n – перепад давления на уплотнении для рассчитываемого и номинального режима работы; ω , ω_n – частота вращения ротора для рассчитываемого и номинального режима работы; $\delta R_{он}^{cm}$, $\delta R_{он}^{pot}$ – радиальные силовые деформации статорного и роторного элементов уплотнения на номинальном режиме.

При расчёте влияния уплотнений на характеристики турбины на начальных стадиях проектирования до расчета параметров турбины на режимах регулирования можно считать, что

$$\delta R_o^{cm} = \frac{P}{P_n} \cdot \delta R_{он}^{cm},$$

$$\delta R_o^{pot} = \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \delta R_{он}^{pot},$$

где P , P_n – тяга двигателя для рассчитываемого и номинального режима работы.

Для определения глубины врезания в прирабатывающихся уплотнениях и гарантированного зазора в бесконтактных примем величину монтажных смещений:

$$\delta R_{cm} = (0,05...0,25) \cdot \delta R_m.$$

Суммарное монтажное смещение не зависит от режима работы.

4 Анализ влияния рабочего зазора на экономичность насоса

Расходная составляющая коэффициента полезного действия турбины определяется по следующей зависимости:

$$\eta_{pm} = \frac{\dot{m}_m - \sum_1^n \dot{m}_{ym}}{\dot{m}_m} = 1 - \frac{\sum_1^n \dot{m}_{ym}}{\dot{m}_m},$$

где $\dot{m}_m$ – массовый расход на выходе из турбины; $\sum_1^n \dot{m}_{ym}$ – суммарный массовый расход через все уплотнения проточной части турбины, для одноступенчатой осевой турбины – расход через надбандажное уплотнение.

В зависимости от размерности турбины, её типа и параметров можно считать, что $\sum_1^n \dot{m}_{ym} = (0,05...0,25) \cdot \dot{m}_m$, т.е. относительная величина расхода утечек через уплотнения:

$$\sum_1^n \bar{\dot{m}}_{ym} = \frac{\sum_1^n \dot{m}_{ym}}{\dot{m}_m} = 0,05...0,25.$$

Меньшие значения соответствуют турбинам большой размерности. Выражение для определения расходной составляющей КПД турбины:

$$\eta_{pm} = 1 - \sum_1^n \bar{\dot{m}}_{ym}.$$

На режимах, отличных от номинального, расходный КПД турбины можно определить, используя выражение:

$$\eta_{pm} = \bar{\eta}_{pm} \cdot \eta_{pmn},$$

где $\bar{\eta}_{pm} = \frac{\eta_{pm}}{\eta_{pmn}}$ – отношение расходного КПД

турбины для рассматриваемого и номинального режима работы.

Рассматривая параметры режимов регулирования, можно считать, что на этих режимах массовый расход через турбину пропорционален соотношению тяг и температур на входе в турбину на текущем и номинальном режимах:

$$\dot{m}_m = \frac{P \cdot T}{P_n \cdot T_n} \cdot \dot{m}_{mn},$$

где $\dot{m}_{mn}$ – массовый расход через турбину на номинальном режиме работы двигателя.

Относительный массовый расход через турбину:

$$\bar{m}_m = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{mn}} = \frac{P \cdot T}{P_n \cdot T_n}.$$

Массовый расход утечек через уплотнения проточной части турбины, независимо от их типа, пропорционален перепаду давления и рабочему зазору в уплотнении. Считая, что перепад давления на уплотнении пропорционален тяге двигателя, а величина рабочего зазора определяется зависимостями, приведенными в разделе 2 для бесконтактных и прирабатывающихся уплотнений, получим:

$$\sum_1^n \dot{m}_{ym} = \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \sum_1^n \dot{m}_{ynt},$$

где δR_{pn} – радиальный рабочий зазор на номинальном режиме работы двигателя; $\dot{m}_{ynt}$ – массовый расход через уплотнение на номинальном режиме.

Относительный расход утечек на режиме, отличном от номинального:

$$\sum_1^n \bar{m}_{ym} = \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{ynt},$$

$$\sum_1^n \bar{m}_{ynt} \text{ — относительная величина}$$

расхода утечек на номинальном режиме.

С учетом выражения для определения утечек через уплотнения турбины получим выражения для расходного КПД турбины на режимах работы двигателя, отличных от номинального:

$$\eta_{pm} = 1 - \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{ynt}.$$

Для анализа влияния утечек на характеристики турбины будем использовать относительный расходный КПД турбины – отношение расходного КПД для произвольного и номинального режимов работы:

$$\bar{\eta}_{pm} = \frac{1 - \frac{\delta R_p}{\delta R_{pn}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_n}} \cdot \frac{T_n}{T} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{ynt}}{1 - \sum_1^n \bar{m}_{ynt}}.$$

5 Анализ влияния рабочего зазора в уплотнении турбины на её характеристики на примере циклограмм работы ЖРД

Используя относительный расходный КПД турбины, определим его изменение в зависимости от режима работы двигателя. Для примера возьмём профиль тяги двигателя, аналогичный профилю тяги двигателя РД180 первой ступени ракеты-носителя (РН) «Атлас» и профиль тяги двигателя SSME, при его работе в составе многоразовой транспортной космической системы (МТКС) Space Shuttle [3]. При этом конструкция двигателей и их агрегатов в анализе не участвуют, рассматривается турбина, описанная ниже.

Влияние изменения зазоров в уплотнениях для РН «Атлас» рассмотрим применительно к одноступенчатой осевой турбине с относительными расходами утечек через надбандажное уплотнение

$\sum_1^n \bar{m}_{ynt} = 0,05; 0,1; 0,15 \text{ и } 0,2$; а для МТКС

Space Shuttle (двухступенчатая турбина с тремя уплотнениями проточной части)

$\sum_1^n \bar{m}_{ynt} = 0,1; 0,15; 0,2 \text{ и } 0,25$. Результаты

расчётного анализа влияния приведены на рисунках 2–4.

Из рисунков видно, что величина расходного КПД турбины, а следовательно и её суммарный КПД, зависит от параметров уплотнения на режимах работы двигателя. Особенно сильно влияние уплотнений проявляется на низких режимах работы. Таким образом, создавая многорежимные двигатели необходимо учитывать влияние зазоров в уплотнениях на значение КПД турбины на всех режимах работы, начиная с самых ранних стадий проектирования.

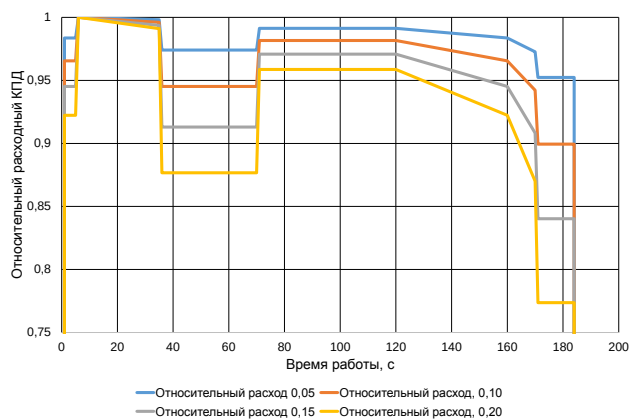


Рисунок 2. Изменение относительного расходного КПД турбины при различных значениях утечек (профиль тяги РН «Атлас III»)

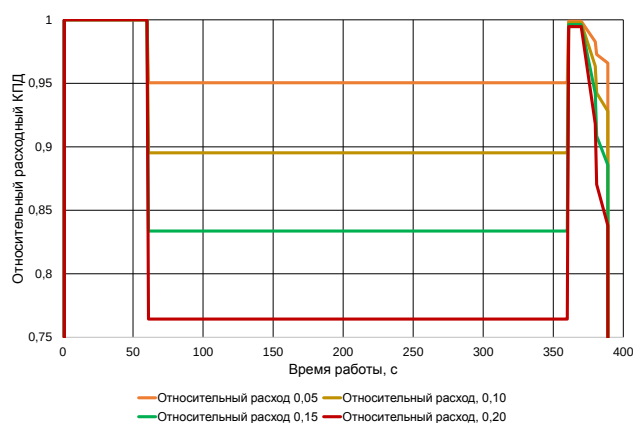


Рисунок 3. Изменение относительного расходного КПД турбины при различных значениях утечек (профиль тяги РН «Атлас V» тяжелого класса)

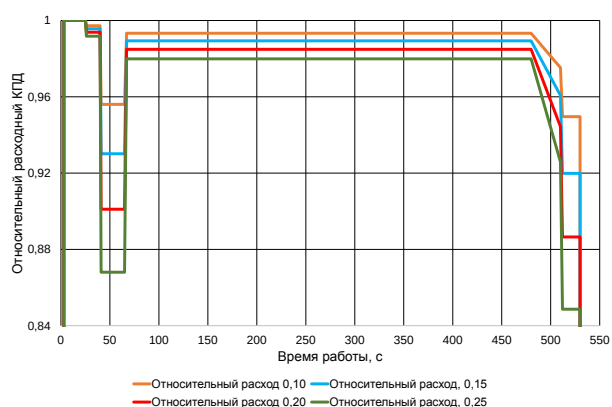


Рисунок 4. Изменение относительного расходного КПД при различных значениях утечек (профиль тяги МТКС Space Shuttle)

При анализе влияния уплотнений на характеристики турбин необходимо учесть, что относительное влияние уплотнения на расходный КПД будет одинаковым, а абсолютное влияние — различным. Это

связано с тем, что различные типы уплотнений турбин имеют свои особенности в выборе величины радиального уплотнительного зазора, свои значения коэффициентов расхода через уплотнения, оказывают различное влияние на динамические характеристики и устойчивость ротора ТНА. Поэтому при разработке турбины необходимо выполнять комплексный сопоставительный анализ и выбор целесообразности применения того или иного типа уплотнения.

На примере профилей тяги тех же двигателей оценим изменение минимального гарантированного зазора в уплотнениях турбин (рисунки 5–7). Анализ проведен применительно к бесконтактным уплотнениям, аналогичные результаты могут быть получены и для глубины выработки прирабатывающихся уплотнений.

На рисунках приведены значения относительного минимального гарантированного зазора:

$$\delta \bar{R}_{\min} = \frac{\delta R_{\min}}{\delta R_M}.$$

Для проведения расчёта принято, что суммарная величина деформаций на номинальном режиме работы равна $\delta R_0 = 0,6 \cdot \delta R_M$, суммарное смещение не зависит от режима работы и составляет для бесконтактных щелевых и лабиринтных уплотнений: $\delta R_{CM} = 0,25 \cdot \delta R_M$.

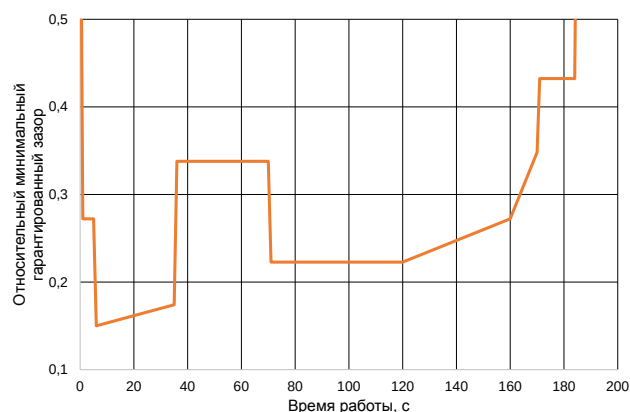


Рисунок 5. Изменение относительного минимального гарантированного зазора в бесконтактном уплотнении (профиль тяги РН «Атлас III»)

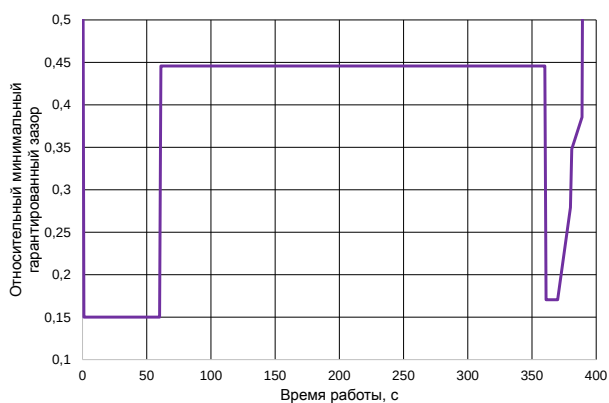


Рисунок 6. Изменение относительного минимального гарантированного зазора в бесконтактном уплотнении (профиль тяги РН «Атлас V» тяжёлого класса)

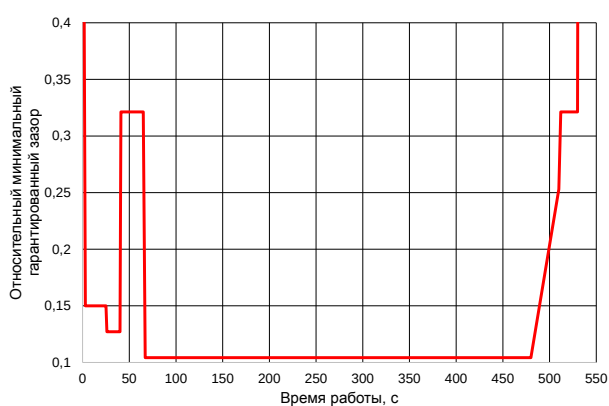


Рисунок 7. Изменение относительного минимального гарантированного зазора в бесконтактном уплотнении (профиль тяги МТКС Space Shuttle)

Из рисунков видно, что минимальный гарантированный зазор в зависимости от режима работы двигателя изменяется в достаточно широких пределах. При анализе достаточности зазора для бесконтактной работы особое внимание необходимо уделять режимам, на которых деформации имеют максимальное значение – режимам форсирования. Аналогично картина выглядит и для прирабатывающихся уплотнений. Анализ величин гарантированных зазоров и глубины выработки необходимо выполнять, начиная с ранних этапов проектирования, так как от них зависит назначение величин монтажных зазоров, выбор материалов элементов уплотнений. Для обеспечения бесконтактной работы или минимизации глубины выработки на всех режимах работы можно

либо изменить конструкцию применяемого уплотнения на ту, у которой влияние монтажных смещений на зазор будет минимальным, либо использовать конструктивно-технологические мероприятия, направленные на уменьшение влияния допусков на изготовление: повышение точности изготовления сопрягаемых поверхностей, ужесточение требований к допускам формы и расположения поверхностей, введение селективной сборки ответственных элементов и т.п.

6 Выводы

Выполненный анализ показывает, что с ранних этапов проектирования необходимо учитывать влияние уплотнений на экономичность турбины в зависимости от её конструкции и режима работы двигателя.

Конструкция уплотнения и режим его работы в составе двигателя оказывают определяющее влияние на величину минимального гарантированного зазора для бесконтактных уплотнений и глубину выработки для прирабатывающихся уплотнений.

Ошибки в выборе величин зазоров в турбине турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя могут привести к доработкам и необходимости существенного изменения конструкции при обработке.

Список использованных источников

- [1] Дмитренко А.И., Иванов А.В. К вопросу выбора и совершенствования уплотнений турбин ТНА ЖРД // Труды НПО Энергомаш, М. – 2017. № 34. – С. 181–198.
- [2] Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение. 1986. 376 с.
- [3] Иванов А.В. Анализ влияния типа бесконтактного уплотнения на характеристики насоса турбонасосного агрегата ракетного двигателя при изменении режима работы / Вестник Московского авиационного института. – Т. 28, № 3, 2021 – С. 33–43. DOI: 10.34759/vst-2021-3-33-45

[4] Иванов А.В. Влияние температурных деформаций на зазор в уплотнении турбины турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя // Авиационные двигатели. 2021. № 4 (13). С. 31–38.

[5] Sulinov A.V., Shabliy L.S., Zubanov V.M. Simulation Methodology of the Screw-Centrifugal Pump for Liquid Hydrogen // Journal of Physics: Conference Series. 2017. Vol. 803. Issue 1.

DYNAMICS OF ROCKET ENGINE TURBOPUMP TURBINE SEAL CLEARANCE CHANGES

A.V. Ivanov

JSC «NPO Energomash named after
academician V.P. Glushko»
1, Burdenko street,
Khimki, 141001, Russian Federation

«Moscow Aviation Institute (National
Research University)»
4, Volokolamskoye shosse,
Moscow, 125993, Russian Federation

iav308@inbox.ru

The article considers changes of liquid rocket engine turbopump turbine seal clearance. During operation, significant change in clearance occurs in comparison with the clearance between rotor and stator seal elements during assembly. The current approach does not involve taking into account the effect of turbine seal clearance changing to the unit parameters and characteristics during design. The report presents an approach to the analysis of seal clearance change, depending by turbopump and engine operating mode.

Key words: turbine; clearance; deformation; pressure; temperature

References

- [1] Dmitrenko A.I., Ivanov A.V. [About selection and improvement of seals of turbines of turbopump of LRE] In Russian. Trudi NPO Energomash. – 2017. № 34. – pp. 181–198.
- [2] Ovsannikov B.V., Borovskiy B.I. [Theory and calculation of liquid rocket engines supply units] In Russian. Mashinostroyeniye. – 1986. 376 p.
- [3] Ivanov A.V. [Analysis of contactless seal type impact on the pump characteristics of a rocket engine turbopump unit while operating mode changing] In Russian. Aerospace MAI Journal. – Vol. 28, № 3, 2021 – pp. 33–43. DOI: 10.34759/vst-2021-3-33-45
- [4] Ivanov A.V. [The influence of thermal deformations on clearance in a turbine seal of a liquid rocket engine's turbopump] In Russian. Aviation engines. – 2021. № 4 (13). – pp. 31–38.
- [5] Sulinov A.V., Shabliy L.S., Zubanov V.M. [Simulation Methodology of the Screw-Centrifugal Pump for Liquid Hydrogen] Journal of Physics: Conference Series. – 2017. Vol. 803. Issue 1.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РУЛЕВОГО ПРИВОДА ПО ДИНАМИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Гареев А.М.
Рыжкова Ю.П.

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

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

Gareyev@ssau.ru

Наиболее эффективным способом неразрушающего контроля технического состояния сложной гидромеханической системы, такой как рулевой привод, является диагностика по динамическим характеристикам. Рассматриваемыми в данной статье диагностическими признаками являются: динамические значения давления и расхода рабочей жидкости, а также скорости перемещения золотников и перекладки штока при возмущающих воздействиях. На примере рулевого привода КАУ-30Б показана возможность диагностики износа элементов гидромеханических систем на основе анализа переходных процессов.

Ключевые слова: переходный процесс; гидравлический усилитель; диагностика; динамическая характеристика

1 Введение

Всё расширяющаяся тенденция комплексирования машин в сложные механизмы ведёт к широкому использованию высокодинамичных гидромеханических систем (ГМС).

Ярким примером таких систем являются системы грузовых, строительных машин, подводных и надводных аппаратов, производственных технологических комплексов, ну и, разумеется, системы летательных аппаратов.

Одновременно с этим нужно отметить, что любое оборудование, в том числе и

гидравлические системы, подвержено риску возникновения неисправности или полного отказа из-за внутренних и внешних факторов.

Известно [1, 2], что большинство дефектов возникает вследствие нарушения технологии сборки и монтажа на этапах производства или ремонта ГМС. И выявить их сразу невозможно, проявляются они в процессе эксплуатации оборудования на рабочих режимах под нагрузкой. Всё это приводит к потере управления техническим комплексом. На рисунке 1 приведена статистика авиационных происшествий, вызванных отказами ГМС.

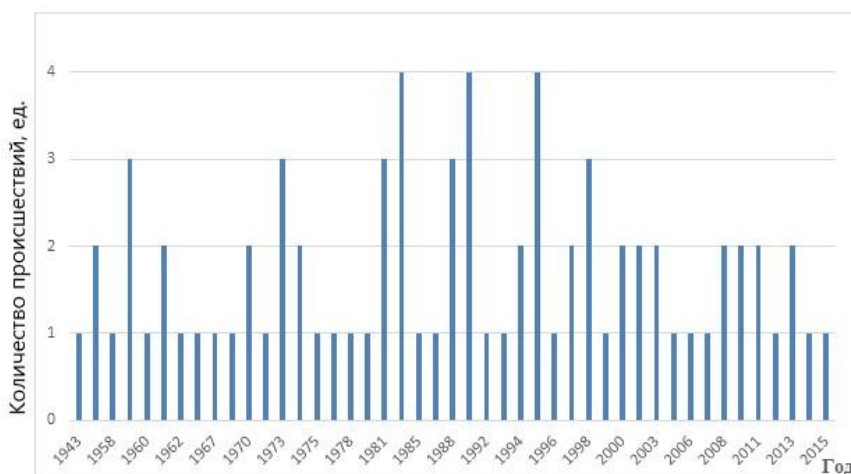


Рисунок 1. Количество авиационных происшествий, вызванных отказом ГМС

В целом, анализ статистических данных показывает, что 80% выходов из строя ГМС происходит в самый ответственный момент эксплуатации изделия из-за скрытых труднодиагностируемых дефектов, например:

- самолёт Airbus-320 съехал с ВПП на грунт в Бургасе 18 июля 2017 г. по причине отказа подсистем управления носовым колесом и реверсом тяги левого двигателя из-за внешней утечки в гидравлической системе, отвечающей за эти подсистемы управления;

- истребитель F-16 врезался в ангар в Риверсайде 16 мая 2019 г. по причине утечки рабочей жидкости в гидравлической системе из-за неправильно установленных клапанов на жиклере.

Поэтому, безусловно, вопросы надёжного функционирования ГМС в современной промышленности выходят на передний край. Остро ставится вопрос предотвращения внезапных отказов оборудования, агрегатов, элементов ГМС в процессе эксплуатации. Следовательно, необходимо иметь соответствующие методы, средства диагностирования и контроля состояния ГМС ТК и технологии их реализации,

позволяющие получать необходимую информацию в «реальном» масштабе времени.

Одними из весьма чувствительных диагностических признаков развития отказов в ГМС являются динамические характеристики, в частности, мгновенные значения расходов, давления и других параметров рабочих жидкостей, которые претерпевают существенные изменения в процессе износа и разрушения элементов системы. В данной статье автор предлагает обратить внимание на такие диагностические выходные параметры, как динамические значения давления, расхода, скорости переключков исполнительных органов при переходных процессах, проявляющихся в ГМС.

2 Постановка эксперимента

Постановка экспериментов проводилась на специально разработанном и изготовленном в Самарском университете стенде для экспериментальных исследований динамических характеристик ГМС. Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 2.

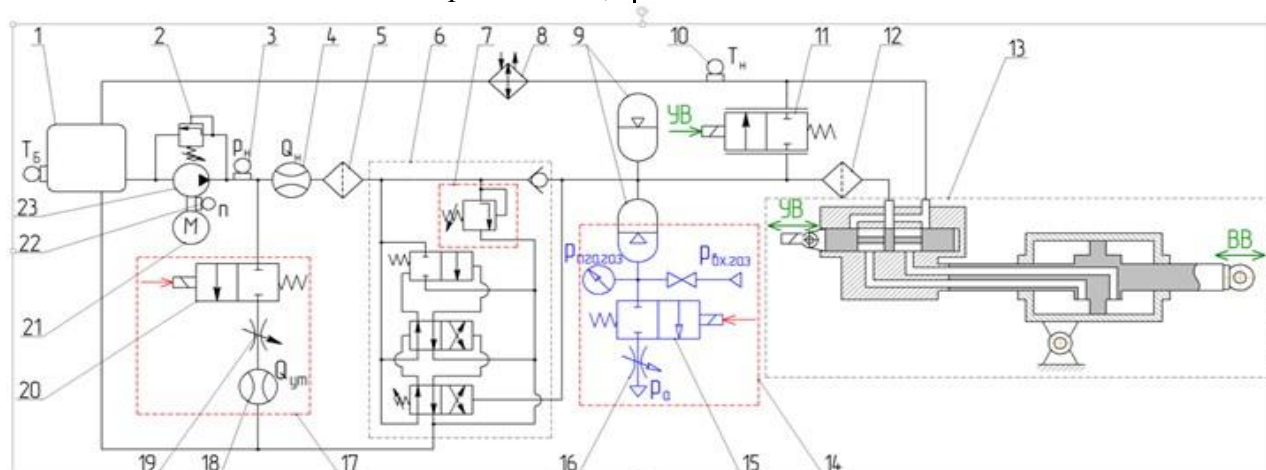


Рисунок 2. Принципиальная схема стенда с имитацией характерных неисправностей

- 1 – бак; 2 – редукционный клапан; 3 – датчик давления; 4, 18 – датчики расхода; 5 – фильтр грубой очистки; 6 – автомат разгрузки насоса; 7 – блок имитации ошибки настройки предохранительного клапана; 8 – теплообменник; 9 – ПГА; 10 – датчик температуры; 11 – пропорциональный гидрораспределитель 2/2 (имитатор исполнительной подсистемы); 12 – фильтр тонкой очистки; 13 – рулевой привод КАУ-30Б; 14 – блок имитации утечки из газовой полости ПГА; 15, 20 – краны электромагнитные; 16 – жиклёр воздушный; 17 – блок имитации утечки рабочей жидкости; 19 – дроссель; 21 – электродвигатель; 22 – датчик частоты вращения вала привода насоса; 23 – шестерённый насос; УВ – управляющее воздействие; ВВ – возмущающее воздействие

Неисправности ГМС на испытательном стенде имитируются с помощью дополнительных отсечных вентилей, клапанов, дросселей и других устройств, встроенных в системы стенда (рисунок 3).

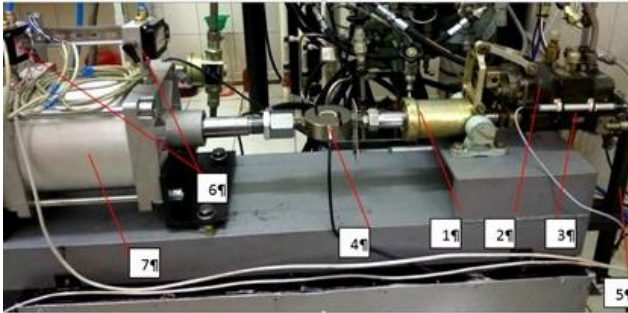


Рисунок 3. Рулевой привод КАУ-30Б с нагрузочным пневмоцилиндром
1 – силовой цилиндр КАУ-30Б; 2 – управляющий блок КАУ-30Б; 3 – датчик перемещения штока актуатора; 4 – датчик силы; 5 – кинематический механизм управления; 6 – пропорциональные; 7 – нагрузочный пневмоцилиндр

Для имитации возмущающего воздействия рулевой привод КАУ-30Б (далее – РП) соединён с нагрузочным пневмоцилиндром, установленным на силовой раме. Для имитации ручного управления вертолётном при отклонении командных рычагов управления на стенде установлен кинематический механизм управления РП (рисунок 4).

Перемещение золотника РП осуществляется через данный механизм при помощи актуатора, управляемого дистанционно. Контроль перемещения золотника РП выполняет датчик линейных перемещений GEFRAN PZ-12-S-100.

Кроме того, на нагрузочном блоке размещены датчик расхода жидкости ТДР-10 и датчик чистоты рабочей жидкости «ПОТОК-965» на входе в панель агрегатов.

Стенд позволяет обеспечивать «входной сигнал» в виде неидеальной ступеньки (рисунок 5), но характерное время нарастания входного сигнала составляет 0,1 секунды, что более чем на порядок меньше времени переходных процессов в системе.

Изменяя регулировочные настройки командных золотников и зазоры в уплотнениях РП была создана база данных о динамических характеристиках РП,

эквивалентных соответствующим эмитируемым дефектам и неисправностям ГМС.

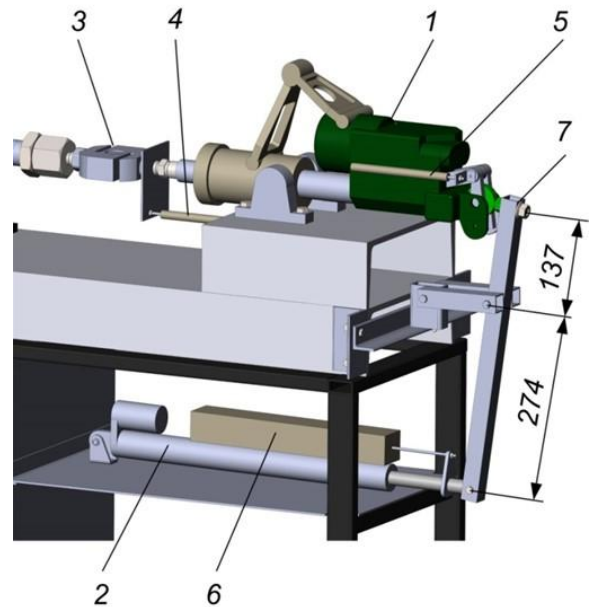


Рисунок 4. Блок имитации отклонения командных рычагов управления РП
1 – РП КАУ-30Б; 2 – линейный привод (актуатор) УХ03-12-А3-455-350-С11; 3 – S-образный тензодатчик К-Р-16А 1,5 т; 4 – датчик линейных перемещений GEFRAN PZ-12-S-250; 5 – датчик линейных перемещений; 6 – датчик линейных перемещений GEFRAN PZ-12-S-100; 7 – кинематический механизм управления РП

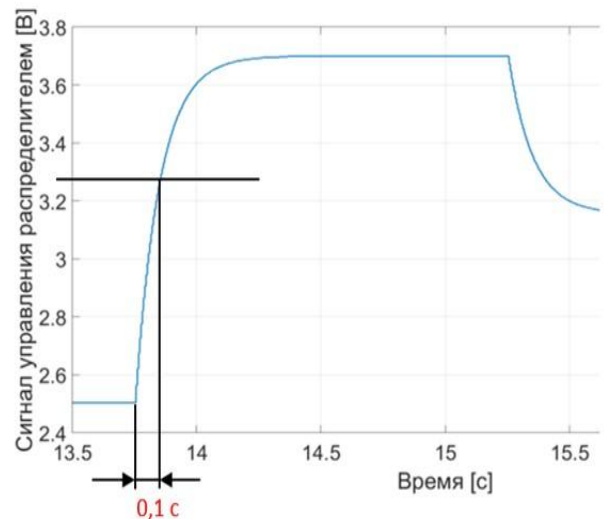


Рисунок 5. Входной сигнал, генерируемый на стенде для имитации переходных процессов

3 Результаты и их обсуждение

На рисунках 6-8 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при наличии

внутренней утечки жидкости в гидравлическом цилиндре (ГЦ) РП. Утечка между полостями ГЦ определяется на основе известного выражения, описывающего ламинарное течение жидкости в кольцевом зазоре с учётом относительного движения стенок [3]:

$$Q_{leak}(t) = \pi d \left(\frac{h^3}{12\mu l} \Delta p + \frac{h(t)}{2} \dot{x} \right), \quad (1)$$

где d – средний диаметр щели; μ – коэффициент динамической вязкости жидкости; l – ширина уплотнения; $\dot{x}$ – скорость поршня (штока); Δp – перепад давления между полостями ГЦ; $h(t)$ – величина среднего зазора между внешним диаметром уплотнения и внутренней поверхностью цилиндра. Основным параметром, влияющим на величину утечки, является зазор h между внешней поверхностью уплотнения и внутренней поверхностью ГЦ.

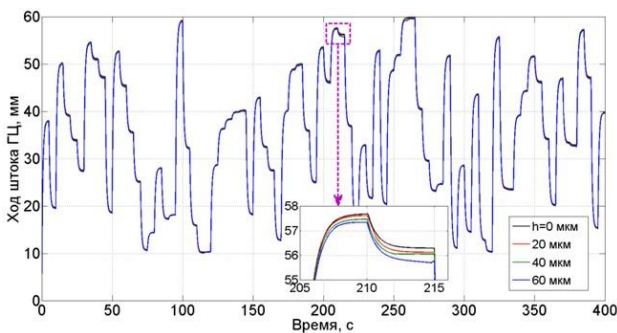


Рисунок 6. Перемещение штока ГЦ при наличии утечки между его полостями

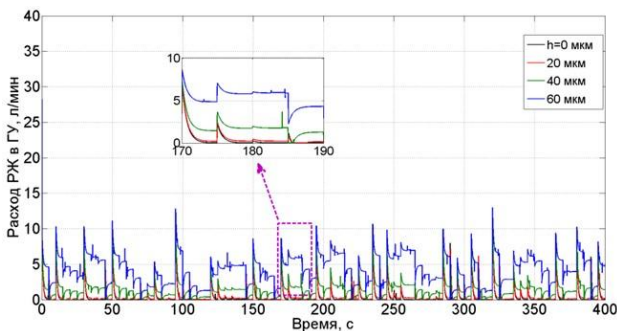


Рисунок 7. Расход жидкости в РП при наличии внутренних утечек в ГЦ

Анализируя влияние зазора в уплотнительном элементе поршня ГЦ, можно отметить, что его увеличение приводит к более частым переключениям

автомата разгрузки. Это наиболее заметно из анализа графика на рисунке 8.

Увеличение утечки в ГЦ приводит к тому, что повышается потребный расход в РП, в связи с чем давление в линии пневмо-гидроаккумулятора (ПГА) уменьшается быстрее по сравнению с исправной системой.

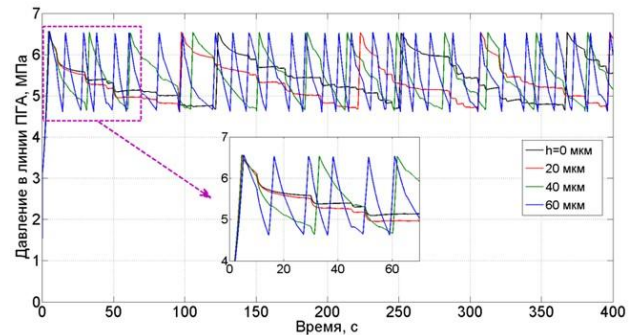


Рисунок 8. Давление жидкости в линии пневмо-гидроаккумулятора при наличии внутренних утечек в ГЦ

Таким образом, внутренняя утечка жидкости в РП приводит к деформации переходных процессов перемещения штока. Исходя из анализа графика на рисунке 6, можно отметить, что изменение зазора сказывается на положении штока в моменты его остановки. Это можно объяснить следующим образом. С остановкой командного золотника шток также прекращает движение, но не достигает величины установки из-за уменьшения давления в полости ГЦ: утечка приводит к падению давления, следовательно, усилие, развиваемое ГЦ, становится меньше. Из условия баланса сил – меньшему усилию со стороны ГЦ соответствует меньшая внешняя сила. Так как в качестве внешнего воздействия рассматривается сила пружины, то при её постоянной жёсткости упругая сила может уменьшиться только в случае уменьшения её деформации. В связи с этим можно отметить, что с увеличением величины зазора возрастает статическая ошибка регулирования положения штока ГЦ.

На рисунках 9-13 представлены переходные процессы изменения основных параметров системы при уменьшении механического КПД ГЦ, связанного с увеличением сил трения в уплотнительном

элементе поршня. Увеличение сил трения приводит к остановкам движения штока ГЦ, что проявляется на графике перемещения появлением горизонтальных "площадок" (например, в диапазоне с 96 по 98 с на рисунке 9).

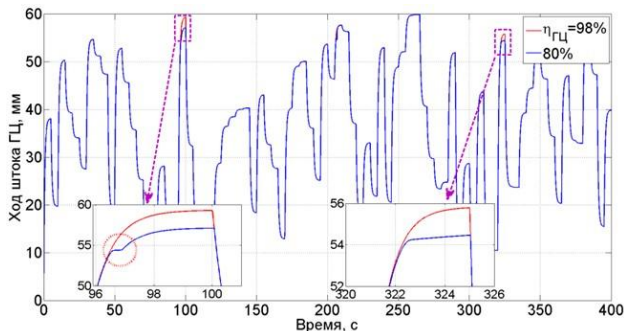


Рисунок 9. Перемещение штока при снижении КПД ГЦ

При перемещении поршня возрастает встречное внешнее усилие, действующее на шток. В некоторый момент времени развиваемого гидроцилиндром усилия становится недостаточно для дальнейшего движения и преодоления нагрузки, в результате чего происходит его остановка. Остановка длится до тех пор, пока сила давления вновь не превысит силу страгивания, и поршень не продолжит движение, выходя при этом на меньшее положение, чем определено установкой (управляющим воздействием). Следует отметить, что существенное увеличение статической ошибки положения поршня наблюдается в моменты изменения положения штока ГЦ, для осуществления которых требуется наибольший потребный расход в РП (рисунок 10).

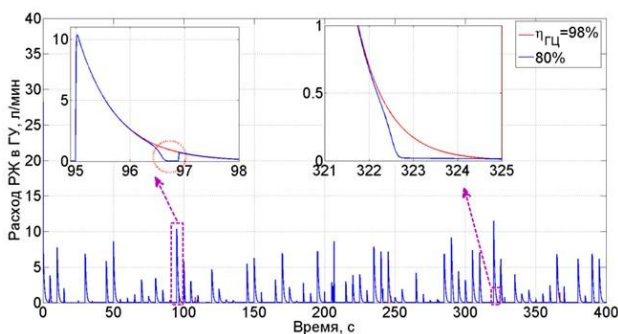


Рисунок 10. Расход жидкости в РП при снижении КПД ГЦ

Также можно отметить, что увеличение трения в ГЦ влияет на режим работы автомата разгрузки, что проявляется в некотором увеличении частоты его срабатываний (рисунок 11).

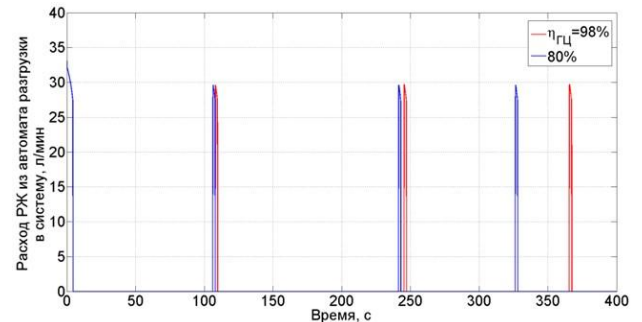


Рисунок 11. Расход жидкости из автомата разгрузки в систему при снижении КПД ГЦ

В свою очередь, частота срабатывания автомата разгрузки насоса также может служить косвенным признаком, характеризующим состояние диагностируемой ГМС.

4 Заключение

В данной работе показана возможность идентификации технического состояния узлов ГМС по их динамическим характеристикам, что может быть эффективно использовано в дальнейшем для создания систем упреждающего обслуживания сложных ТК с возможностью прогнозирования остаточного ресурса конкретных конструктивных элементов и узлов.

Список использованных источников

- [1] Башта, Т.М. Надёжность гидравлических систем воздушных судов / Т.М. Башта, В.Д. Бабанская, Ю.С. Головкин и др. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
- [2] Woch, M. Statistical Analysis of Aviation Accidents and Incidents Caused by Failure of Hydraulic Systems [Text] / Marta Woch, Mariusz Zieja, Justyna Tomaszewska, Mateusz Janicki // 2019 The 3rd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC 2019). – 2019. – Volume 291. – pp. 1-5.
- [3] Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст]: справочное пособие / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.

A. M. Gareyev
Yu. P. Ryzhkova

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

Gareyev@ssau.ru

INVESTIGATION OF THE STEERING DRIVE PERFORMANCE BY DYNAMIC CHARACTERISTICS

The most effective way of non-destructive control of the technical condition of a complex hydro mechanical system such as a steering drive is diagnostics by dynamic characteristics. The diagnostic signs considered in this article are: dynamic values of the pressure and flow rate of the working fluid, as well as the speed of the spool movement and the shift of the rod under disturbing influences. On the example of the steering drive KAU-30B, the possibility of diagnosing the wear of elements of hydro mechanical systems based on the analysis of transients is shown.

Keywords: transient process; steering drive; diagnostics; dynamic characteristic

References

- [1] Bashta, T.M. Reliability of hydraulic systems of aircraft / T.M. Bashta, V.D. Babanskaya, Y.S. Golovko, etc. – M.: Transport, 1986. – 279 p.
- [2] Woch, M. Statistical Analysis of Aviation Accidents and Incidents Caused by Failure of Hydraulic Systems [Text] / Marta Woch, Mariusz Zieja, Justyna Tomaszewska, Mateusz Janicki // 2019 The 3rd International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC 2019). – 2019. – Volume 291. – pp. 1-5.
- [3] Bashta, T.M. Machine-building hydraulics [text]: reference manual / T.M. Bashta. - M.: Mechanical Engineering, 1971. - 671 p.