

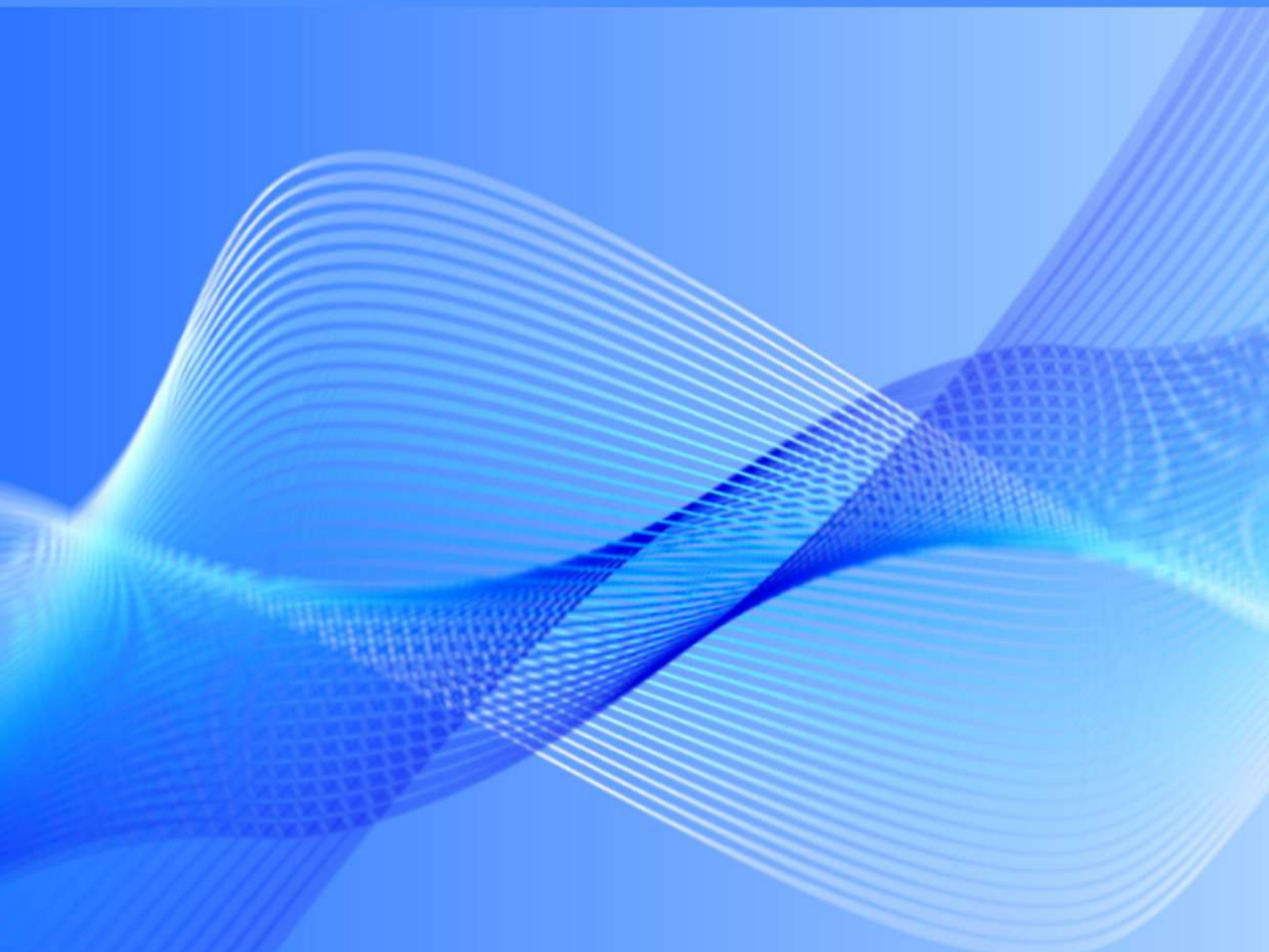
Динамика и виброакустика



Journal of Dynamics and Vibroacoustics

ISSN 2409-4579

Том 10 - №3 - 2024 год



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

ISSN 2409-4579 (Online)

Динамика и виброакустика

**Том 10
Выпуск №3**

2024



**САМАРСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

Динамика и виброакустика

Т. 10, №3, 2024

Дата выхода в свет: 20 ноября 2024 г.

Учредитель и издатель журнала: федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва» (Самарский университет), Московское шоссе, 34, 443086, г. Самара, Российская Федерация.

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору в сфере связи, регистрационный номер и дата принятия решения о регистрации: серия Эл №ФС77-74602 от 21 января 2019 г.

Журнал включен **ВАК РФ** в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, с 11.07.2023 г. Индексируется в библиографической базе данных РИНЦ (НЭБ eLIBRARY.ru).

Журнал издается с 2014 г. Выходит 4 раза в год.

ISSN 2409-4579 (Online)

Главный редактор

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

Заместители главного редактора

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

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

Ответственный секретарь и технический редактор

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

Редакционная коллегия:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Адрес редакции: 443086, г. Самара, ул. Гая, 43, 324 ауд.

Адрес для корреспонденции: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), 14 корпус, 324 ауд.

Тел: 8 (846) 267 47 66

e-mail: dynvibro@ssau.ru

www: <https://dynvibro.ru>

© Самарский университет, 2024

Цена свободная

16+

ISSN 2409-4579 (Online)

Journal of Dynamics and Vibroacoustics

Volume 10
Issue №3

2024



SAMARA
UNIVERSITY

Samara National
Research University

Journal of Dynamics and Vibroacoustics

V. 10, №3, 2024

Release date: November 20, 2024

Publisher and Founder: Samara National Research University, 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation.

Certificate of registration of means of mass media Эл №ФС77-74602 dated 21.01.2019, issued by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Media.

The Journal is included by the HAC in the List of leading scientific editions, where basic scientific results of theses for the degree of Candidate of Sciences, for the degree of Doctor of Sciences should be published, from 11.07.2023.

Indexing in database Scientific Electronic Library eLIBRARY.ru.

Published since 2014.

4 issues per year.

ISSN 2409-4579 (Online)

Editor-in-chief:

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

Deputy editor-in-chief:

A. I. Ermakov – Doctor of Sciences (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, RU)

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

Executive Editor and Technical Editor

E. N. Ermilova – Engineer, Samara University (Samara, RU)

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.), Avrora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, RU)

A. G. Gimadiev – Doctor of Sciences (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 Sciences (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 Sciences (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)

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)

Editorial address: room 324, 43, Gaya street, Samara, 443086

Address for correspondence: 34, Moskovskoye shosse, Samara, 443086, Russian Federation, Samara National Research University (room 324, building 14)

Phone: 8 (846) 267 47 66

e-mail: dynvibro@ssau.ru

www: <https://dynvibro.ru>

© Samara University, 2024

Free price

16+

СОДЕРЖАНИЕ

Применение метода эквивалентных источников для численного моделирования гидродинамического шума упругих тел <i>Н. В. Балакирева, С. Г. Зайцева</i>	7
Самовозбуждение несинхронного вращения близко расположенных неуравновешенных роторов <i>В. Н. Самохвалов</i>	19
Асимптотический анализ монотонной устойчивости амплитуды колебаний маятника при малом нелинейном демпфировании <i>В. В. Любимов</i>	29
Комплексный анализ судового вала <i>А. М. Фищенко, А. В. Гринёк, И. П. Бойчук</i>	39
Разработка сервиса обмена данными между программными системами <i>К. Д. Тандалов, В. А. Печенин</i>	50
Использование цифровой модели вакуумного разгонно-балансирующего стенда для подготовки и планирования испытаний роторов авиационных двигателей <i>К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, В. М. Рыженков, М. К. Леонтьев</i>	58
Оптимизация вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики отказов промышленного оборудования за счёт автоматизированной обработки обучающей выборки <i>И. В. Некрасов, Ю. Д. Константиновский, Н. С. Кукин</i>	81
Частота совпадения зубьев в вибродиагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД <i>А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов</i>	93
Оптоэлектронный дискретно-фазовый преобразователь для систем автоматизированного контроля геометрических параметров поверхности лопаток газотурбинных двигателей <i>А. Б. Прокофьев, С. А. Данилин, А. Ж. Чернявский, А. И. Данилин</i>	99
Повышение качества проведения испытаний гидравлической аппаратуры на специализированном измерительном стенде <i>Ю. А. Гладилин, А. А. Франтов, А. Н. Видяскина, Э. Г. Берестовицкий</i>	111
Определение упруго-демпфирующих характеристик дренажно-предохранительного клапана <i>А. Б. Прокофьев, Г. М. Макарьяни, Д. М. Стадник, М. В. Баляба, Г. А. Косов</i>	121

CONTENTS

Application of the equivalent source method for numerical simulation of hydrodynamic noise of elastic bodies	
<i>N. V. Balakireva, S. G. Zaytseva,</i>	7
Self-excitation of non-synchronous rotation of closely spaced unbalanced rotors	
<i>V. N. Samokhvalov</i>	19
Asymptotic analysis of monotonic stability of the amplitude of pendulum oscillations with small nonlinear damping	
<i>V. V. Lyubimov</i>	29
Complex analysis of the vessel's shaft	
<i>A. M. Fishchenko, A. V. Grinek, I. P. Boychuk</i>	39
Development of a data exchange service between software systems	
<i>K. D. Tandalov, V. A. Pechenin</i>	50
Application of a high-speed balancing facility digital model to prepare and conduct trials for aircraft engine rotors	
<i>K. V. Shaposhnikov, S. A. Degtyarev, V. M. Ryzhenkov, M. K. Leontiev</i>	58
Optimization of probabilistic operational characteristics of a neural network algorithm for predictive diagnostics of industrial equipment failures through automated processing of a training sample	
<i>I. V. Nekrasov, Yu. D. Konstantinovskiy, N. S. Kukin</i>	81
Teeth matching frequency in vibration diagnostics of technical condition of aviation gas turbine engine gearboxes	
<i>A. E. Sundukov, E. V. Shakhmatov</i>	93
Optoelectronic discrete-phase converter for automated control systems of geometric parameters of the surface of gas turbine engine blades	
<i>A. B. Prokof'ev, S. A. Danilin, A. Zh. Chernyavskiy, A. I. Danilin</i>	99
Improving the quality of testing of hydraulic equipment on a specialized measuring stand	
<i>Yu. A. Gladilin, A. A. Frantov, A. N. Vidyaskina, E. G. Berestovitskiy</i>	111
Determination of the elastic-damping characteristics of the vent-relief valve	
<i>A. B. Prokof'ev, G. M. Makar'yants, D. M. Stadnik, M. V. Balyaba, G. A. Kosov</i>	121



Применение метода эквивалентных источников для численного моделирования гидродинамического шума упругих тел

Н. В. Балакирева

младший научный сотрудник;
Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Федеральный исследовательский центр Институт прикладной
физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук»
(ИПФ РАН), г. Нижний Новгород;
balakireva@ipfran.ru

С. Г. Зайцева

младший научный сотрудник;
Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Федеральный исследовательский центр Институт прикладной
физики им. А.В. Гапонова-Грехова Российской академии наук»
(ИПФ РАН), г. Нижний Новгород;
s.zaitseva@ipfran.ru

В работе представлен новый подход к прогнозированию характеристик излучения гидродинамического кромочного шума, возникающего при движении упругих тел в турбулентном потоке. Решение базируется на декомпозиции расчётной области и замене её набором сегментов. Каждая такая подобласть определяет соответствующий энергетический вклад источников гидродинамического шума в суммарное звуковое поле обтекаемого тела. Статистическая независимость процессов выделенных областей позволяет дать упрощённое представление излучения при обтекании тела в виде процесса распространения звука от конечного числа точечных источников. Целью доклада является кросс-верификация метода на модельной задаче обтекания профиля потоком жидкости. Средняя погрешность метода относительно связанного расчёта «гидродинамика-акустика» составляет не более 3дБ в диапазоне до 1500Гц.

Ключевые слова: гидродинамический шум; метод эквивалентных источников; акустическое излучение; численное моделирование

Цитирование: Балакирева, Н. В. Применение метода эквивалентных источников для численного моделирования гидродинамического шума упругих тел / Н. В. Балакирева, С. Г. Зайцева // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 7–18. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-7-18

Введение

Одной из главных задач гидроакустики является снижение уровня подводного шума, основным источником которого является кромочный шум [1], который генерируется за счёт взаимодействия вихревых структур турбулентного пограничного слоя с задними кромками обтекаемых тел.

Наиболее распространённые математические методы, направленные на решение данной задачи, базируются на использовании аналогии Лайтхилла [2]. Её концепция подразумевает разделение задачи на гидродинамическую и акустическую. В гидродинамической части задачи решается система уравнений Навье-Стокса с применением вихреразрешающих моделей турбулентности [3–5], в результате чего определяется тензор напряжений Лайтхилла. В аку-

стической части задачи определяется шумоизлучение в результате решения уравнения Гельмгольца с источниками в виде тензора Лайтхилла и уравнений теории упругости. Данные методы в гидродинамической части задачи требуют достаточно большого объема вычислений, что в случае реальных технических приложений приводит к практически невыполнимым требованиям к вычислительным ресурсам. В целом, моделирование турбулентных пульсаций скорости продолжает оставаться сложнейшей задачей механики сплошной среды [6, 7].

Для снижения вычислительной сложности при интегрировании уравнений Навье-Стокса для вычисления тензора напряжений Лайтхилла разработан новый подход, который базируется на декомпозиции расчётной области на ряд сегментов. Каждый сегмент обеспечивает энергетический вклад источников гидродинамического шума в звуковое поле. Статистическая независимость процессов выделенных областей позволяет дать упрощённое представление излучения при обтекании тела в виде процесса распространения звука от конечного числа точечных источников. Алгоритм определения эквивалентных источников основан на использовании усреднённой спектральной плотности амплитуды погонной гидродинамической нагрузки.

Целью работы является кросс-верификация метода на модельной задаче обтекания профиля потоком жидкости.

1 Математическая постановка задачи

Пусть под действием турбулентной жидкости на участок единичной длины обтекаемой потоком задней кромки тела на частоте ω действует нестационарная распределённая сила интенсивностью f . Аналогичная и противоположная по знаку сила также действует на жидкость со стороны обтекаемого твёрдого тела в виде распределённого по длине смоченной поверхности неоднородности диполя интенсивностью b с размерностью $[H/m/\Gamma\Gamma^{1/2}]$.

Величина звукового давления P , создаваемая на частоте ω набором таких диполей, будет определяться их суммированием с весом, равным векторному коэффициенту передачи "сила - звуковое давление" K , который характеризует излучение в заданной точке пространства из другой точки, где стоит источник, и учитывает неоднородность пространства и упругость обтекаемого тела [8], в виде:

$$P = \int_L K(x)b(x)dx, \quad (1)$$

где L - длина задней кромки, м; x - координата вдоль длины задней кромки, м.

Спектральная плотность мощности звукового давления с учётом (1) будет равна:

$$\begin{aligned} \langle |P|^2 \rangle &= \int_L \int_L K(x)K^*(\xi)B(x)B(\xi)R(x, \xi)dx d\xi, R(x, \xi) = \frac{\langle b(x)b^*(\xi) \rangle}{B(x)B(\xi)}, B(x) = \\ &= \sqrt{\langle |b(x)|^2 \rangle}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\langle . \rangle$ означает усреднение по ансамблю реализаций; $*$ – комплексное сопряжение; L - длина задней кромки, м; x, ξ - координата вдоль длины задней кромки, м; b – интенсивность диполя, $H/m/\Gamma\Gamma^{1/2}$; $R(x, \xi)$ – функция коэффициента корреляции.

Считая турбулентность квазиоднородной и её усреднённые статистические характеристики слабозависящими от координаты x в пределах некоего интервала L_i , справедливо предположить, что функция коэффициента корреляции R в окрестности L_i может быть усреднена и представлена зависящей только от разности координат $\gamma=x-\xi$ $R_i(\gamma)$.

Кроме того, ввиду существенной разности масштабов гидродинамических и акустических процессов, справедливо предположить, что значение величины γ , при котором корреляционная функция становится пренебрежимо мала, существенно меньше L . Это позволяет при замене переменных считать γ меняющейся на бесконечном интервале и из (2) получить:

$$\langle |P|^2 \rangle = \sum_i \int_{L_i} \int_{-\infty}^{+\infty} K(x) K^*(x - \gamma) B(x) B(x - \gamma) R(\gamma) d\gamma dx. \quad (3)$$

В силу существенного различия масштабов акустических и гидродинамических процессов, а также однородности последних, можно считать, что изменение величины γ до значения, при котором корреляционный коэффициент $R(\gamma)$ будет пренебрежимо мал, практически не изменится на изменении величины акустического коэффициента передачи $K(x-\gamma)$ и усреднённой величины интенсивности диполя $B(x-\gamma)$, которые дополнительно в окрестности L_i можно представить в виде средних значений K_i и B_i соответственно.

Это позволяет упростить двойное интегрирование в (4) до произведения интегралов:

$$\langle |P|^2 \rangle = \sum_i |K_i|^2 B_i^2 L_i \int_{-\infty}^{+\infty} R_i(\gamma) d\gamma. \quad (4)$$

Интеграл по переменной γ в выражении (4) имеет смысл радиуса корреляции r_i [9] дипольных источников на участке L_i . Вводя понятие погонной спектральной плотности мощности источника, равной:

$$S_i = B_i^2 r_i, \quad (5)$$

выражение (4) можно представить в виде:

$$\langle |P|^2 \rangle = \sum_i |K_i|^2 S_i L_i. \quad (6)$$

Таким образом, для того чтобы найти погонную спектральную плотность мощности источника кромочного шума, действующего в окрестности i точки задней кромки, необходимо рассмотреть подзадачу, в которой гидродинамические источники действуют на участок жёсткого профиля шириной H при условии $H \gg r_i$. При этом гидродинамическая часть каждой такой подзадачи, по-видимому, может быть решена в квазидвумерной постановке, в рамках допущения о малой кривизне задней кромки в окрестности $x_i \pm H/2$.

Решением ряда таких подзадач можно получить набор данных о восстановленных силах, действующих в характерных точках задней кромки на интересующей частоте. Этот набор данных можно использовать уже в прямом расчёте, чтобы с учётом упругости профиля вычислить величину звукового давления по формуле (6), считая при этом L_i равной шагу акустической сетки по размаху профиля.

2 Решение задачи

Моделируется кромочный шум, генерируемый обтеканием задней кромки профиля потоком воды. Вода рассматривается как вязкая несжимаемая среда. Режим течения турбулентный. Скорость невозмущённого потока $U_\infty = 4,5$ м/с.

Геометрические параметры профиля определяются его хордой $b = 200$ мм и размахом $h = 200$ мм.

По результатам решения определяется эквивалентный точечный источник и спектр мощности акустического давления в контрольной точке.

Течение жидкости описывается системой уравнений Навье-Стокса с замыканием WMLES моделью турбулентности на базе SST модели Ментера [3]. Решение уравнений осуществляется численно с использованием метода конечных объёмов. Расчёты выполняются при

активированной центральной разностной схеме по пространству, с использованием неявной схемы интегрирования по времени второго порядка (для уравнений переноса массы и импульса) и первого порядка (для подсеточных турбулентных характеристик).

Расчётная область представлена на рисунке 1. Размеры расчётной области выбираются исходя из рекомендаций к вихреразрешающему моделированию на базе LES моделей [10]. Размах фрагмента выбран исходя из результатов исследования статистических характеристик течения и составляет $5\delta = 15$ мм, где $\delta = 3$ мм – толщина пограничного слоя, определённая из решения RANS уравнений. Заданы следующие граничные условия:

- скорость потока U_∞ на входной границе 1;
- нулевое среднее избыточное давление на выходной границе 2;
- граница 3 представляет собой стенку с условием прилипания и непротекания;
- на боковых границах 4 выполняется условие непротекания.

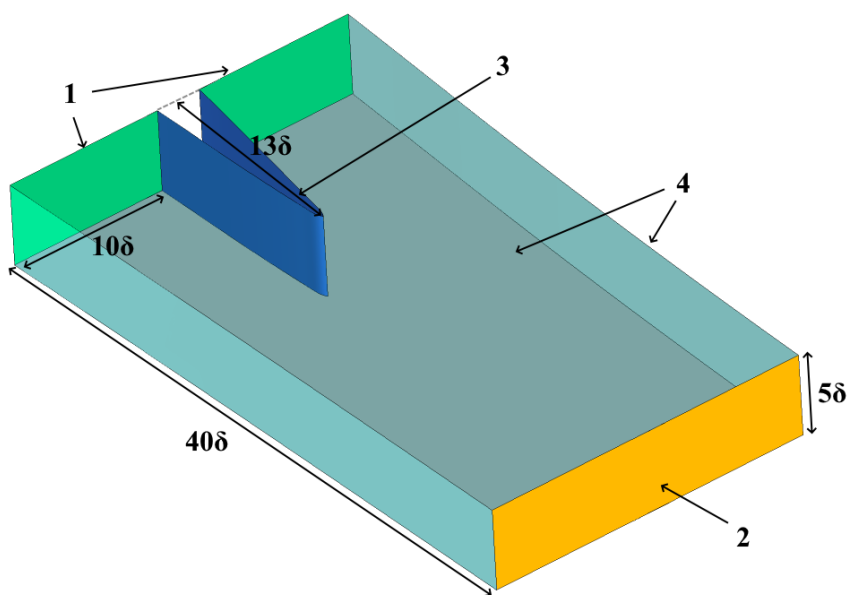


Рисунок 1 – Расчётная область и граничные условия в гидродинамической задаче:
 $\delta = 3$ мм – толщина пограничного слоя, 1 – входная граница, 2 – выходная граница,
 3 – стенка с условием прилипания и непротекания, 4 – стенка с условием непротекания

Для пространственной дискретизации гидродинамической модели использовались ортогональные сетки. Размеры элементов в районе поверхности профиля определялись на основе рекомендаций к вихреразрешающему моделированию на базе LES моделей исходя из толщины пограничного слоя δ [10]. По вертикали размер элемента составлял $\delta/30$, в направлении потока – $\delta/10$, по размаху – $\delta/20$. При этом на длину хорды b приходилось 430 элементов, а общее количество элементов сеточной модели составило 11 миллионов. Фрагмент сеточной модели вблизи задней кромки профиля представлен на рисунке 2. Шаг по времени $\Delta t = 50$ мкс подбирается исходя из обеспечения величины числа Куранта в районе единицы.

По результатам моделирования получены нестационарные поля скоростей и давлений. В качестве визуализации вихревой структуры, генерирующейся при обтекании задней кромки профиля потоком жидкости, на рисунке 3, а представлено трёхмерное поле модуля скорости на поверхности постоянной завихренности в фиксированный момент времени. На рисунке 3, б показано поле модуля завихренности в сечении, параллельном основному потоку. Наблюдается срыв вихрей с задней кромки и различная толщина пограничного слоя на разных сторонах профиля.

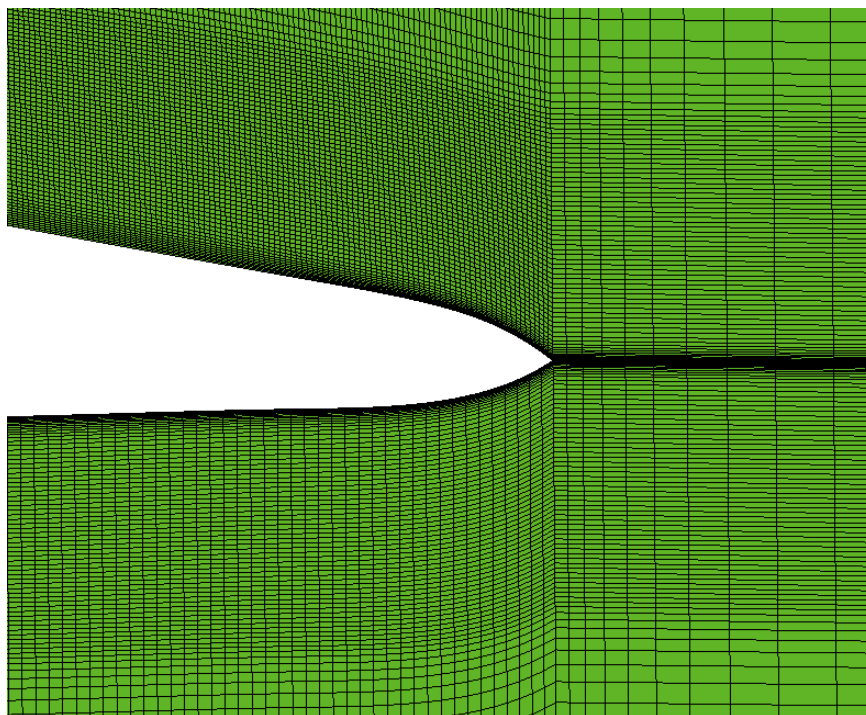


Рисунок 2 – Фрагмент сеточной модели

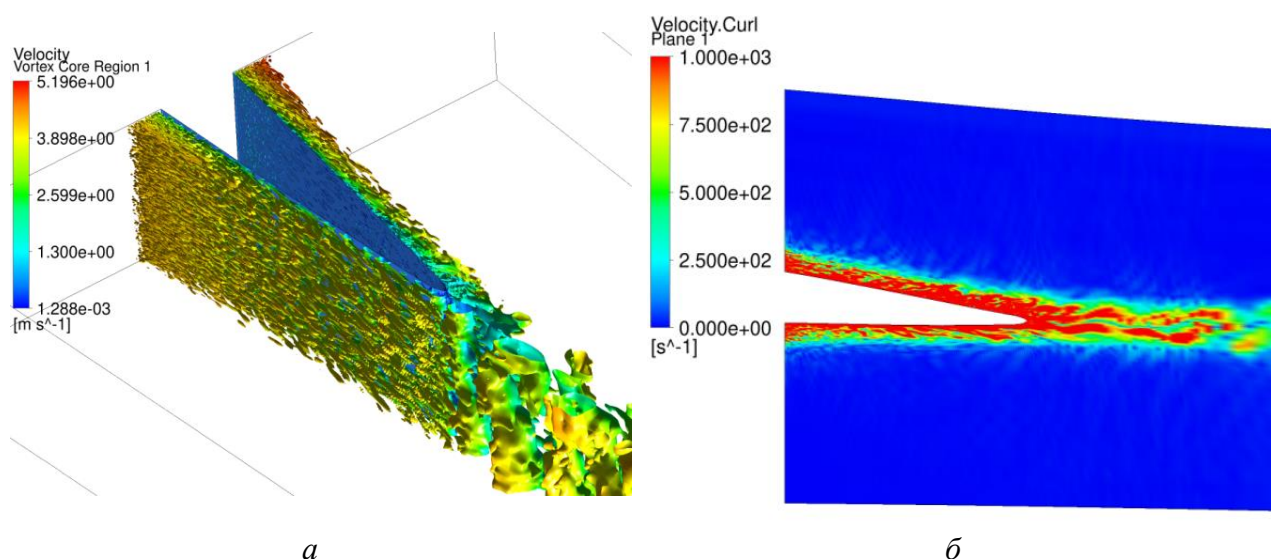


Рисунок 3 – Визуализация течения вблизи задней кромки профиля в фиксированный момент времени:

- a* – поле модуля скорости на поверхности постоянной завихренности;
б – поле модуля завихренности в сечении параллельном основному потоку

Моделирование акустического поля проводится по результатам численного решения уравнения Гельмгольца с акустическими источниками в правой части совместно с уравнениями теории упругости и граничными условиями (7) методом конечных элементов в ПО "СА-ТЕС-ДК" [11–15].

$$\begin{cases} \Delta \tilde{P} + k^2 \tilde{P} = \rho \frac{\partial^2 u_n u_m}{\partial x_n \partial x_m}, \\ -\omega^2 \rho_e U_n(x) = \frac{\partial \sigma_{nm}(x)}{\partial x_m}, \\ \lim_{R \rightarrow \infty} R \left(\frac{\partial \tilde{P}}{\partial R} + ik \tilde{P} \right) = 0, \\ \frac{\partial \tilde{P}}{\partial N} = \rho \omega^2 U|_{\Gamma}, \end{cases} \quad (7)$$

где P – искомое давление, Па; $k = \omega/c$ – волновое число, м^{-1} ; c – скорость звука в жидкости, м/с ; $n, m = 1, 2, 3$ – индексы; ρ_e – плотность обтекаемого тела, кг/м^3 ; $\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)$ – вектор координат, м ; σ_{nm} – компоненты тензора напряжений обтекаемого тела, Па; ω – циклическая частота, рад/с ; R – расстояние от источника, м ; N – нормаль к поверхности обтекаемого тела; U – нормальное перемещение точек обтекаемого тела, м ; Γ – обтекаемая поверхность; знак « $\sim$ » – Фурье-преобразование во временной области; i – мнимая единица.

Акустические источники формируются с помощью алгоритмов, реализованных в ПО "САТЕС-ДК", использующих в качестве исходных данных нестационарные поля скоростей, полученные по результатам моделирования течения. С целью устранения из расчётной схемы негативного влияния синтетической турбулентности, генерируемой на входе в расчётную область, проводилась пространственная фильтрация поля скоростей с занулением величин пульсаций на входе и выходе гидродинамической расчётной области. Полученная временная реализация длиной $T = 1\text{с}$ разделяется на 9 окон с перекрытием 50%, количество отсчётов в одном окне $N = 800$ точек в совокупности с шагом дискретизации по времени $dt = 0,25\text{мс}$ соответствовало частотному шагу $df = 5\text{Гц}$ в спектре мощности, где $df = F_s/N$ и $F_s = 1/dt$.

Акустическая конечно-элементная модель (АКМ) (рисунок 4) представляет собой сферу 1 диаметром 4 метра с выделенной внутри неё подобластью 2, пространственно совпадающей с гидродинамической расчётной областью.

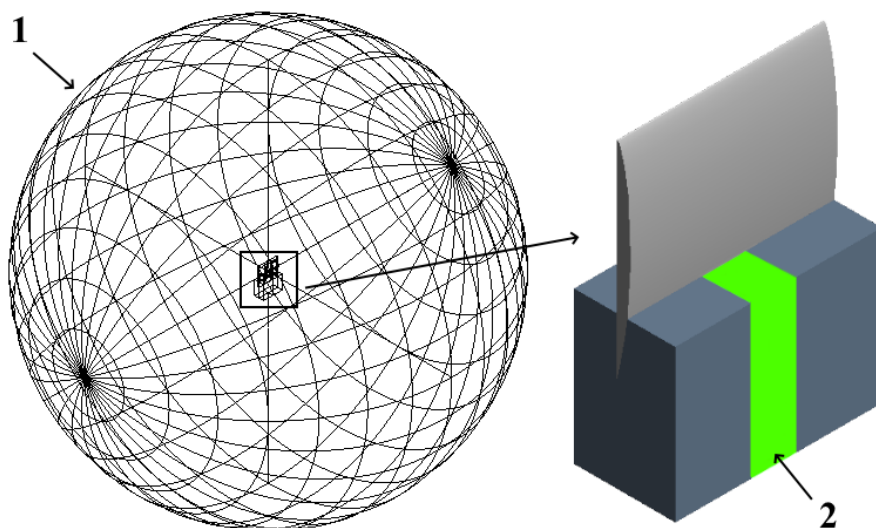


Рисунок 4 – АКМ для интерполяции источников гидродинамического шума

В подобласти 2 производится интерполяция нестационарного поля скоростей с последующим расчётом источников гидродинамического шума. Граничное условие на сферической

границе представляет собой импедансное условие неотражения проходящих по нормали через неё акустических волн. Такое граничное условие описывает распространение волн в бесконечное свободное пространство. На поверхности профиля задано условие отражения волн от поверхности тела.

Размер элемента в области 2 выбирается исходя из соотношения $l_{ак2}=4l_{гд}$, где $l_{ак}$ размер элемента в акустической КЭМ, а $l_{гд}$ - размер элемента в аэродинамической сеточной модели. В остальной области размер элемента соответствует $l_{ак1}=\lambda_{min}/3$, где $\lambda_{min}=c/f_{max}$ – наименьшая длина волны, соответствующая максимальной моделируемой частоте, c – скорость распространения звука. Количество квадратных элементов АКМ составляет 1,1 млн. На рисунке 5 показана АКМ в диаметральной плоскости.

Материал профиля имеет характеристики: плотность $\rho_e = 2800 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 7,2\text{e}+10 \text{ Па}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0,33$.

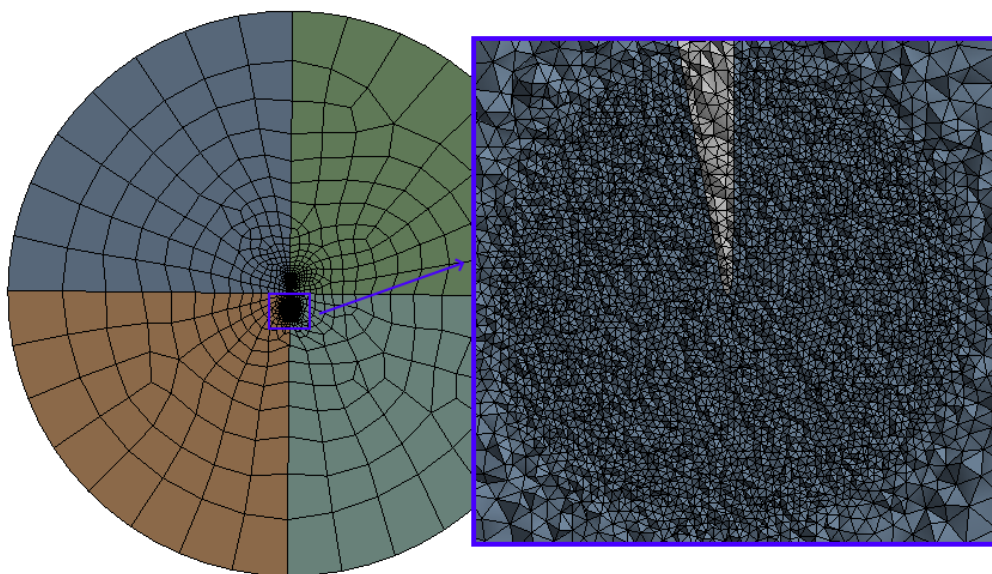


Рисунок 5 – АКМ в диаметральной плоскости

Кросс-верификация разработанного метода проводится на примере задачи о шумоизлучении задней кромки модельного профиля, обтекаемого потоком жидкости: скорость звука $c = 1500 \text{ м/с}$, коэффициент кинематической вязкости $\nu = 1.006\text{e}-6 \text{ м}^2/\text{с}$.

На рисунке 6 показана погонная спектральная плотность мощности источника, который получен из решения гидродинамической задачи, и её аппроксимация кубической функцией. Он является широкополосным, монотонно убывающим по частоте. Полученный аппроксимированный источник расставляется вдоль задней кромки профиля в узлах АКМ, геометрически совпадающих с выделенным фрагментом (рисунок 7). Звуковое давление в такой постановке задачи вычисляется по формуле (6) как суперпозиция звукового давления от каждого источника и сравнивается со звуковым давлением, полученным с помощью связанного расчёта «гидродинамика-акустика» [11–15] в контрольной точке над задней кромкой (рисунок 8). Средняя погрешность составляет не более 3дБ. Узкополостный подъём на частоте 938 Гц связан с собственной частотой профиля, форма колебаний на этой частоте показана на рисунке 9. Профиль окрашен в цвет перемещения, красный цвет соответствует максимальному уровню перемещений, синий – минимальному. Можно отметить, что середина задней кромки профиля является его наиболее шумоизлучающей частью.

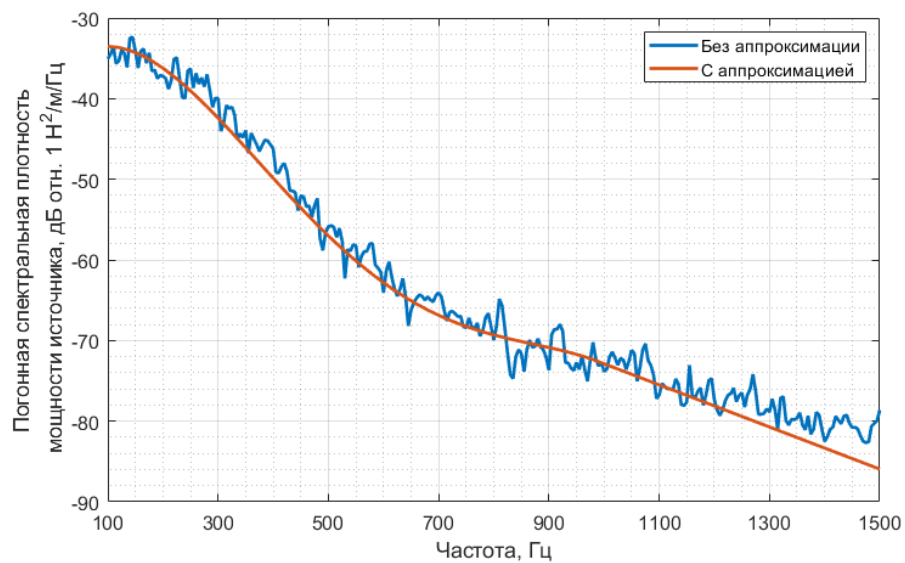


Рисунок 6 – Погонная спектральная плотность мощности источника

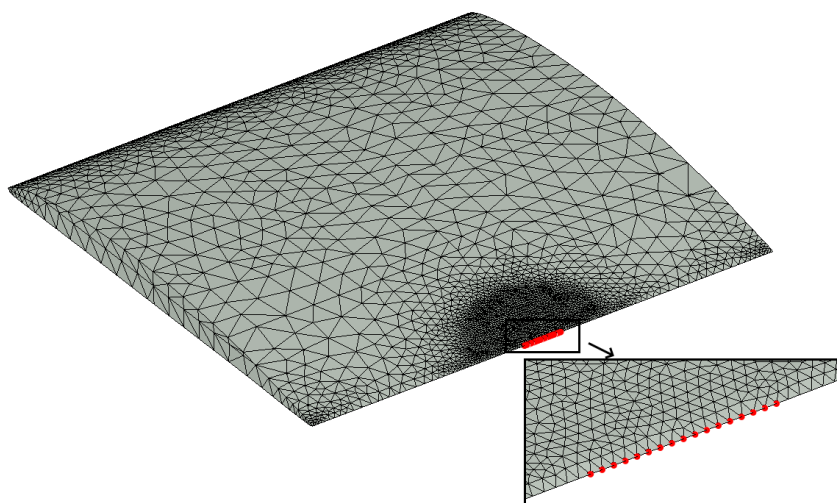


Рисунок 7 – Схема задания узлов на задней кромке (красные точки), в которые расставляются точечные эквивалентные источники

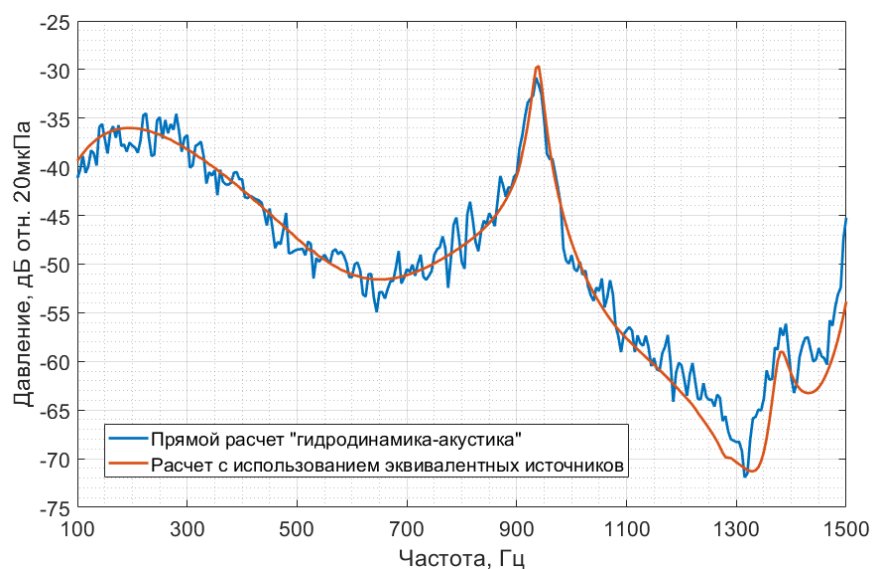


Рисунок 8 – Акустическое давление в контрольной точке

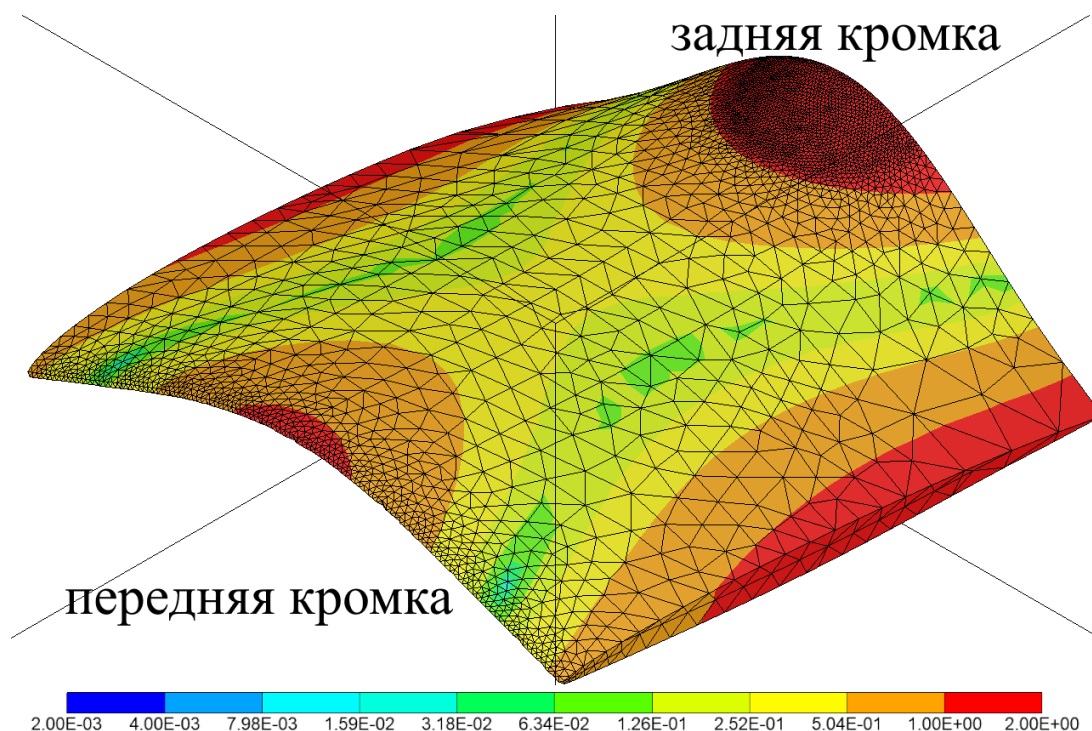


Рисунок 9 – Собственная форма колебаний профиля на частоте 938Гц.
Профиль окрашен в цвет перемещения, красный цвет соответствует максимальному значению, синий – минимальному

Время решения гидродинамической части задачи составляет 17 часов с использованием 7 вычислительных узлов, на каждом из которых по 2 процессора с 20 ядрами Intel(R) Xeon(R) Gold 6230 CPU @ 2.10GHz. Решение акустической задачи в случае прямого расчёта «гидродинамика-акустика» разделяется на несколько этапов: загрузка временной реализации скоростей (4 часа), их интерполяция на АКМ (3 часа) и решение гармонического анализа (5 минут на одной частоте). Для решения на каждом этапе используется 1 вычислительный узел с такими же характеристиками. Решение акустической задачи в случае использования эквивалентных источников состоит из интерполяции источников на АКМ (порядка 1 минуты) и решение гармонического анализа (1 минута на одной частоте), для решения используется 1 вычислительный узел, на котором один процессор с 20 ядрами Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2680 v2 @ 2.80GHz.

В случае моделирования обтекания задней кромки профиля целиком гидродинамическая сеточная модель состояла бы из 140 млн элементов, а время решения гидродинамической задачи при использовании таких же вычислительных ресурсов составило бы 10 суток. Решение акустической задачи в таком случае осложняется большим объёмом гидродинамических данных, хранящих поле скорости в каждом узле гидродинамической модели на каждом временном шаге, что вероятно не позволило бы решить данную задачу. В случае же использования эквивалентного источника можно получить звуковое давление и от всей задней кромки, расставив эквивалентные источники по всей длине задней кромки.

Заключение

Предложен новый подход к моделированию кромочного шума. Метод основан на декомпозиции расчётной области на фрагменты и определении эквивалентного точечного источника для выделенного фрагмента.

Преимуществом подхода с использованием эквивалентного источника является уменьшение вычислительных затрат. Способ позволяет увеличить максимально разрешаемую частоту за счёт уменьшения расчётной области, а также осуществить физическую интерпретацию процесса генерации кромочного шума.

Проведена кросс-верификация метода в сравнении с сопряжённой задачей «гидродинамика-акустика» для задачи о шумоизлучении фрагмента задней кромки модельного профиля. Средняя погрешность метода составляет не более 3дБ. Дальнейшее развитие метода может позволить ещё больше сократить временные затраты на получение оценки кромочного шума.

Список использованных источников

1. Chevalier, F. Numerical prediction of the noise radiated from silent non cavitating marine propellers / F. Chevalier, L. Bordier, C. Leblond [и др.] // OCEANS. – 2019. – С. 1-4.
2. Lighthill, M. On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory / M. Lighthill // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. – 1952. – Т. 211. – С. 564–587.
3. Гарбарук, А. В. Современные подходы к моделированию турбулентности / А. В. Гарбарук. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 234 с.
4. Martin, R. Noise Radiated by An Open Cavity At Low Mach Number / R. Martin, M. Soria, O. Lehmkuhl, A. Gorobets [и др.] // Tenth International Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD10) / Barcelona, Spain, July 9-13, 2018.
5. Yokoyama, H. Effect of freestream turbulence on cavity tone and sound source / H. Yokoyama, H. Odawara, A. Iida // Hindawi Publishing Corporation. International journal of aerospace engineering. – 2016.
6. Kajishima, T. Computational fluid dynamics: Incompressible turbulent flows / T. Kajishima, K. Taira. – Cham: Springer, Switzerland, 2017.
7. Sagaut, P. Multiscale and multiresolution approaches in turbulence. LES, DES and hybrid RANS/LES methods: applications and guidelines / P. Sagaut, S. Deck, M. Terracol // London: Imperial College Press, UK, 2013.
8. Фахи, Ф. Д. Некоторые приложения принципа взаимности в экспериментальной виброакустике / Ф. Д. Фахи // Акустический журнал. – 2003. – Т. 49, № 2. – С. 262–277.
9. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – Москва : Наука. – 1987. – 840 с.
10. Menter, F. R. Best Practice: Scale-Resolving simulations in ANSYS CFD / F. R. Menter // Ansys Germany GMBH. – 2012.
11. Суворов, А. С. Численное моделирование излучения звука с использованием акустических контактных элементов / А. С. Суворов, Е. М. Соков, П. В. Артельный // Акустический журнал. – 2014. – Т. 60, №6. – С. 663–672.
12. Суворов, А. С. Метод конечно-элементного моделирования шумоизлучения, генерируемого неоднородностями тел, движущихся в турбулентном потоке жидкости / А. С. Суворов, П. И. Коротин, Е. М. Соков // Акустический журнал. – 2018. – Т. 64, №6. – С. 756–757.
13. Суворов, А. С. Прогноз шумоизлучения от неоднородностей обтекаемой поверхности / А. С. Суворов, П. С. Кальясов, П. И. Коротин [и др.] // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2019. – Т. 389, № 3. – С. 150-156.
14. Кайнова, А. В. Валидация метода конечно-элементного моделирования акустического переизлучения тел, обтекаемых турбулентным потоком жидкости / А. В. Кайнова, П. И. Коротин, Е. М. Соков, А. С. Суворов // Прикладная математика и механика. – 2019. – Т. 83, №3. – С. 384-392.
15. Суворов, А. С. Метод конечно-элементного моделирования гидродинамического шума, возникающего при обтекании упругих тел / А. С. Суворов, Е. М. Соков, А. Л. Вировлянский [и др.] // Акустический журнал. – 2023. – Т. 69, №6. – С. 713–721.

Application of the equivalent source method for numerical simulation of hydrodynamic noise of elastic bodies

N. V. Balakireva

Junior Researcher;
Federal Research Center A. V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied
Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS);
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
balakireva@ipfran.ru

S. G. Zaitseva

Junior Researcher;
Federal Research Center A. V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied
Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS);
Nizhny Novgorod, Russian Federation;
s.zaitseva@ipfran.ru

The paper presents a novel approach to predicting the emission characteristics of hydrodynamic edge noise, which occurs when elastic bodies move in turbulent flow. The solution is based on the decomposition of the computational domain and replacing it with a set of segments. Each such subdomain determines the corresponding energy contribution of hydrodynamic noise sources to the total sound field of a streamlined body. The statistical independence of the processes of the selected regions allows us to give a simplified representation of the radiation flowing around the body in the form of a sound propagation process from a finite number of point sources. The purpose of the report is to cross-verify the method on the model problem of profile flow by a liquid flow. The average error of the method relative to the associated calculation "hydrodynamics-acoustics" is no more than 3dB in the range up to 1500 Hz.

Keywords: hydrodynamic noise; method of equivalent sources; acoustic radiation; numerical simulation

Citation: Balakireva, N. V. and Zaitseva, S. G. (2024), "Application of the equivalent source method for numerical simulation of hydrodynamic noise of elastic bodies", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 7-18. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-7-18. (In Russian; abstract in English).

References

1. Chevalier, F., Bordier, L., Leblond, C. et al. (2019), "Numerical prediction of the noise radiated from silent non cavitating marine propellers", *OCEANS*, pp. 1-4.
2. Lighthill, M. (1952), "On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory", *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, vol. 211, pp. 564–587.
3. Garbaruk, A. V. (2016), *Sovremennye podhody k modelirovaniyu turbulentnosti* [Modern approaches to turbulence modeling], Izd-vo Politekh. Un-ta, St. Petersburg, Russia. (In Russian)
4. Martin, R., Soria, M., Lehmkuhl, O., Gorobets, A., Cante, J. and Vidal, P. (2018), "Noise Radiated by an Open Cavity at Low Mach Number", *Tenth International Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD10)*, Barcelona, Spain, 9-13 July 2018, pp.18.
5. Yokoyama, H., Odawara, H. and Iida, A. (2016), "Effect of freestream turbulence on cavity tone and sound source", *International Journal of Aerospace Engineering*, pp. 16.
6. Kajishima, T. and Taira, K. (2017), *Computational fluid dynamics: Incompressible turbulent flows*, Springer, Cham, Switzerland.
7. Sagaut, P., Deck, S. and Terracol, M. (2013), *Multiscale and multiresolution approaches in turbulence. LES, DES and hybrid RANS/LES methods: applications and guidelines*, Imperial College Press, London, United Kingdom.
8. Fahi, F. D. (2003), "Some applications of the reciprocity principle in experimental vibroacoustics", *Acoustical Physics*, vol. 49, no. 2, pp. 262-277. (In Russian)
9. Loytsyanskiy, L. G. (1987), *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas], Nauka, Moscow, Russia. (In Russian)
10. Menter, F. R. (2012), *Best Practice: Scale-Resolving simulations in ANSYS CFD*, Ansys Germany GMBH, Germany.

11. Suvorov, A. S., Sokov, E. M. and Artel'ny, P. V. (2014), "Numerical simulation of sound emission using acoustic contact elements", *Acoustical Physics*, vol. 60, no. 6, pp. 663–672. (In Russian)
12. Suvorov, A. S., Korotin, P. I. and Sokov, E. M. (2018), "A method of finite element modeling of noise emission generated by inhomogeneities of bodies moving in a turbulent fluid flow", *Acoustical Physics*, vol. 64, no. 6, pp. 756–757. (In Russian)
13. Suvorov, A. S., Kal'yasov, P. S., Korotin, P. I., Sokov, E. M. and Artel'ny, P. V. (2019), "Prediction of noise emission from inhomogeneities of a streamlined surface", *Proceedings of the Krylov State Scientific Center*, vol. 3, no. 389, pp. 150–156. (In Russian)
14. Kainova, A. V., Korotin, P. I., Sokov, E. M. and Suvorov, A. S. (2019), "Validation of the method of finite element modeling of acoustic re-emission of bodies streamlined by a turbulent fluid flow", *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 83, no. 3, pp. 384–392. (In Russian)
15. Suvorov, A. S., Sokov, E. M., Virovlyanskiy, A. L., Ereemeev, V. O. and Balakireva, N. V. (2023), "The method of finite element modeling of hydrodynamic noise arising from the flow of elastic bodies", *Acoustical Physics*, vol. 69, no. 6, pp. 713–721. (In Russian)



Самовозбуждение несинхронного вращения близко расположенных неуравновешенных роторов

В. Н. Самохвалов

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
производства летательных аппаратов и управления качеством
в машиностроении;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королёва, г. Самара;
samokhvalov.vn@ssau.ru

Рассмотрены и проанализированы результаты экспериментальных исследований процесса самовозбуждения вращения при близком соосном расположении тонкостенных дисков, а также соосно с ними расположенных жёстко и подвижно установленных экранов. Самовозбуждение вращения наблюдалось только при вращении одного динамически несбалансированного ротора (диска) с частотой более 50...150 Гц и возбуждении круговой вибрации первоначально не вращающегося второго ротора (диска или экрана), расположенного соосно на расстоянии 1...4 мм от него на общем жёстком основании. Самовозбуждение вращения ротора, установленного на не подключенном к сети электродвигателе, было несинхронным с частотой вращения динамически несбалансированного ротора, вращаемого электродвигателем. При весе ротора (диска) 0,5 Н и первоначальном расстоянии от экрана 3...3,5 мм сила, вызывающая отталкивания подвижного экрана от ротора, составляла около 2,5...2,7 Н, а вращающий момент порядка 0,01 Н·м. При расстоянии между поверхностями соосно расположенных динамически несбалансированного вращающегося ротора и первоначально неподвижного диска или экрана более 5...6 мм процесс отталкивания и самовозбуждения вращения экрана или ротора не наблюдался. Вращение хорошо сбалансированного ротора при отсутствии круговой вибрации второго ротора или экрана даже при расстоянии между ними 1...1,5 мм при прочих равных условиях также не приводило к их силовому взаимодействию и самовозбуждению вращения.

Ключевые слова: дисбаланс; циркулярная вибрация; самовозбуждение вращения; отталкивание роторов

Цитирование: Самохвалов, В. Н. Самовозбуждение несинхронного вращения близко расположенных неуравновешенных роторов / В. Н. Самохвалов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 19-28. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-19-28

Введение

Эффект синхронизации вращающихся тел [1] проявляется в согласовании вращения нескольких неуравновешенных роторов с равной или кратной частотой при отсутствии между ними механических или электрических связей даже при отключении питания одного из них. Эффект самосинхронизации механических дебалансных вибровозбудителей был экспериментально установлен в ленинградском институте «Механобр» в 1948 году [2]. При установке на общем неподвижном основании роторы двух независимых асинхронных электродвигателей привода вибровозбудителей вращались несинхронно вследствие погрешностей при изготовлении. Но, будучи установленными на общем подвижном основании, они входили в режим

синхронного вращения. При этом синхронное вращение сохранялось и при отключении одного из электромоторов от сети до отключения от сети второго электропривода. Наблюдалось вибрационное поддержание вращения несбалансированного ротора как проявление эффекта самосинхронизации [3]. К настоящему времени это явление достаточно исследовано и описано в большом числе работ, и на этой основе создан отдельный вид вибрационных машин и устройств [4–6].

Но в случае несбалансированных роторов выполнение условий существования и устойчивости вибрационной поддержки их вращения, как правило, ещё не гарантирует установления стабильного вращения при произвольных начальных условиях. В случае запуска на некоторое время их приводов или направленного «толчка» ротора один или несколько электромоторов могут быть отключены и несмотря на это не выходят из синхронного вращения. При некоторых сочетаниях параметров возбудитель с выключенным электромотором будет продолжать работать синхронно с другим, подключенным к сети, в других случаях – останавливается [3].

При этом экспериментально установлено, что в случае вибровозбудителей вибрационное поддержание вращения дебалансных роторов, как правило, не является самовозбуждающимся. Если включены двигатели отдельных несбалансированных роторов установки, то другие, ранее не включенные, дебалансные роторы обычно не начинают самовозбуждённого вращения [3].

Ранее экспериментально установлен эффект самовозбуждения несинхронного вращения ведомого диска при вращении близко расположенного динамически несбалансированного соосного ему ведущего диска, обязательным условием которого является возбуждение циркулярной вибрации ведомого диска или экрана [7, 8].

Научный вопрос, рассматриваемый в статье, – анализ условий самовозбуждения несинхронного вращения и отталкивания близко расположенных соосных роторов, определение величины силового взаимодействия, проявляющегося при высокоскоростном вращении несбалансированных роторов (тонких дисков), при возникновении циркулярной вибрации механической системы и первоначально не вращающихся дисков и экранов.

1 Экспериментальное оборудование и оснастка

Роторами в экспериментальном оборудовании были тонкие плоские диски. Материалы дисков: сплав АМг3, толщина листа 0,9 мм; картон 1 мм и 2,5 мм; бумага 0,25 мм. Экспериментальное устройство при соосном расположении электродвигателей вращения дисков позволяло изменять расстояние между ними за счёт подъёма или опускания верхней плиты устройства по направляющим колонкам. После чего производилась её жёсткая фиксация винтами (фото оснастки показано на рисунке 1). Расстояние между поверхностями дисков (диска и экрана) измерялось в их центральной части по оси роторов электромоторов. Минимальный зазор между дисками задавался с учётом исключения возникновения механического контакта кромок дисков в начальный момент вращения при заданной величине дисбаланса одного или обоих дисков.

Несбалансированность роторов задавалась путём смещения оси диска относительно оси электромотора параллельно ей на 0,2...0,3 мм и небольшим отклонением оси диска (на 2...4 градуса) от оси ротора электромотора. В процессе последующего высокоскоростного вращения (100...200 1/с) это вместе с упругим изгибом оси ротора электродвигателя создавало коническое вращения диска (осевое колебание торца диска 1,5...2 мм) и вибрацию всего устройства. Установленные в устройстве электромоторы Д-14ФТ1с имеют встроенный нормально включенный электромагнитный тормоз. Это давало возможность в процессе эксперимента тормо-

зить или освобождать ротор электромотора независимо от включения или отключения его обмоток вращения. Для питания рабочих обмоток и электромагнитных тормозов использовались отдельные источники постоянного тока В5-48.

Циркулярная вибрация элементов оснастки, которая возникала при высоких угловых скоростях вращения динамически несбалансированного ротора, передавалась здесь на второй диск (или экран) через жёстко связанные между собой металлические детали экспериментальной оснастки.

В связи с малой толщиной (жёсткостью) и малой массой дисков (около 50 г), для минимизации воздействия воздушной среды на исследуемый процесс (исключения аэродинамических эффектов) при частотах вращения дисков 150...200 1/с (при линейной скорости на кромке диска до 100 м/с), устройство размещалось внутри вакуумной камеры с внутренним диаметром 300 мм. Остаточное давление в камере было не более 0,05 Торр. Устройство жёстко прикреплялось к стенкам внутри толстостенной (15 мм) стальной, заземлённой вакуумной камеры весом 50 кг.

В торце камеры выполнено окно из оргстекла толщиной 40 мм для наблюдения, для видео- и фотофиксации процесса, бесконтактного измерения частоты вращения роторов (дисков). Использовался лазерный цифровой тахометр марки Mastech MS6208B. Некоторая размытость приведённых ниже фотоснимков обусловлена выполнением фотосъёмки через толстое оргстекло окна вакуумной камеры и бликами на нём при фотовспышках.

Камера была оснащена герметичными разъёмами для проводов источников питания электромоторов вращения роторов (дисков), ламп подсветки, а также тензостанции, применявшейся для измерения силовых параметров процесса: силы отталкивания и величины крутящего момента при самовозбуждении несинхронного вращения.

2 Самовозбуждение прецессии оси и вращения диска, повешенного на нитях

Верхний ведомый диск экспериментального устройства прикреплялся на нитях к фланцу ротора верхнего электромотора. Нижний ведущий диск (с заданным дисбалансом) жёстко прикреплялся к фланцу ротора нижнего электродвигателя. Общий вид центральной части экспериментального устройства и отдельные моменты бесконтактного взаимодействия дисков показаны на рисунке 1.

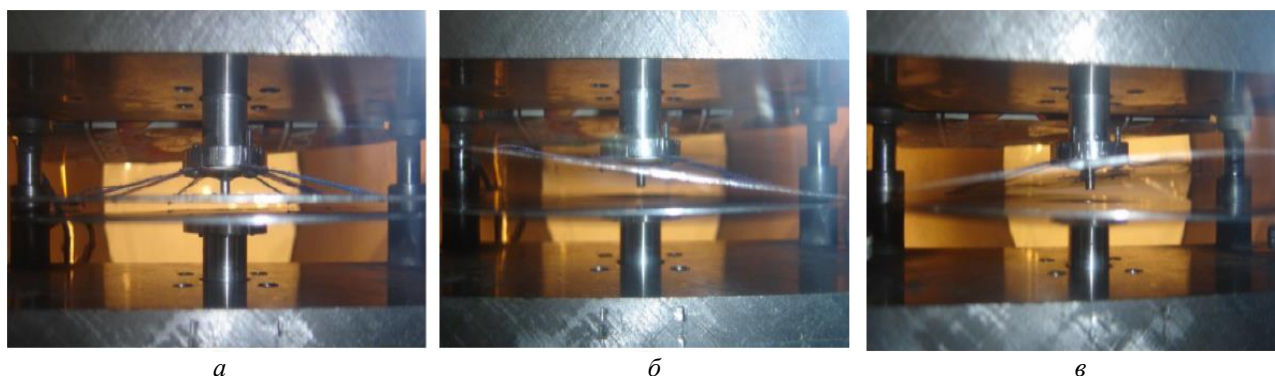


Рисунок 1 – Общий вид устройства в камере и прецессионное движение оси верхнего диска:
а – вид дисков до начала вращения нижнего диска; б и в – в процессе вращения нижнего диска

Первоначально были установлены диски из сплава АМг3. Ротор верхнего электромотора был заторможен. Первоначальное расстояние между дисками (по оси роторов электродвигателей) задавалось в диапазоне 2...3 мм.

Включение нижнего электродвигателя и раскрутка нижнего диска до частоты вращения 100...120 1/с приводила к сильному прецессионному движению оси невращающегося верхнего

диска – по направлению вращения нижнего диска (рисунок 1, б и 1, в). Но механического взаимодействия между дисками не происходило, т.к. верхний диск отходил вверх до контакта с фланцем крепления его нитей подвески (рисунок 1, б и 1, в).

При освобождении ротора верхнего электродвигателя (без подачи напряжения на обмотки вращения) через 1...3 с возникало самовозбуждение вращения подвешенного на нитях диска с частотой, не синхронной частоте вращения нижнего диска, вращаемого электродвигателем. С ростом числа оборотов самовозбуждённого вращения подвешенного на нитях диска одновременно возрастала скорость вращения жёстко установленного нижнего диска, вращаемого его электродвигателем, без изменения напряжения на входе. Частота самовозбуждённого вращения верхнего диска в этом случае составляла, например, 20...30 1/с при частоте вращения приводного несбалансированного диска 100...120 1/с. Сильное самовозбуждённое прецессионное движение оси невращающегося диска при его подвеске на нитях тормозило несбалансированный нижний диск, вращаемый электродвигателем при неизменности напряжения на его рабочих обмотках.

С ростом частоты вращения самовозбуждённого вращения диска, подвешенного на нитях, интенсивность прецессионного вращения его оси снижалась до минимальной величины, и он вплотную прижимался к своему фланцу. Это, очевидно, обусловлено действием на него внешнего крутящего момента (диск вращает ротор своего не подключенного к сети электродвигателя), а также, возможно, силы отталкивания от нижнего диска. При включении тормоза верхнего электродвигателя и остановке его вращения параметры прецессионного движения оси верхнего диска – угол и частота – мгновенно возрастали.

Явление самовозбуждения несинхронного вращения подвешенного на нитях диска проявлялось и во второй части опытов: при подвеске на нитях диска, выполненного из картона (нижний диск из АМгЗ), а также когда нижний диск был из бумаги (верхний из картона) – рисунок 2. Размытость и полупрозрачность изображения дисков на фотографиях (рисунок 2, б) обусловлена их высокоскоростным вращением (150...180 1/с) – когда за время съёмки кадра диск совершал несколько оборотов.

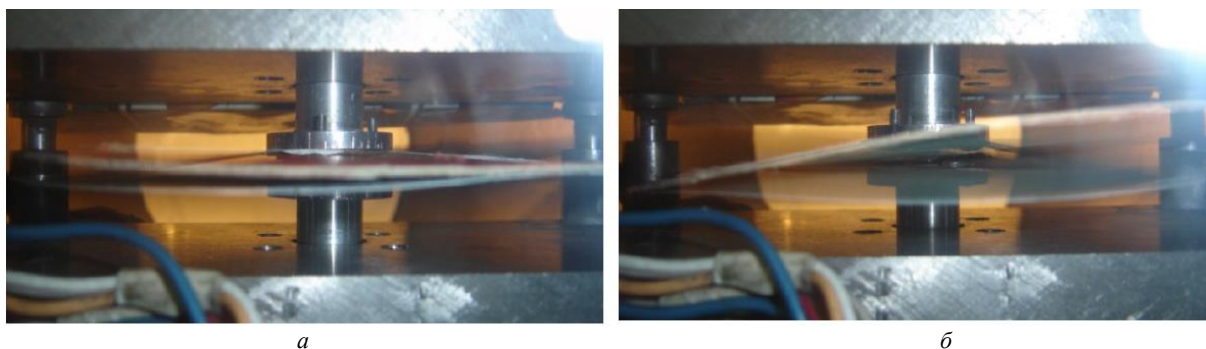


Рисунок 2 – Самовозбуждение прецессии оси диска из картона и вибрация вращающегося бумажного диска:
а – начало процесса; б – прецессионное движение оси картонного диска и вибрация бумажного диска

Экспериментально полученные результаты позволяют сделать вывод, что явление самовозбуждения прецессии оси и самовозбуждение несинхронного вращения подвешенного на нитях диска не зависят от электропроводности (проводник или диэлектрик) или магнитных свойств (алюминий – парамагнетик) материала дисков, т.е. они не обусловлены эффектами электромагнитной природы.

3 Самовозбуждение прецессии оси и вращения диска, установленного на сильфоне

Конструктивная схема экспериментального устройства показана на рисунке 3, а.

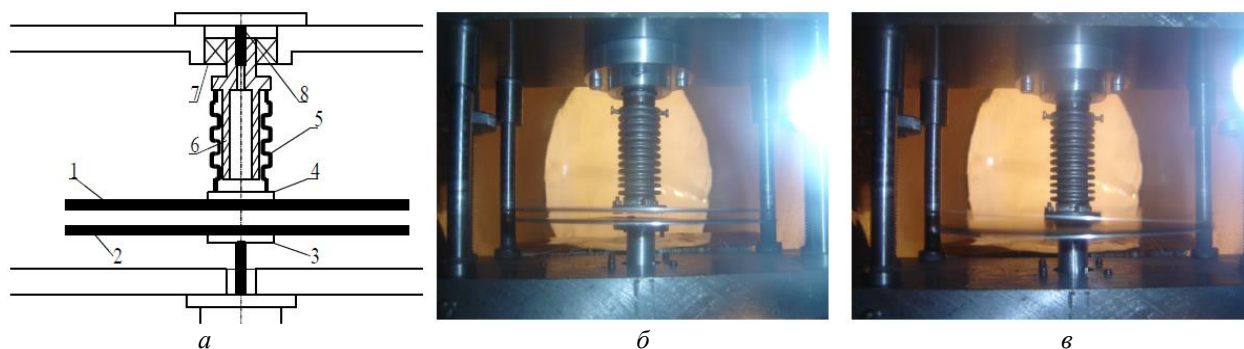


Рисунок 3 – Самовозбуждение прецессии оси невращающегося верхнего диска, закреплённого на сильфоне, при вращении нижнего диска, жёстко установленного на фланце:

а – принципиальная схема устройства; *б* – начальное положение дисков; *в* – прецессия оси диска, закреплённого на сильфоне, при вращении нижнего диска

Нижний диск 2 жёстко зафиксирован непосредственно на фланце ротора электромотора. Верхний диск 1 связан с фланцем 4 на роторе своего электромотора через тонкостенный сильфон 5 из нержавеющей стали.

Внутри сильфона с минимальным зазором относительно впадин гофров расположена ось 6. Она плотно насажена ось ротора 8 и вращается в подшипнике 7. Одновременно она жёстко связана с верхним торцом сильфона. При этом ось 6 не связана с фланцем 4 крепления верхнего диска 1. Крутящий момент передается от диска к электромотору (или наоборот), но это позволяет диску совершать осевые перемещения и угловые колебания при упругой деформации оболочки сильфона. Нижний диск был динамически не сбалансирован.

В первой части опытов ротор верхнего электродвигателя был заторможен. Первоначальный зазор между поверхностями дисков в осевой зоне составлял 2,5 мм (рисунок 3, б). После разгона нижнего диска до частоты вращения порядка 130...150 1/с возбуждалось прецессионное движение оси невращающегося верхнего диска, прикреплённого к торцу сильфона, с частотой 5...10 1/с. Амплитуда осевых колебаний кромки закреплённого на сильфоне диска достигала 5...6 мм, но это не приводило к механическому контакту дисков (рисунок 3, в). Возникновение силы отталкивания между дисками приводило к продольному сжатию оболочки сильфона, что увеличило расстояние между дисками по оси роторов электродвигателей.

Отключение электромагнитного тормоза ротора верхнего электродвигателя (без включения питания обмоток вращения его ротора) приводило к самовозбуждению несинхронного вращения диска, закреплённого на сильфоне, с частотой 1...3 1/с по направлению вращения приводного жёстко установленного нижнего диска. Одновременно практически прекращалось прецессионное движение оси верхнего диска. Такой характер процесса наблюдался при осевом расположении дисков на расстоянии 1,5...4 мм. При дальнейшем увеличении зазора (5...6 мм) наблюдалась только небольшая прецессия оси диска на сильфоне без самовозбуждения его вращения. Возбуждаемый крутящий момент был недостаточен для преодоления сопротивления вращению ротора его электродвигателя.

При снижении величины дисбаланса нижнего диска до минимально возможных значений (вибрация устройства практически не ощущалась), эффекты прецессионного движения оси диска на сильфоне и явление самовозбуждения его вращения не наблюдались даже при зазоре между дисками 1...1,5 мм.

Во второй части опытов первоначально вращался диск на сильфоне. После его раскрутки до частоты вращения 70...80 1/с подавалось напряжение на нижний электромотор для вращения динамически несбалансированного жёстко закреплённого нижнего диска по направлению,

противоположному вращению диска на сильфоне. После увеличения скорости вращения нижнего ведущего диска до 150...180 1/с возбуждалось сильное прецессионное движение оси диска, закреплённого на сильфоне (подобно описанному выше). В результате этого возникало торможение вращения более медленного диска на сильфоне практически до его остановки. Т.е. наблюдалось возникновение значительного тормозящего крутящего момента. После отключения нижнего электромотора и постепенной остановки его вращения диск, установленный на сильфоне, вновь раскручивался до максимальных величин частоты вращения, а прецессионное движение его оси исчезало.

4 Самовозбуждение вращения жёстко установленных дисков

В первой части опытов оба диска были выполнены из алюминиевого сплава и жёстко зафиксированы на фланцах роторов их электромоторов. Электромоторы 1 и 2 экспериментального устройства (рисунок 4) жёстко закреплены на плитах 3 и 4, жёстко связанных между собой стальными колонками (рисунок 4, а). Ведущий диск 6 был динамически не сбалансирован, а его электромотор 2 подключён к источнику постоянного тока. Ротор электромотора 1 был изначально расторможен, и его рабочие обмотки были отключены от источника питания. Расстояние между дисками 5 и 6 задавалось в диапазоне 1...5 мм.

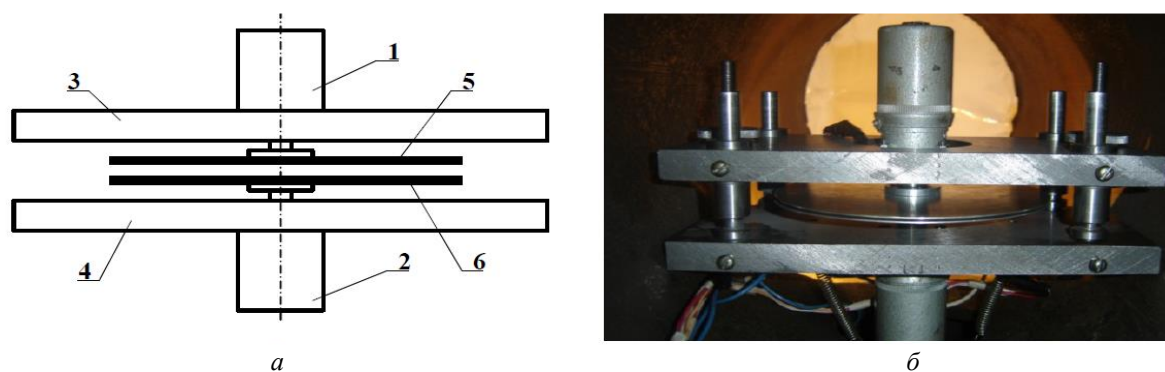


Рисунок 4 – Экспериментальное устройство:
а – конструктивная схема; б – вид внутри камеры

В момент включения электромотора 2 сначала возникала небольшая, но заметная вибрация тонкостенного ведомого диска 5 и его поворот с частотой менее 0,05 1/с. При зазоре между дисками 1,5...3 мм и выходе электромотора 2 на обороты 100...120 1/с возникало самовозбуждение вращения ведомого диска 5. Частота самовозбуждённого вращения диска (вместе с ротором его электромотора) значительно зависела от установленного между дисками расстояния и росла при его уменьшении. На рисунке 5 показана зависимость частоты вынужденного вращения от зазора между жёстко установленными дисками, полученная при остаточном давлении в вакуумной камере 0,05 Торр и частоте вращения нижнего электромотора 2 150 1/с.

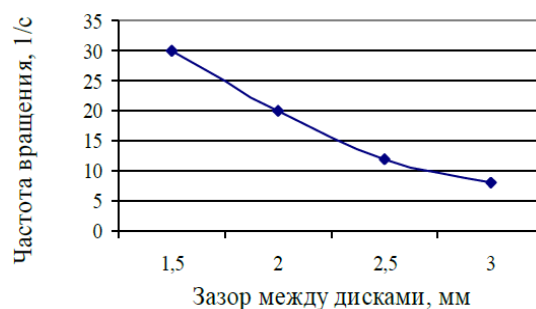


Рисунок 5 – Влияние расстояния между дисками на частоту самовозбуждённого вращения

Крутящий момент самовозбуждённого вращения диска 5 был достаточен для преодоления сопротивления холостого вращения ротора электродвигателя 1. Как показали эксперименты, его величина сравнима с величиной крутящего момента самого электромотора при подключении его рабочих обмоток к источнику питания. Для противодействию этому моменту и остановки самовозбуждённого вращения была необходима подача напряжения для противоположного вращения ротора электромотора 1 в диапазоне от 0,2 до 0,8 от величины напряжения питания ведущего электромотора 2. Максимальное значение этой величины было при зазоре между дисками 1 мм, минимальное – при 3 мм. При увеличении напряжения на рабочих обмотках электродвигателя 1 выше этих величин он начинал вращение, определяемое полярностью включения его обмоток, преодолевая крутящий момент, создававший самовозбуждение вращения диска.

Подобные зависимости были получены и во второй серии экспериментов, при других видах и сочетаниях материалов дисков: а) два картонных диска толщиной 2,5 мм; б) нижний диск из картона (2,5 мм) или из плотной бумаги (0,3 мм), а верхний – АМг3 (0,9 мм). Количественные различия в интенсивности силового взаимодействия были получены при установке двух картонных дисков (2 мм), которые были тяжелее алюминиевых, и значительно более лёгкого нижнего диска из плотной бумаги. В первом случае, вследствие более низкой скорости вращения роторов электромоторов, самовозбуждение вращения возникало при меньших величинах расстояний между поверхностями дисков. При использовании в качестве ведущего нижнего диска из плотной бумаги (0,2 мм) описанное выше силовое бесконтактное взаимодействие дисков и возникновение самовозбуждения вращения происходило с учётом того, что более тонкий и лёгкий ведущий диск из бумаги вращался со значительно более высокой частотой (порядка 200 1/с), чем диск из толстого картона (порядка 80...90 1/с), при равной величине рабочего напряжения на электромоторе. Это создавало более интенсивную вибрацию верхнего диска (из картона или алюминия), приводившую к хаотическим колебаниям и изгибным деформациям поверхностей дисков.

При увеличении осевого зазора между поверхностями использованных алюминиевых дисков до 5...6 мм даже при частоте вращения ведущего диска 6 150...180 1/с наблюдалась только вибрация ведомого диска 5, но самовозбуждение его вращения не возникало.

Не возникало самовозбуждение вращения диска 5 также при установке ведущего диска 6 без дисбаланса – даже при зазоре между дисками 1...1,5 мм.

5 Измерение силы отталкивания и величины крутящего момента при самовозбуждении вращения

Конструктивная схема экспериментального оборудования и варианты его использования для измерения величины крутящего момента самовозбуждающегося вращения экрана (ротора) и силы его отталкивания от вращающегося динамически несбалансированного ротора представлены на рисунке 6.

Электродвигатель 2 с жёстко установленным на фланце его ротора несбалансированным диском 3 крепился на вертикальной плите 1, которая горизонтальными толстыми шпильками 9 была жёстко связана с узлом установки подвижного экрана 4. Экран для обеспечения жёсткости при малой массе был выполнен из фанеры (4 мм) и покрыт алюминиевой фольгой (0,24 мм). Подвижный экран 4 жёстко соединён с осью 5, имеющей возможность перемещения во втулке 6, преодолевая сопротивление тарированной пружины 7. Для измерения величины осевого перемещения экрана 4 и действующей силы отталкивания служила упругая стальная пластина 11 с тензодатчиками, отгибаемая подвижной осью 5 при отталкивании экрана 4 от диска 3. При измерении величины самовозбуждённого крутящего момента использовалась аналогичная пластина 12 с тензодатчиками, отгибаемая штифтом, жёстко

установленным в экране 4 при его повороте под действием этого момента. Сигнал с тензодатчиков приходил на тензостанцию, расположенную вне вакуумной камеры.

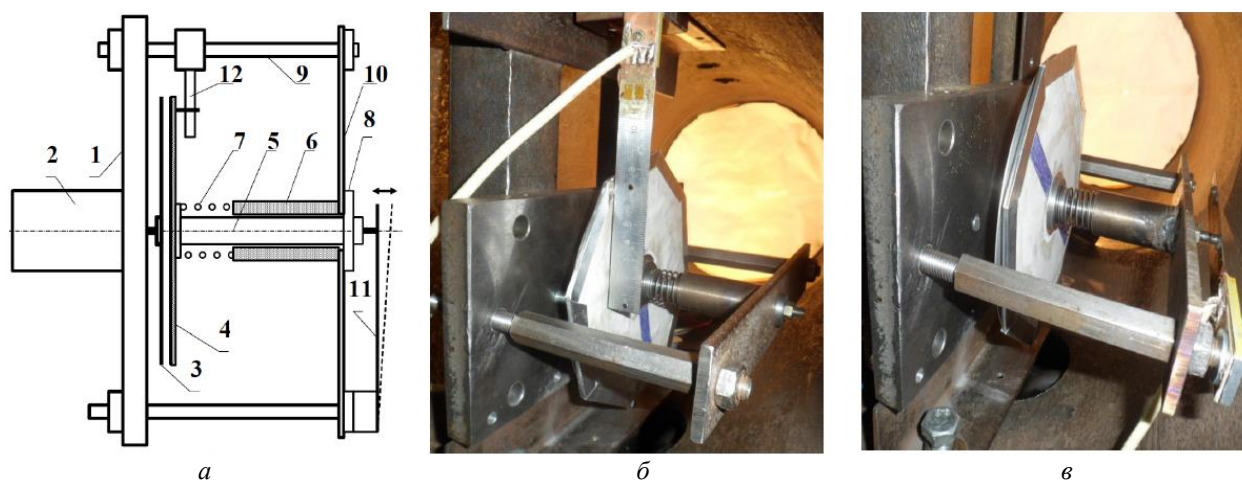


Рисунок 6 – Устройство с тензодатчиками:

а – принципиальная схема измерений; *б* – вид устройства при измерении возбуждаемого крутящего момента; *в* – вид устройства при измерении возникающей силы отталкивания экрана

Было задано начальное расстояние между диском и экраном 3...3,5 мм. При скорости вращения диска 3, равной 100...120 1/с, возникала заметная вибрация экрана 4. Затем возбуждалось видимое отталкивание экрана, отгибавшее пластину 11, и одновременно самовозбуждалось его вращение в сторону вращения диска.

Цифровой милливольтметр тензостанции показывал отгибание пластины в зоне оси 5 на 1,5...2 мм, что с учётом тарировки пластины с тензодатчиками соответствовало силе отталкивания 2,5...2,7 Н. Частота вращения экрана 4, преодолевавшего сопротивление со стороны пружины 7, составляла 2...3 1/с при скорости вращения диска 3 150 1/с. Наведённый крутящий момент позволял преодолевать силу трения при вращении в паре «ось-втулка» и силу трения, создаваемую прижатой к экрану предварительно сжатой пружиной.

Тензодатчики пластины 12 через величину изгиба при известном плече действия силы позволяли определить величину крутящего момента при самовозбуждении вращения экрана 4. Для рассмотренных параметров процесса величина этого момента была равна 0,01 Н·м.

Как показали последующие эксперименты, при установленном зазоре между диском и экраном более 4...5 мм эффекты отталкивания экрана и самовозбуждения его вращения не возникали, хотя заметная вибрация экрана по-прежнему наблюдалась.

Это означает, что возникновение сил отталкивания и самовозбуждение вращения экрана здесь или диска в вышеописанных опытах не могут быть обусловлены простым действием вибрации при вращении динамически несбалансированного, но лёгкого (0,05 кг) диска.

Заключение

Экспериментально исследовано явление самовозбуждения вращения диска (ротора), возникающего при высокоскоростном (100...180 1/с) вращении первого динамически несбалансированного ротора (диска), создающего циркулярную вибрацию второго соосно расположенного диска (экрана), установленного на общем с ним жёстком основании на расстоянии 1,5...4 мм. Интенсивность возбуждённого вращения зависит от частоты вращения ведущего диска (ротора) и начального расстояния от него до ведомого диска или экрана. Величина возникающей силы отталкивания и крутящего момента, вызывающего самовозбуждение несинхронного вращения ведомого диска или экрана, снижается при уменьшении частоты вращения ведущего

несбалансированного диска. Также она уменьшается при увеличении расстояния между поверхностями соосно расположенных дисков (диска и экрана).

Явление самовозбуждения несинхронного вращения диска (экрана) и отталкивания дисков (экрана от диска) проявляется независимо от электропроводности их материалов и оно не обусловлено наличием остаточной воздушной среды [9].

Необходимым условием возникновения самовозбуждения вращения и отталкивания близко расположенных соосных роторов (ротора и экрана) является динамический дисбаланс вращающегося первого ротора и возможность возбуждения циркулярной вибрации второго, первоначально неподвижного ротора (экрана), например, при наличии общего жёсткого основания. Для силового взаимодействия двух близко расположенных соосных вращающихся роторов, не связанных общим жёстким основанием, необходим дисбаланс обоих роторов.

Простым действием вибраций в проведённых исследованиях нельзя объяснить следующее:

- отталкивание подвижного экрана, соосно расположенного на расстоянии 1...4 мм от вращающегося несбалансированного диска, и прекращение этого при зазоре между ними более 5...6 мм;

- величину крутящего момента при самовозбуждении вращения жёстко закреплённых дисков, установленных с зазором 1,5...3 мм, сравнимую с величиной крутящего момента электромотора, вращающего ведущий несбалансированный диск.

Экспериментально установленное явление требует теоретического обоснования. В качестве гипотезы для объяснения механизма явления самовозбуждения несинхронного вращения близко расположенных соосных роторов предложена механическая аналогия с гиромангнитными (магнитомеханическими) явлениями [9].

Список использованных источников

1. Явление синхронизации вращающихся тел (роторов). Диплом № 333 / И. М. Абрамович, И. И. Блехман, Б. П. Лавров, Д. А. Плисс // Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки. – 1988. – № 1. – С. 1.
2. Разработка вибрационного способа сухой классификации полезных ископаемых / Д. А. Плисс, И. М. Абрамович // Отчет ВНИИ Механобр. – Л., 1948.
3. Блехман, И. И. Синхронизация в природе и технике / И. И. Блехман. – 2-е издание, дополненное. – Москва : URSS, 2015. – 432 с.
4. Пановко, Г. Я. Экспериментальный анализ колебаний механической системы с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями / Г. Я. Пановко, А. Е. Шохин, С. А. Еремейкин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2015. – № 6. – С. 11-15.
5. Блехман, И. И. О некоторых возможностях совершенствования вибрационных машин с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями / И. И. Блехман, В. Б. Васильков, Н. П. Ярошевич // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – № 3. – С. 18-22.
6. Кошелев, А. В. Роторно-маятниковая самосинхронизация параметрических вибровозбудителей на изотропном упругом основании / А. В. Кошелев, Н. Н. Денцов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17, № 1. – С. 150-159. DOI 10.18287/2541-7533-2018-17-1-150-159.
7. Самохвалов, В. Н. Бесконтактная передача вращения и отталкивание масс в вакууме / В. Н. Самохвалов // Вестник СамГУПС. – 2015. – № 2-2(28). – С. 164-171.
8. Самохвалов, В. Н. Силовые эффекты при низкочастотной циркулярной вибрации / В. Н. Самохвалов // Фундаментальные основы механики. – 2022. – № 10. – С. 42-46. DOI 10.26160/2542-0127-2022-10-42-46.
9. Самохвалов, В. Н. Механический аналог гиромангнитных эффектов / В. Н. Самохвалов // Журнал передовых исследований в области естествознания. – 2023. – № 18. – С. 56-66. DOI 10.26160/2572-4347-2023-18-56-66.

Self-excitation of non-synchronous rotation of closely spaced unbalanced rotors

V. N. Samokhvalov

Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor
of the Department of Aircraft Production and Quality Management
in Mechanical Engineering;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
samokhvalov.vn@ssau.ru

The results of experimental studies of the process of self-excitation of rotation with close coaxial arrangement of thin-walled disks, as well as rigidly and movably installed screens coaxially located with them, are considered and analyzed. Self-excitation of rotation was observed only when one dynamically unbalanced rotor (disk) rotated with a frequency of more than 50...150 Hz and when circular vibration of an initially non-rotating second rotor (disk or screen) was excited, located coaxially at a distance of 1...4 mm from it on a common rigid base. The self-excitation of the rotation of the rotor installed on an electric motor not connected to the network was not synchronous with the rotation speed of the dynamically unbalanced rotor rotated by the electric motor. With a rotor (disk) weight of 0.5 N and an initial distance from the screen of 3...3.5 mm, the force causing repulsion of the movable screen from the rotor was about 2.5...2.7 N, and the torque was about 0.01 Nm. When the distance between the surfaces of the coaxially located dynamically unbalanced rotating rotor and the initially stationary disk or screen was more than 5...6 mm, the process of repulsion and self-excitation of rotation of the screen or rotor was not observed. The rotation of a well-balanced rotor in the absence of circular vibration of the second rotor or screen, even with a distance between them of 1...1.5 mm, other things being equal, also did not lead to their forceful interaction and self-excitation of rotation.

Keywords: imbalance; circular vibration; self-excitation of rotation; repulsion of rotors

Citation: Samokhvalov, V. N. (2024), "Self-excitation of non-synchronous rotation of closely spaced unbalanced rotors", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 19-28. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-19-28. (In Russian; abstract in English)

References

1. Abramovich, I. M., Blekhman, I. I., Lavrov, B. P. and Pliss, D. A. (1988), "The phenomenon of synchronization of rotating bodies (rotors). Diploma No. 333", *Otkrytiya, izobreteniya, promyshlennye obrazcy, tovarnye znaki* [Discoveries. Inventions. Industrial designs. Trademarks], no. 1, p. 1. (In Russian).
2. Pliss, D. A. and Abramovich, I. M. (1948), *Development of a vibration method for dry classification of minerals*, Report of VNII Mekhanobr, L. (In Russian).
3. Blekhman, I. I. (2015), *Synchronization in nature and technology*, 2nd edition, supplemented, URSS, Moscow, 432 p. (In Russian).
4. Panovko, G. Ya. (2015), "Experimental analysis of vibrations of a mechanical system with self-synchronizing inertial vibration exciters", *Problems of mechanical engineering and machine reliability*, no. 6, pp. 11-15. (In Russian).
5. Blekhman, I. I. (2013), "On some possibilities for improving vibration machines with self-synchronizing inertial vibration exciters", *Problems of mechanical engineering and machine reliability*, no. 3, pp. 18-22. (In Russian).
6. Koshelev, A. V. (2018), "Rotor-pendulum self-synchronization of parametrical vibration generators on an isotropic elastic foundation", *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 1, pp. 150-159. DOI 10.18287/2541-7533-2018-17-1-150-159. (In Russian).
7. Samokhvalov, V. N. (2015), "Non-contact transmission of rotation and repulsion of masses in a vacuum", *Bulletin of SamGUPS*, no. 2-2 (28), pp. 164-171. (In Russian).
8. Samokhvalov, V. N. (2022), "Force effects in low-frequency circular vibration", *Fundamental principles of mechanics*, no. 10, pp. 42-46. DOI 10.26160/2542-0127-2022-10-42-46. (In Russian).
9. Samokhvalov, V. N. (2023), "Mechanical analogue of gyromagnetic effects", *Journal of advanced research in the field of natural science*, no. 18, pp. 56-66. DOI 10.26160/2572-4347-2023-18-56-66. (In Russian).



Асимптотический анализ монотонной устойчивости амплитуды колебаний маятника при малом нелинейном демпфировании

В. В. Любимов

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой
высшей математики;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, Самара;
lyubimov.vv@ssau.ru

Рассматривается обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее свободные колебания маятника с малым демпфированием в виде полинома третьей степени. Цель работы – выполнить анализ монотонной устойчивости амплитуды свободных колебаний маятника с малым демпфированием, имеющего одну степень свободы. Уравнение колебаний маятника записывается в виде системы уравнений амплитуда-фаза. Далее производится усреднение уравнения для амплитуды колебаний, выполняемое по быстрой фазе. Анализируя выражения производных первого и второго порядка для усреднённой амплитуды, выполняется анализ монотонной устойчивости колебаний маятника. В работе получены следующие основные результаты: сформулированы условия монотонной устойчивости амплитуды колебаний маятника, описана область монотонной устойчивости, определено количество качественно различных случаев монотонной устойчивости, рассмотрено условие достижимости маятником устойчивого положения равновесия. Проверка результатов работы подтвердила их корректность. При этом результаты работы имеют как теоретическое, так и прикладное значение. Например, их можно применить при исследовании устойчивости автоколебаний в маятниковых системах.

Ключевые слова: маятник; амплитуда; колебания; демпфирование; монотонная устойчивость; метод усреднения

Цитирование: Любимов, В. В. Асимптотический анализ монотонной устойчивости амплитуды колебаний маятника при малом нелинейном демпфировании / В. В. Любимов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 29–38. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-29-38

Введение

Как правило, при качественном анализе механических систем, содержащих малые параметры, применяются известные асимптотические методы нелинейной динамики [1]. В частности, при исследовании монотонной устойчивости при медленном изменении амплитуды колебаний угла атаки космического аппарата, спускаемого в атмосфере Марса, применялся метод усреднения [2]. Кроме того, в работе [3] рассмотрен метод анализа монотонной устойчивости частного решения дифференциального уравнения, позволяющий определить и исследовать область изменения этого решения. Следует отметить, что метод исследования монотонной устойчивости решения, представленный в работах [2-3], может быть применён для различных динамических систем.

Цель данной работы – выполнить анализ монотонной устойчивости амплитуды свободных колебаний маятника с малым демпфированием, имеющего одну степень свободы. В работе рассматривается обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее свободные колебания маятника с малым демпфированием в виде полинома третьей степени. Метод усреднения применяется в данной задаче для приближённого анализа амплитуды колебаний рассматриваемого маятника. При этом дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее колебания маятника, записывается в виде системы уравнений амплитуда-фаза [4]. В дальнейшем производится усреднение уравнения для амплитуды колебаний, выполняемое по быстрой фазе. На основе математического анализа выражений для производных первого и второго порядка от усреднённой амплитуды выполняется исследование монотонной устойчивости колебаний маятника. Рассмотрим подробно метод анализа монотонной устойчивости колебаний маятника.

1 Уравнение движения маятника с малым нелинейным демпфированием

Предположим, что маятник с одной степенью свободы совершает свободные колебания с учётом малого демпфирования, описываемого полиномом третьей степени. Дифференциальное уравнение движения данного маятника имеет вид:

$$x'' + \varepsilon \mu(x) x' + \omega^2 x = 0, \quad (1)$$

где $x = x(t)$ – безразмерное расстояние от положения равновесия до текущего положения центра масс маятника; t – независимая переменная (безразмерное время движения маятника); $x' = \frac{dx}{dt}$ – безразмерная первая производная от переменной $x(t)$; $x'' = \frac{d^2x}{dt^2}$ – безразмерная вторая производная от переменной $x(t)$; $\varepsilon \mu(x) = \nu_0 + \nu_1 x + \nu_2 x^2 + \nu_3 x^3$ – малый безразмерный коэффициент демпфирования, $\nu_i, i = 0, 1, 2, 3$ – малые безразмерные положительные коэффициенты разложения, ε – безразмерный малый параметр; ω – безразмерная постоянная частота свободных колебаний маятника.

Представим уравнение (1) в виде системы двух уравнений амплитуда-фаза [4]. Учитывая замену переменной $\omega_\alpha = d\alpha / dt$, запишем уравнение (1) в виде системы уравнений:

$$\frac{dx}{dt} = \omega_1, \quad (2)$$

$$\frac{d\omega_1}{dt} = -\varepsilon \mu(x) \frac{dx}{dt} - \omega^2 x. \quad (3)$$

Система уравнений (2)-(3) полностью эквивалентна уравнению (1).

При отсутствии демпфирования (при $\varepsilon = 0$) из уравнения (1) получаем невозмущённое уравнение:

$$x'' + \omega^2 x = 0. \quad (4)$$

Уравнение (4) имеет частное решение:

$$x = A \cos \varphi. \quad (5)$$

Здесь A – постоянная безразмерная амплитуда колебаний, φ – фаза колебаний, $\varphi = \varphi_0 + \omega t$, ω – постоянная (в невозмущённом случае) частота колебаний, φ_0 – постоянная начальная фаза. Дифференцируя переменную x по времени t с учётом (5), получаем:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = -A\omega \sin \varphi. \quad (6)$$

Далее для получения уравнений амплитуда-фаза применим метод вариации произвольной постоянной. При этом в возмущённой системе (2)-(3) производится замена переменных x, ω_1 на переменные A, φ . В конечном итоге получим дифференциальные уравнения для новых переменных A, φ . С этой целью выполним подстановку выражений (5)-(6) в систему уравнений (2)-(3). Учитывая переменность величин A, φ , получаем следующую систему уравнений:

$$\frac{dA}{dt} \cos \varphi - A \frac{d\varphi}{dt} \sin \varphi = -A\omega \sin \varphi, \quad (7)$$

$$\frac{dA}{dt} \sin \varphi + A \frac{d\varphi}{dt} \cos \varphi = A\omega \cos \varphi - \varepsilon A \mu(A, \varphi) \sin \varphi. \quad (8)$$

Решая систему (7)-(8) относительно производных, находим:

$$\frac{dA}{dt} = -\varepsilon A \mu(A, \varphi) \sin^2 \varphi, \quad (9)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega - \varepsilon \mu(A, \varphi) \sin \varphi \cos \varphi. \quad (10)$$

Следует отметить, что система уравнений (9)-(10) эквивалентна уравнению (1). Из системы уравнений (9)-(10) следует, что амплитуда колебаний $A(t)$ – медленно изменяющаяся переменная, а фаза колебаний φ – быстро изменяющаяся переменная.

2 Определение усреднённого уравнения амплитуды колебаний маятника

Правые части уравнений (9)-(10) зависят от быстро изменяющейся фазы φ , что затрудняет анализ эволюции этих переменных. С целью упрощения уравнения (9) применим нерезонансную схему усреднения. Эта разновидность метода усреднения применима, если частота ω является немалой величиной. Согласно данному методу усреднения первое приближение для медленно-изменяющейся переменной, которой является амплитуда колебаний, имеет вид:

$$\frac{dA}{dt} = -\varepsilon B_1(A). \quad (11)$$

Выражение для правой части уравнения (11) находится следующим образом:

$$B_1(A) = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(A, \varphi) \sin \varphi d\varphi, \quad (12)$$

где $f(A, \varphi) = -A \sin^2 \varphi (\nu_0 + \nu_1 A \cos \varphi + \nu_2 (A \cos \varphi)^2 + \nu_3 (A \cos \varphi)^3)$.

Замечание. Последующие за первым высшие приближения метода усреднения можно не учитывать (если первое приближение отлично от нуля), так они имеют порядок малости выше первого и практически не влияют на эволюцию усреднённой амплитуды.

После вычисления интеграла в уравнении (11) получаем следующее усреднённое уравнение для первой производной амплитуды колебаний:

$$\frac{dA}{dt} = -\varepsilon k_0 A - \varepsilon k_2 A^3, \quad (13)$$

где $k_0 = \frac{V_0}{2}$, $k_2 = \frac{V_2}{8}$ – известные постоянные величины.

Замечание. Уравнение (13) является дифференциальным уравнением Бернулли. Это уравнение имеет аналитическое решение.

Общее решение уравнения (13) имеет вид:

$$A = \sqrt{\frac{k_0}{e^{2k_0(t+C)} - k_2}}, \quad (14)$$

где C – произвольная постоянная интегрирования.

Замечание. Так как слагаемые в правой части уравнения (13) имеют один порядок малости, то увеличение степени амплитудой во втором слагаемом должно учитываться при выборе величин постоянных коэффициентов.

Найдём уравнение для второй производной амплитуды колебаний. Дифференцируя уравнение (9), получаем:

$$\frac{d^2 A}{dt^2} = \varepsilon F(A, \varphi). \quad (15)$$

Здесь $F(A, \varphi) = -\mu(A, \varphi) \sin^2 \varphi \frac{dA}{dt} - A \sin^2 \varphi \frac{\partial \mu}{\partial A} \frac{dA}{dt} - A \mu(A, \varphi) \sin 2\varphi \frac{d\varphi}{dt} - A \sin^2 \varphi \frac{\partial \mu}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt}$. В уравнении (15) предполагается, что все слагаемые в правой части имеют первый порядок малости.

По аналогии с уравнением для первой производной применим метод усреднения для упрощения уравнения для второй производной (15). В первом приближении метода усреднения получаем:

$$\frac{d^2 A}{dt^2} = -\varepsilon B_2(A). \quad (16)$$

Выражение для правой части уравнения (16) находится следующим образом:

$$B_2(A) = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F(A, \varphi) d\varphi. \quad (17)$$

После интегрирования получаем усреднённое уравнение для второй производной амплитуды колебаний в следующем виде:

$$\frac{d^2 A}{dt^2} = \varepsilon q_0 A + \varepsilon q_2 A^3 + \varepsilon q_4 A^5, \quad (18)$$

где $q_0 = \frac{3\nu_0^2}{4}$, $q_2 = \frac{3\nu_0\nu_2}{8}$, $q_4 = \frac{13\nu_2^2}{128}$ – известные постоянные величины.

Замечание. При нахождении выражений (13) и (18) отличными от нуля являются лишь интегралы, что умножаются на нечётные степени амплитуды. При этом, если уравнение (13) имеет общее аналитическое решение, то уравнение (17) общего аналитического решения, выраженного в элементарных функциях, не имеет. Следует отметить, что уравнение (18) имеет общий интеграл.

3 Анализ монотонной устойчивости амплитуды колебаний маятника

Сформулируем определение монотонной устойчивости частного решения $A(t)$ усреднённого уравнения (13), которое при своём изменении на полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$ при $t \rightarrow +\infty$ стремится к нулевому значению $A(+\infty) = 0$. Пусть частное решение $A(t)$ уравнения (13) удовлетворяет на интервале $t \in [0, +\infty)$ следующим условиям:

- (i) известная функция $A(t)$, определена и дважды непрерывно-дифференцируема;
- (ii) вторая производная $A''(t)$ сохраняют свои строгие знаки на своих интервалах, кроме линейных интервалов, на которых выполняется равенство $A''(t) = 0$;
- (iii) при $t \rightarrow +\infty$ выполняется равенство $\lim_{t \rightarrow +\infty} A(t) = 0$;
- (iv) монотонная функция $A(t)$ ограничена снизу нулевым значением ($\inf A(t) = 0$).

Определение 1 (монотонная устойчивость амплитуды на полубесконечном интервале). Если функция частного решения $A(t)$ усреднённого уравнения (13) удовлетворяет условиям (i)–(iv), и эта функция строго монотонно уменьшается на интервале $t \in [0, +\infty)$, стремясь к нулевому значению при $t \rightarrow +\infty$, то это частное решение называется монотонно устойчивым в среднем на полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$.

Сформулируем достаточное условие монотонной устойчивости частного решения $A(t)$.

Теорема 1. Если положительная в рамках первой координатной четверти системы координат (t, A) функция $A(t)$, являющаяся частным решением усреднённого уравнения (13), удовлетворяет условиям (i)–(iv), и непрерывная производная $A'(t)$ отрицательна на полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$, то это частное решение является монотонно устойчивым в среднем на данном интервале.

Доказательство. Пусть положительная в рамках первой координатной четверти функция $A(t)$ имеет непрерывную первую производную $A'(t)$ на интервале $t \in [0, +\infty)$. Пусть первая производная этой функции отрицательна на интервале $t \in [0, +\infty)$, т.е. выполняется условие $A'(t) < 0$. Применим фундаментальное достаточное условие убывания действительной функции одной переменной. При этом знакопостоянная в рамках первой координатной четверти функции $A(t)$ частного решения уравнения (13) удовлетворяет условиям (i)–(iv), и функция $A(t)$ монотонно убывает на интервале $t \in [0, +\infty)$. Следовательно, согласно Определению 1, частное решение $A(t)$ усреднённого уравнения (13) является монотонно устойчивым в среднем на интервале $t \in [0, +\infty)$. Теорема доказана.

Следует отметить, что при дальнейшем анализе монотонной устойчивости будут применяться выражения для первой и второй производных решения $A(t)$. При этом справедлива

следующая теорема [3] о количестве качественно различных случаев монотонной устойчивости частного решения $A(t)$ уравнения (13).

Теорема 2 (см. теорему 2 [3]). Если частное решение $A(t)$ уравнения (13) удовлетворяет условиям Определения 1, и количество точек перегиба этого решения принимает все значения $0, 1, 2, \dots, m$, то количество всех качественно различных случаев монотонной устойчивости решений $A(t)$ равно количеству сочетаний C_1^{2m+3} .

Доказательство этой теоремы аналогично исходной теореме и приведено в статье [3].

Пусть имеется C_1^{2m+3} качественно различных частных решения уравнения (13) (т.е. они отличаются характером выпуклости функции $A(t)$), удовлетворяющих условиям монотонной устойчивости, содержащихся в Определении 1, Теореме 1 и Теореме 2.

Найдём границы области монотонной устойчивости данных решений на координатной плоскости (t, A) . При этом справедлива следующая теорема [3].

Теорема 3 (см. теорему 4 [3]). Если все частные решения уравнения (13) удовлетворяют условиям Определения 1, то границы области монотонной устойчивости решений $A(t)$ образуют прямоугольник, содержащийся в первой координатной четверти системы координат (t, A) и имеющий две стороны, расположенные на данных координатных осях.

Доказательство. Первая производная любого из частных решений уравнения (1), удовлетворяющих условиям Определения 1 и Теоремы 1, отрицательна на всём интервале $t \in [0, +\infty)$: $A' < 0$. При этом вторая производная частного решения положительна на всём интервале $t \in [0, +\infty)$: $A''(t) > 0$. Предположим, что имеются следующие начальные и конечные условия: $t_0 = 0$, $A_0 > 0$ и $t_1 = +\infty$, $A_1 = 0$. Выполним переход от декартовых координат (t, A) к полярным координатам (ρ, φ) . Здесь $\rho = \sqrt{t^2 + A^2}$, $\operatorname{tg} \varphi = A/t$. В результате в начальной точке $t=0$ получаем $\rho_0 = A_0$. В пределе (при $t \rightarrow 0+0$) находим $\max \varphi = \varphi_0 = \operatorname{arctg}(+\infty) = \pi/2$. В конечной точке получаем: $A_1 = 0$, $\rho_1 = t_1$, $\min \varphi = \varphi_1 = \operatorname{arctg}(0) = 0$. Следовательно, угол φ при уменьшении от $\pi/2$ до нуля последовательно принимает все свои значения в первой четверти. При этом область монотонной устойчивости решений $A(t)$ ограничена следующими значениями: начальным значением

$t_0 = 0$, конечным значением $t_1 = +\infty$, начальным значением $A_0 > 0$ и конечным значением $A_1 = 0$. Отметим, что конечное значение $t_1 = +\infty$ и начальное значение $A_0 > 0$ являются ограничениями сверху значений координат (t, A) , т.е. значение t является неограниченным. Кроме того, начальное (при $A = A_0$) значение $t_0 = 0$ и конечное значение $A_1 = 0$ являются ограничениями снизу значений координат (t, A) . Следовательно, границы области монотонной устойчивости частных решений $A(t)$ уравнения (13) образуют на плоскости (t, A) прямоугольник с вершинами в следующих точках: $(0, 0)$, $(t_1, 0)$, $(0, A_0)$, (t_1, A_0) . Теорема доказана.

Рассмотрим пример. Пусть частное решение усреднённого уравнения (13) имеет вид:

$$A = \frac{1}{5\sqrt{e^{0.08t-0.01} - 0.5}}. \quad (19)$$

Частное решение (19) получено из общего решения (14) при начальном условии: $t_0 = 0$, $A_0 = 0.284$. При этом значения параметров уравнения (1) равны: $\nu_0 = 0.08, \nu_2 = 4, \omega = 1$.

Покажем, что все рассмотренные выше условия монотонной устойчивости для решения (19) выполнены. Для этого найдём первую производную функции (19). В результате получим:

$$A' = -\frac{0.008e^{0.08t-0.01}}{(e^{0.08t-0.01}-0.5)^{1.5}}. \quad (20)$$

Из выражения (20) следует, что первая производная частного решения (19) отрицательна на полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$. Следовательно, условие монотонной устойчивости об отрицательности первой производной частного решения выполнено. Далее найдём вторую производную частного решения (19). В результате имеем:

$$A'' = \frac{0.00096e^{0.16t-0.02}}{(e^{0.08t-0.01}-0.5)^{2.5}} - \frac{0.00064e^{0.08t-0.01}}{(e^{0.08t-0.01}-0.5)^{1.5}}. \quad (21)$$

Из выражения (21) следует, что вторая производная частного решения (19) положительна на всём полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$. Следовательно, условие монотонной устойчивости о сохранении неизменным знака второй производной частного решения выполнено. Кроме того, также выполнено условие об определённости и дважды непрерывной дифференцируемости функции (19) на всём полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$. Вычисляя предел от выражения (19) при $t \rightarrow +\infty$, получаем: $\lim_{t \rightarrow +\infty} A(t) = 0$. Следовательно, данное предельное условие монотонной устойчивости также выполнено. Это предельное равенство представляет собой условие достижимости маятником устойчивого значения. Следует отдельно также отметить, что монотонная функция (19) ограничена снизу нулевым значением ($\inf A(t) = 0$). Окончательно получаем, что согласно Определению 1 и Теореме 1, частное решение (19) является монотонно устойчивым в среднем на полубесконечном интервале $t \in [0, +\infty)$. Исходя из Теоремы 2 получаем, что количество качественно различных случаев монотонной устойчивости решений $A(t)$ равно трём. Действительно, так как функция (19) не имеет точек перегиба ($m=0$), то количество сочетаний C_1^{2m+3} в этом случае равно $C_1^3 = 3$. Однако, из этих трёх случаев в данном частном решении реализуется только один, когда знаки первой и второй производной имеют вид: $A' < 0, A'' > 0$. Два других случая – $A' < 0, A'' = 0$ и $A' < 0, A'' < 0$ – не описываются решением (19). Согласно Теореме 3 область монотонной устойчивости частного решения (19) образована внутренней частью прямоугольника с вершинами: $(t=0, A=0)$, $(t=0, A=0.284)$, $(t=+\infty, A=0)$, $(t=+\infty, A=0.284)$. При этом правая сторона данного прямоугольника стремится к положительной бесконечности.

На рисунке 1 показано монотонное уменьшение амплитуды колебаний маятника, происходящее с неизменной выпуклостью вниз на всём рассматриваемом интервале времени движения. Рисунок 1 описывает изменение амплитуды частного решения (19). На рисунке 2 представлено изменение отрицательной первой производной амплитуды колебаний маятника при монотонной устойчивости частного решения (19) в зависимости от времени. На рисунке 3 показано изменение положительной второй производной амплитуды колебаний маятника при монотонной устойчивости частного решения (19) в зависимости от времени. Численные результаты на рисунках 1–3 подтверждают выполнение условий монотонной устойчивости усреднённой амплитуды рассматриваемого маятника.

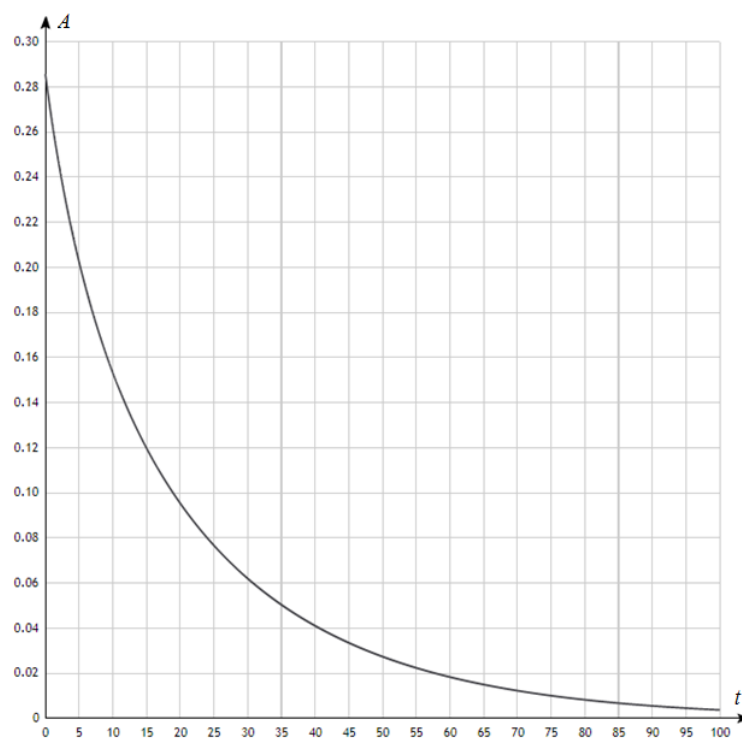


Рисунок 1 – Уменьшение амплитуды колебаний маятника при монотонной устойчивости частного решения в зависимости от времени

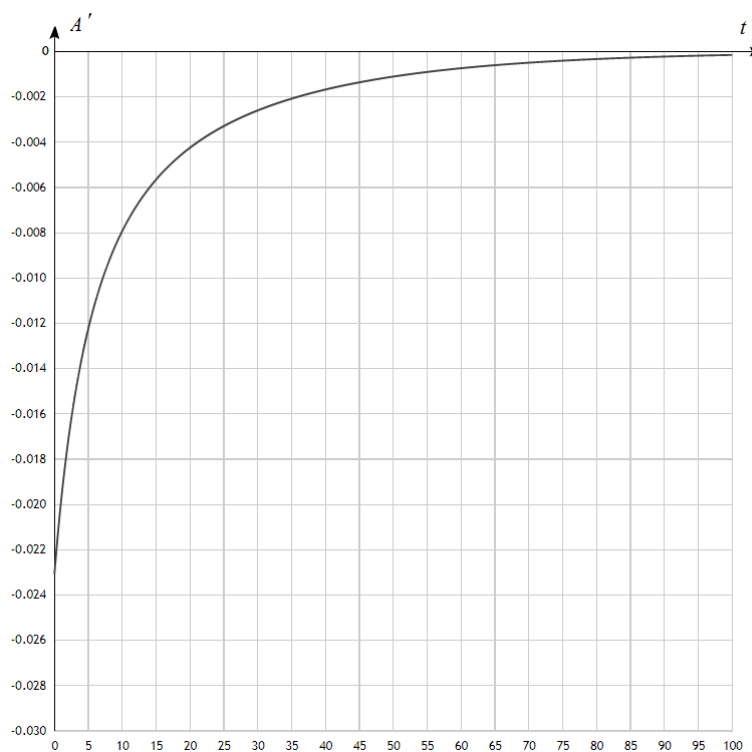


Рисунок 2 – Изменение отрицательной первой производной амплитуды колебаний маятника при монотонной устойчивости частного решения в зависимости от времени

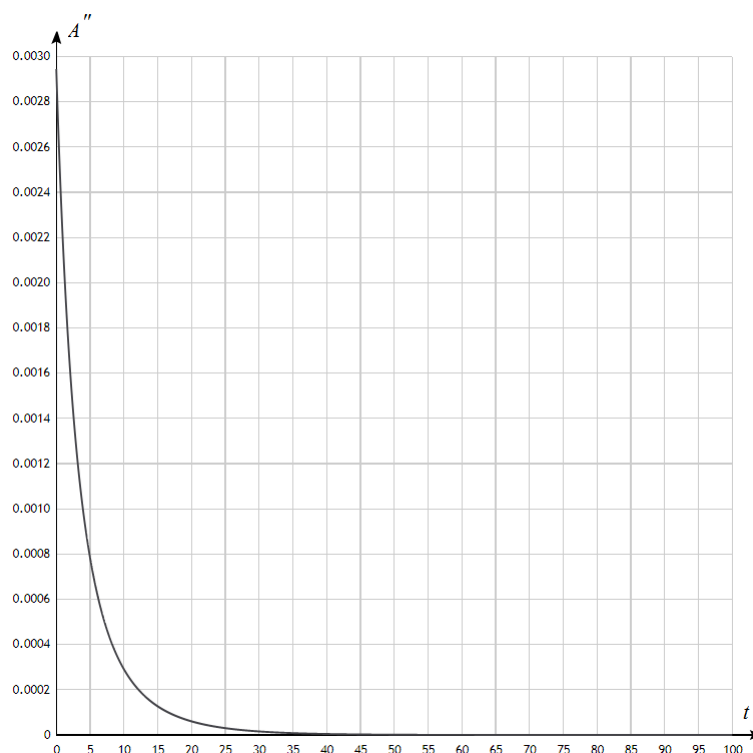


Рисунок 3 – Изменение положительной второй производной амплитуды колебаний маятника при монотонной устойчивости частного решения в зависимости от времени

Заключение

В работе рассмотрено обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка, описывающее свободные колебания маятника с малым демпфированием в виде полинома третьей степени. В результате анализа выражения производных первого и второго порядка для усреднённой амплитуды был выполнен анализ монотонной устойчивости колебаний маятника, имеющего одну степень свободы. В работе получены следующие основные результаты: сформулированы условия монотонной устойчивости амплитуды колебаний маятника, описана область монотонной устойчивости, определено количество качественно различных случаев монотонной устойчивости, рассмотрено условие достижимости маятником устойчивого положения равновесия. Результаты работы имеют как теоретическое, так и прикладное значение.

Список использованных источников

1. Арнольд, В. И. Математические аспекты классической и небесной механики / В. И. Арнольд, В. В. Козлов, А. И. Нейштадт. – Москва : Эдиториал УРСС, 2009. – 416 с.
2. Lyubimov, V. V. Method of an Asymptotic Analysis of the Nonlinear Monotonic Stability of the Oscillation at the Problem of Damping of the Angle of Attack of a Symmetric Spacecraft / V. V. Lyubimov // Symmetry. – 2022. – vol. 14. DOI: [10.3390/sym14102135](https://doi.org/10.3390/sym14102135)
3. Lyubimov, V. V. A Method of Qualitative Analysis of the Monotonic Stability Region of Symmetric Particular Solutions of a Differential Equation / V. V. Lyubimov // Mathematics. – 2023. – vol. 11 / DOI: [10.3390/math11143142](https://doi.org/10.3390/math11143142)
4. Журавлев, В. Ф. Прикладные методы в теории колебаний / В. Ф. Журавлев, Д. М. Климов. – Москва : Наука, 1988. – 328 с.
5. Абрамовский, В. А. Дифференциальное и интегральное исчисление функции одной переменной / В. А. Абрамовский, Г. И. Архипов, О. Н. Найда. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2019. – 696 с.
6. Смирнов, В. И. Курс высшей математики : В 5 томах / В. И. Смирнов – Москва : ГИТТЛ, 1951. – 472 с.

Asymptotic analysis of monotonic stability of the amplitude of pendulum oscillations with small nonlinear damping

V. V. Lyubimov

Doctor of Science (Engineering), Associate Professor,
Head of the Department of Further Mathematics;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
lyubimov.vv@ssau.ru

An ordinary differential equation of the second order describing free oscillations of a pendulum with small damping in the form of a third-degree polynomial is considered. The aim of the work is to analyze the monotonic stability of the amplitude of free oscillations of the pendulum with small damping, having one degree of freedom. The equation of the pendulum oscillations is written as a system of amplitude-phase equations. Then, the equation for the oscillation amplitude is averaged over the fast phase. By analyzing the expressions for the first- and second-order derivatives for the averaged amplitude, the monotonic stability of the pendulum oscillations is analyzed. The following main results are obtained in the work: the conditions of the monotonic stability of the pendulum oscillation amplitude are formulated, the region of monotonic stability is described, the number of qualitatively different cases of monotonic stability is determined, the condition for the attainability of a stable equilibrium position by the pendulum is considered. Verification of the results of the work confirmed their correctness. At the same time, they have both theoretical and applied significance. For example, they can be used in studying the stability of self-oscillations of the pendulum systems.

Keywords: pendulum; amplitude; oscillations; damping; monotonic stability; averaging method

Citation: Lyubimov, V. V. (2024), "Asymptotic analysis of monotonic stability of the amplitude of pendulum oscillations with small nonlinear damping", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 29-38. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-29-38. (In Russian; abstract in English).

References

1. Arnold, V. I., Kozlov, V. V. and Neishtadt, A. I. (2009), *Mathematical aspects of classical and celestial mechanics*, Editorial URSS, Moscow, 416 p. (In Russian).
2. Lyubimov, V. V. (2022), "Method of an Asymptotic Analysis of the Nonlinear Monotonic Stability of the Oscillation at the Problem of Damping of the Angle of Attack of a Symmetric Spacecraft", *Symmetry*, vol. 14, DOI: [10.3390/sym14102135](https://doi.org/10.3390/sym14102135)
3. Lyubimov, V. V. (2023), "A Method of Qualitative Analysis of the Monotonic Stability Region of Symmetric Particular Solutions of a Differential Equation", *Mathematics*, vol. 11, DOI: [10.3390/math11143142](https://doi.org/10.3390/math11143142)
4. Zhuravlev, V. F. and Klimov, D. M. (1988), *Applied methods in the theory of oscillations*, Nauka, Moscow, 328 p. (In Russian).
5. Abramovsky, V. A., Arkhipov, G. I. and Naida, O. N. (2019), *Differential and integral calculus of a function of one variable*, FIZMATLIT, Moscow, 696 p. (In Russian).
6. Smirnov, V. I. (1951), *Course of Higher Mathematics*, In 5 volumes, GITTL, Moscow, 472 p. (In Russian).



Комплексный анализ судового вала

А. М. Фищенко	аспирант кафедры эксплуатации судовых механических установок; Государственный морской университет имени адмирала Ф. Ф. Ушакова, г. Новороссийск; fishenko2012@mail.ru
А. В. Гринёк	кандидат технических наук, доцент, конструктор; ООО «Тазмар», г. Санкт-Петербург; grinyokann@gmail.com
И. П. Бойчук	кандидат технических наук, доцент, генеральный директор; ООО «Сигматек», г. Санкт-Петербург; igor_boichuk@mail.ru

В статье рассмотрены воздействия рабочих нагрузок на судовый вал. Проведены предварительный статический, динамический, модальный и гармонические расчёты в среде конечно-элементного моделирования. Получены данные о частотах собственных колебаний вала, получены значения нагрузок в заданном частотном диапазоне и деформации конструкции в рабочем режиме. По полученным данным можно судить об изменении состояния конструкции во время работы.

Ключевые слова: вал; валопровод; судно; напряжение конструкции; вибрации; моделирование; структурный анализ

Цитирование: Фищенко, А. М. Комплексный анализ судового вала / А. М. Фищенко, А. В. Гринёк, И. П. Бойчук // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 39–49.
DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-39-49

Введение

Судно работает в тяжёлых климатических и погодных условиях, к тому же в очень агрессивной среде. Многим судам приходится уходить в довольно продолжительные рейсы, когда судно является автономным объектом и не имеет возможности получить какое-либо снабжение или ремонт. Поэтому для судна важна высокая надёжность всех механизмов и конструкций, в том числе и судового валопровода.

Надёжность может достигаться как резервными системами, так и повышенным ресурсом работы. Судовой вал – важная часть судна, которая обеспечивает вращение винта и приводит судно в движение [1]. Валопровод является важным компонентом для обеспечения живучести судна в море. Не всегда есть возможность и необходимость в установке двух и более движителей на судно, на многих судах один валопровод. Поэтому важно обеспечить ему максимально возможный ресурс работы. Также на валу может устанавливаться валогенератор. Поэтому крайне важно знать, какие нагрузки и деформации испытывает конструкция, чтобы обеспечить стабильную работу генератора.

Сегодня идёт активная разработка безэкипажных судов. В связи с отсутствием обслуживающего персонала непосредственно на борту механизмам и конструкциям, располагаю-

щимся на судне, нужно иметь повышенные характеристики надёжности. А также имеется потребность в системах мониторинга и диагностики, способных прогнозировать отказ той или иной системы, для более быстрого и качественного ремонта и обслуживания в порту.

Для таких систем важна база данных работы судовых механизмов, в которую входят нагрузки, испытываемые системой, и возможные причины отказов. Такую базу данных можно формировать как с помощью реальных работающих механизмов [2], так и с помощью математических моделей этих механизмов. Создание «цифровых двойников» для судовых механизмов позволит собрать данные по конкретным системам быстрее и с меньшими затратами [3].

1 Нагрузки, воздействующие на вал судна

Валопровод судна является системой, работающей в сложном напряжённом состоянии. Можно отметить следующие нагрузки, оказывающие влияние на валопровод: изгиб, который зависит от собственного веса вала и деталей, прикреплённых на этот вал; нагрузки, возникающие под действием сил инерции, возникающих при качке судна; крутящий момент; продольное сжимающее усилие или растягивающее усилие, возникающее из-за силы упора гребного винта в зависимости от направления движения судна [4]. Перечисленные нагрузки имеют два типа характера нагрузки: переменный и циклически повторяющийся. При отмеченных условиях требуется принять ряд допущений в связи со сложностью точного расчёта всех элементов валопровода. Проанализировав нагрузки, воздействующие на вал, можно отметить, что основной нагрузкой является воздействие статического крутящего момента, поэтому его расчёт и будем использовать как основной. Расчёт ведётся в соответствии с РД 5.4307 «Валопроводы судовые. Правила и нормы проектирования» [5].

Проверку прочности вала при сложном напряжённом состоянии выполняют путём определения эквивалентных приведённых напряжений по энергетической теории прочности и расчётных запасов прочности по отношению к пределу текучести:

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_k^2}, \quad (1)$$

где: σ_0 – наибольшее нормальное напряжение, кПа; τ_k – касательные напряжения от кручения, кПа.

Напряжение кручения, кПа:

$$\tau_k = \frac{480 \cdot N_e}{\pi^2 \cdot n \cdot d_g^3}, \quad (2)$$

где: N_e – мощность, передаваемая валом, кВт; n – частота вращения вала, мин⁻¹; d_g – диаметр вала, м.

Напряжение сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_g^2}, \quad (3)$$

где: P – упор гребного винта, создаваемый при номинальном режиме работы главных двигателей.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_u = \frac{32}{\pi \cdot d_g^3} \cdot \left(\frac{(R_a - G_0)}{2 \cdot q} + G_0 \cdot a \right), \quad (4)$$

где: G_0 – сосредоточенная нагрузка, кН; a – расстояние от опоры до сосредоточенной нагрузки, м; R_a – реакция в опоре (кН).

Напряжение изгиба от массы винта и консольной части вала:

$$\sigma_u = \frac{32}{\pi \cdot d_{\text{св}}^3} \cdot \left(G_{\text{с}} \cdot l_0 + \frac{q' \cdot l_2^2}{2} \right), \quad (5)$$

где: $d_{\text{св}}$ – диаметр гребного вала, м; $G_{\text{с}}$ – сосредоточенная нагрузка от массы гребного винта, кН; l_0 – расстояние от опоры А до сосредоточенной нагрузки $G_{\text{с}}$, м; l_2 – длина консольной части, м; q' – распределённая нагрузка от собственной массы вала, кН/м.

Критическая частота гребного вала вычисляется по формуле:

$$n_{\text{кр}} = \left(1 - 3.3 \cdot \frac{q_2}{q_1} \cdot \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^3 \right) \cdot \frac{30 \cdot \pi}{l_1^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{q_1}}, \quad (6)$$

где: l_1 – длина гребного вала между серединами подшипников дейдвуда и кронштейна, м; l_2 – длина гребного вала между серединами подшипников кронштейна и ступицы гребного винта, м; q_1, q_2 – равномерно распределённая нагрузка на этих участках гребного вала от массы самого вала и гребного винта, кН/м; $E = 216 \cdot 10^6$ – модуль упругости стали, кН/м²; J – экваториальный (осевой) момент инерции сечения вала относительно его оси, м⁴; g – ускорение свободного падения, м/с².

Также на механизмы судна воздействуют вибрации, вызванные работой механизмов судна, винта и корпусные вибрации. Кроме того, могут возникать ударные нагрузки от ударов волн и льда о корпус судна.

Рассматривая вибрации, учитываем следующие параметры воздействия на конструкцию: частота и ускорение. Гармоническая вибрация описывается законом виброперемещения $Z(t)$, виброскорости $\dot{Z}(t)$ или виброускорения $\ddot{Z}(t)$.

$$Z(t) = S_Z \cdot \sin \omega t, \quad (7)$$

$$\dot{Z}(t) = \omega \cdot S_Z \cdot \cos \omega t, \quad (8)$$

$$\ddot{Z}(t) = -\omega^2 \cdot S_Z \cdot \sin \omega t, \quad (9)$$

где: S_Z – амплитуда виброперемещения; ω – круговая частота вибрации, 1/с; t – время, с.

По заданному значению виброперемещения при гармонической вибрации находится амплитуда виброскорости $S_{\dot{Z}}$ и виброускорения $S_{\ddot{Z}}$:

$$S_{\dot{Z}} = \omega \cdot S_Z = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot S_Z, \quad (10)$$

$$S_{\ddot{Z}} = \omega^2 \cdot S_Z = 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot S_Z, \quad (11)$$

где f – частота вибрации, Гц.

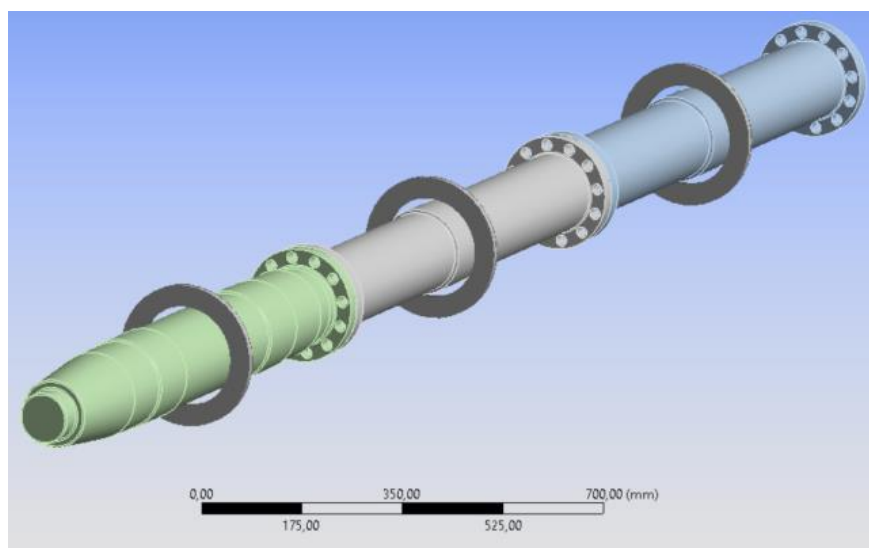
И наоборот, имея максимальное значение (амплитуду) виброускорения, можно определить амплитуду гармонической вибрации:

$$S_Z = \frac{S_{\ddot{Z}}}{4\pi^2 f^2}. \quad (12)$$

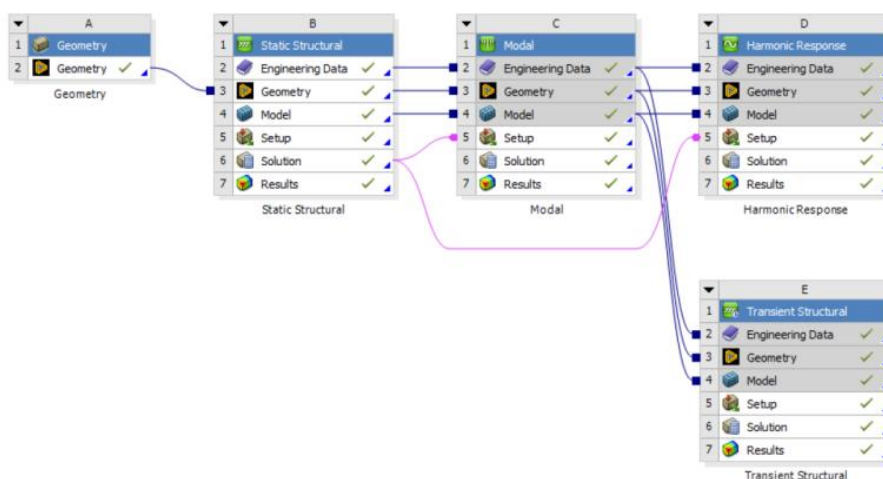
2 Структура расчёта

Для исследования была создана модель судового валопровода общей длиной 3040 мм и диаметром 200 мм. Модель состоит из упорного, промежуточного и гребного валов. Модель

приведена на рисунке 1, а. Подшипники заданы с помощью функционала программы и закреплены в пространстве граничными условиями. Исследование конструкции вала состоит из четырёх расчётов: стационарного, модального, гармонического и динамического. Схема проекта представлена на рисунке 1, б.



а



б

Рисунок 1 – Расчётная модель:

а – модель судового валопровода; б – схема проекта

Статический расчёт (Static Structural) выполняется для того, чтобы модальный и гармонический расчёты могли учитывать сдвиг частот от приложенной предварительной нагрузки [6]. Также это создаёт матрицу дополнительной жёсткости, так как мы проводим анализ поведения стационарной прочности конструкции под действием собственного веса. Здесь указываются все граничные условия задачи, и дальнейшие расчёты будут их учитывать.

В модальном расчёте (Modal) определяется, какой диапазон частот необходимо считать, где нужно уплотнить точки расчёта, с каким шагом по времени идти в нестационарном анализе. В данном анализе можно увидеть частоты, на которых произойдёт резонанс. Этот расчёт является вспомогательным [7–9].

Гармонический расчёт (Harmonic Response) используется для получения частотных характеристик объекта в заданных пределах частоты при приложенных усилиях [10].

Динамический расчёт (Transient Structural) выявляет то, как реагирует конструкция на динамические нагрузки. Используется для определения изменяющихся во времени перемещений, деформаций, напряжений и сил в конструкции, когда она реагирует на любые переходные нагрузки. Временной масштаб нагрузки таков, что инерция или эффекты демпфирования считаются важными [11].

3 Результаты

В статическом анализе была подготовлена база для дальнейших расчётов. Получены данные о статической деформации конструкции, силы реакции в опорах. Выставлены и настроены все граничные условия. На рисунке 2, *а* приведены силы реакции в опорах: 1249 Н для упорного и промежуточного валов и 1408 Н для гребного вала. Эти силы располагаются в точках опоры вала на подшипники.

По итогам расчёта выявлено, что вал провисает с максимальным смещением 0,00136 мм в районе гребного винта под действием его массы. При этом на конструкции создаётся напряжение с наивысшим значением $0,625 \cdot 10^6$ Па. Напряжение достигает своего пика в районе опор валопровода. Места возникновения напряжений в конструкции приведены на рисунке 2, *б*.

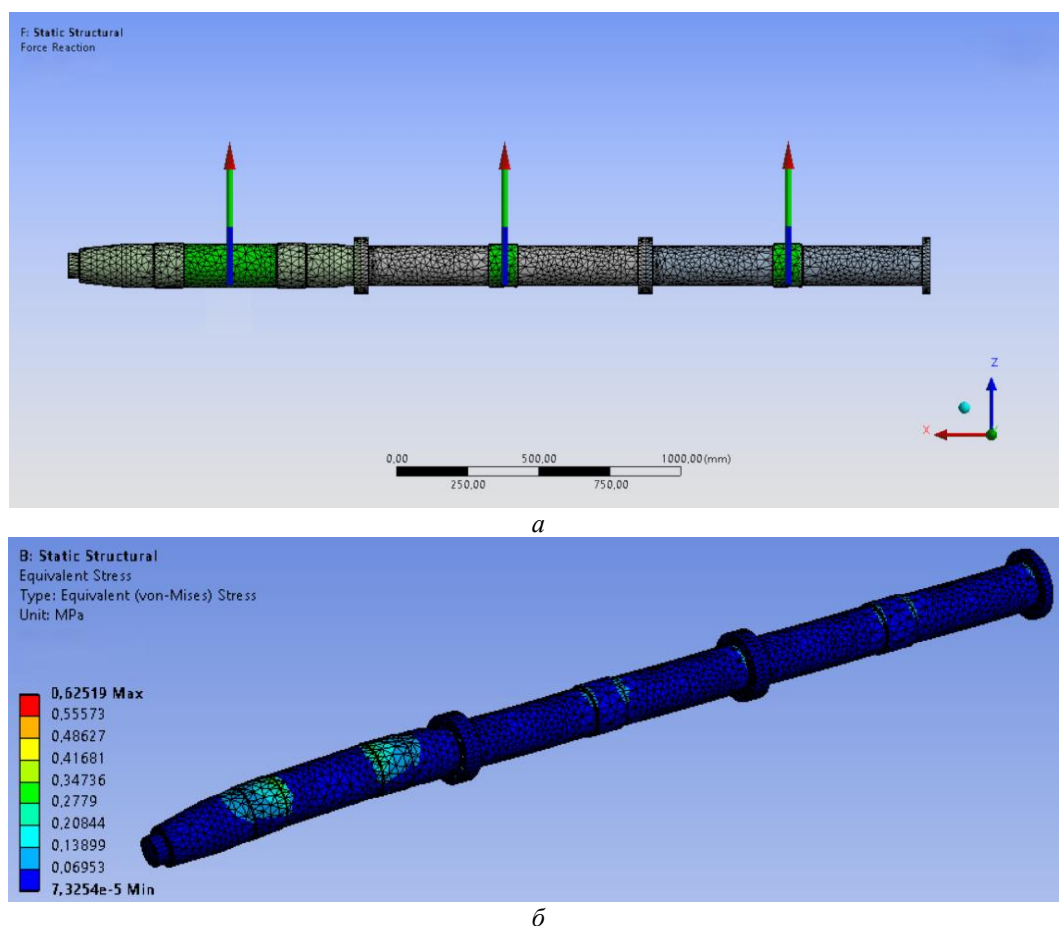


Рисунок 2 – Результаты статического расчёта:

а – силы реакции в опорах; *б* – напряжение конструкции в статическом расчёте, МПа

В модальном расчёте получены частоты собственных колебаний конструкции. Исследовались формы собственных колебаний с 1 по 12. Значения резонансных частот приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения частот собственных колебаний судового вала

	Частоты собственных колебаний вала					
Форма колебаний	1	2	3	4	5	6
Частота (Гц)	417,36	509,87	516,64	765,08	985,73	1260,9
Форма колебаний	7	8	9	10	11	12
Частота (Гц)	1263,1	1345,7	1467,7	1470,4	1546,1	1721,9

Следует отметить, что на исследуемом диапазоне частоты вращения от 0 до 100 об/мин не достигается ни одна из резонансных частот.

Далее был рассмотрен заданный диапазон частот с рабочими нагрузками. Диапазон захватывает все резонансные частоты. Нагрузки на конструкцию на всём частотном диапазоне составляют от $0,0255 \cdot 10^6$ Па до $2,551 \cdot 10^6$ Па. При резонансе возникают более высокие напряжения. На первой резонансной частоте 417,36 Гц напряжение достигает $694,23 \cdot 10^6$ Па, а на второй резонансной частоте – уже $2676,2 \cdot 10^6$ Па. Стоит отметить, что промежуточные, упорные и гребные валы изготавливаются из стали с временным сопротивлением от 430 до $690 \cdot 10^6$ Па. Соответственно, резонанс для исследуемого объекта может привести к его разрушению. На рисунке 3 приведена нагрузка на резонансной частоте 417,36 Гц. Цветом отмечены области, наиболее подверженные нагрузке.

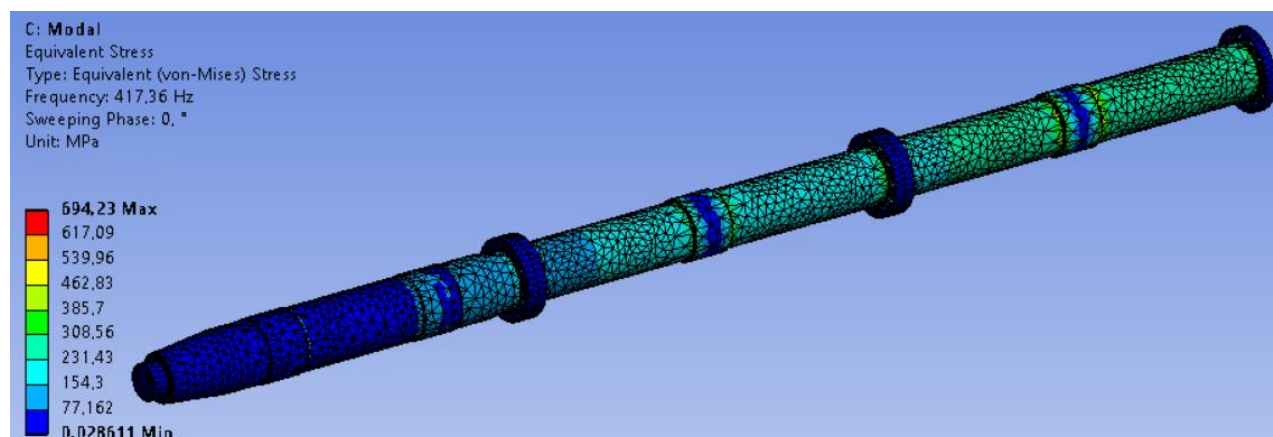


Рисунок 3 – Нагрузка на резонансной частоте 417,36 Гц, МПа

На рисунке 4 приведены графики амплитудно-частотной характеристики по осям x, y и z, полученные в процессе расчёта. Пиковые значения графики достигают на частоте 1500 Гц, где сдвиг конструкции составляет $2,362 \cdot 10^{-5}$ мм, $5,545 \cdot 10^{-4}$ мм и $6,145 \cdot 10^{-4}$ мм для осей x, y и z соответственно.

Во время движения судна на вал воздействуют крутящий момент, создаваемый двигателем, и сила упора гребного винта. На винте создаётся крутящий момент, преодолеваемый двигателем, и продольное сжимающее усилие на переднем ходу или растягивающее на заднем ходу. Это усилие и есть сила упора гребного винта.

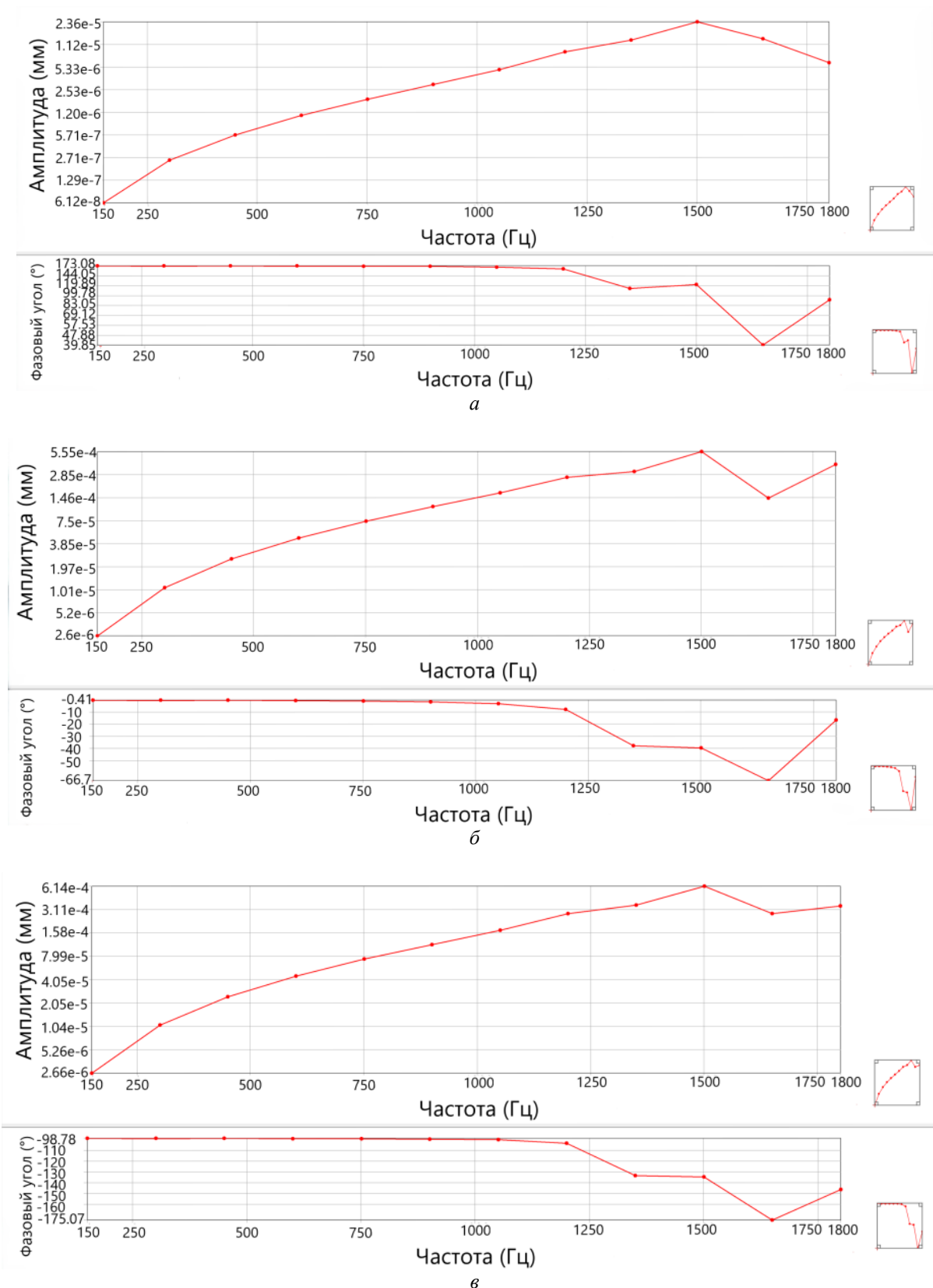
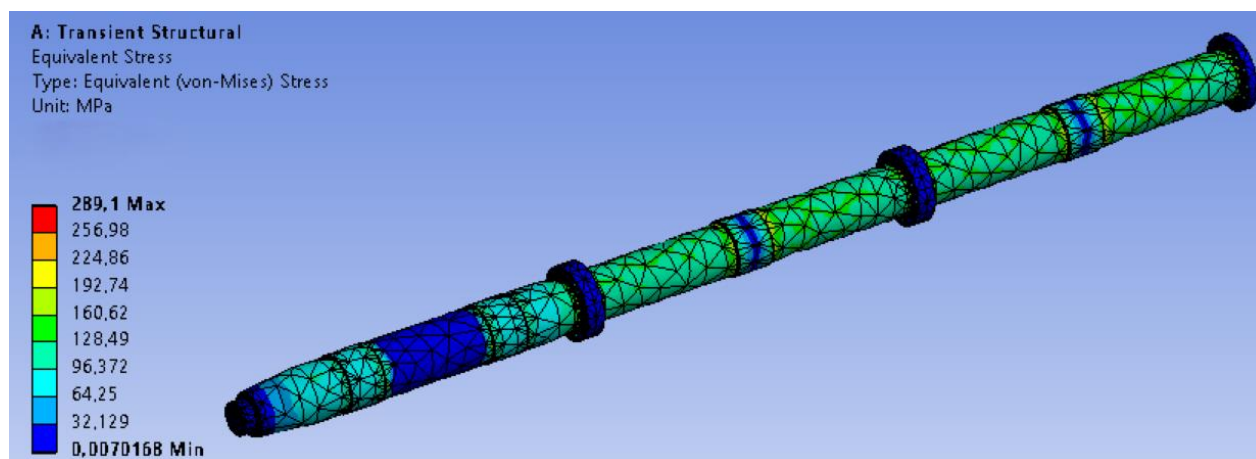


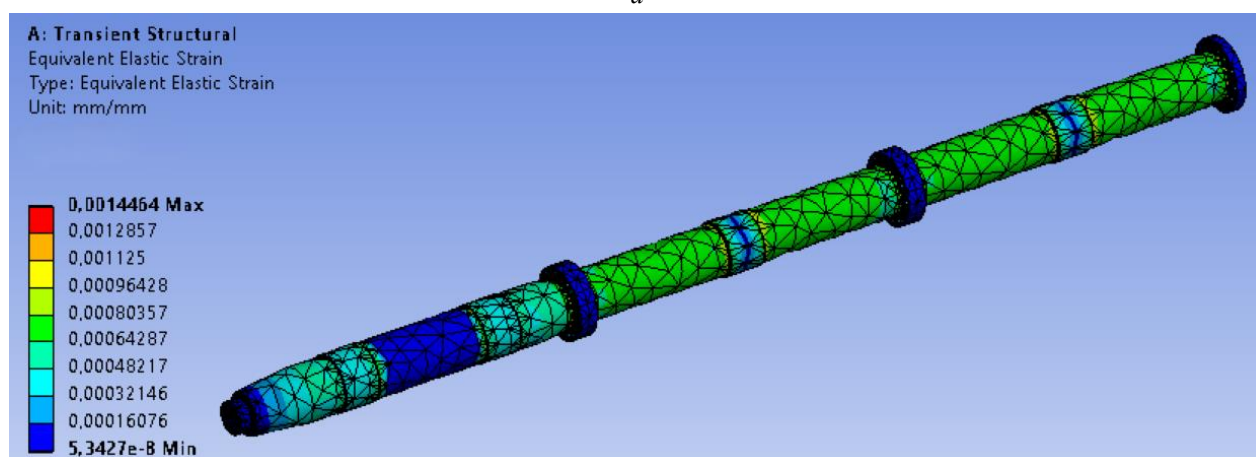
Рисунок 4 – амплитудно-частотная характеристика:
a – ось *x*; *b* – ось *y*; *v* – ось *z*

Сила упора гребного винта зависит от диаметра винта, формы лопастей, их количества, шага и угла расположения, а также от скорости судна. Для данного расчёта сила упора была принята в 209000 Н при моменте на винте 38200 Н*м.

С началом набора оборотов нагрузка начинает плавно увеличиваться, пока на частоте 100 об/мин не достигает значения $289,1 \cdot 10^6$ Па (рисунок 5, а). Эквивалентная упругая деформация конструкции в установившемся режиме происходит в диапазоне от $5,3427 \cdot 10^{-8}$ мм/мм до 0,001446 мм/мм (рисунок 5, б).



а



б

Рисунок 5 – Результаты динамического расчёта:

а – напряжение конструкции, МПа; б – Эквивалентная упругая деформация конструкции, мм/мм

Наибольшее напряжение конструкции создаётся в местах крепления опор вала (крепление подшипников) и в районе фланцев. Данные места наиболее подвержены повреждению. Есть опасность повреждения вала рядом с фланцами, а также опасность повреждения подшипников и дейдвудного устройства при условии превышения допустимой нагрузки или из-за износа конструкции.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что имеет смысл рассматривать способы повышения надёжности и прочности системы подшипников и дейдвудного устройства, а также крепления фланцев.

Заключение

На основе проведённых расчётов получены данные о величинах возможных нагрузок судового вала. Представленный подход позволяет исследовать любой режим работы механизма, установить, когда и при каких нагрузках механизм будет разрушен. Благодаря этому можно судить о надёжности системы, проверять методы повышения срока службы и стабильности системы. А также использовать полученную информацию в системах мониторинга, диагностики и прогнозирования.

Список использованных источников

1. Budiarto, A. H. Inventory Shaft and Propeller of Traditional Vessels in Gresik-East Java / A. H. Budiarto, Arif Winarno, Putri D. Setyorini // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. – 2021. – vol. 750, no 1. – p. 012061. DOI:10.1088/1755-1315/750/1/012061.
2. Koker, N. De. Design limit exceedance probability of ice loading on propulsion shaft of a polar research vessel / N. De. Koker, A. Bekker, B. Steyn // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2024. – vol. 210. – p. 111164. DOI:10.1016/j.ymssp.2024.111164.
3. Kim, D. Feature Attribution Analysis to Quantify the Impact of Oceanographic and Maneuverability Factors on Vessel Shaft Power Using Explainable Tree-Based Model / D. Kim, M. P. Handayani, S. Lee, J. Lee // Sensors. – 2023. – vol. 23, no. 3. – p. 1072. DOI:10.3390/s23031072.
4. Гаврилюк, Р. Н. Исследование нагружения подшипников судового валопровода / Р. Н. Гаврилюк // Журнал университета водных коммуникаций. – 2011. – №1. – С. 48-54.
5. Руководящий документ РД 5.4307. Валопроводы судовые. Правила и нормы проектирования
6. Guler, S. Harmonic response analysis of an impeller of a gas turbine engine which modelled by using high entropy alloy materials / S. Guler // Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi. – 2022. – vol. 12, no. 1. – pp.54-67. DOI:10.17714/gumusfenbil.889420.
7. Wan, Yu. The modal and harmonic response analysis of final superheater based on workbench / Yu Wan // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – vol. 675. – p. 012177. DOI:10.1088/1755-1315/675/1/012177.
8. Yucel, Adil. Numerical and Experimental Modal Analyses of Inclined Supported Bridge Wing Structures / Adil Yucel // International Journal of Acoustics and Vibration. – 2022. – vol. 27, no. 1, pp. 56-66. DOI:10.20855/ijav.2022.27.11863.
9. Grinek, A. V. Predictive diagnostics of a ship's propeller shaft using a digital twin / A. V. Grinek, I. P. Boychuk, A. M. Fishchenko, D. N. Perelygin and N. I. Alfimova // Russian Engineering Research. – 2023. – vol. 43, no. 1. – pp. 99-102. DOI:10.3103/S1068798X23020120.
10. Yıldırım, S. Harmonic Response Analysis of Double Bridge Crane System on Multi Carriages / S. Yıldırım, E. Esim // 5th International Conference on Engineering and Natural Sciences / Prague, Czech Republic. – 2019. – pp. 90-96.
11. Халявкин, А. А. Оценка влияния упругих свойств подшипников скольжения дейдвудного устройства судна на значение коэффициента жесткости / А. А. Халявкин, С. А. Макеев, Д. В. Лошадкин, В. А. Мамонтов, Саламех Али, Д. О. Шацков, А. Я. Ауслендер // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2020. – № 1. – С. 83–93. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-1-83-93.

Complex analysis of the vessel's shaft

A. M. Fishchenko	Postgraduate Student of the Department of Operation of Maritime Mechanical Systems; Admiral Ushakov Maritime State University, Novorossiysk, Russian Federation; fishenko2012@mail.ru
A. V. Grinek	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Design Engineer; LLC «Tazmar», St. Petersburg, Russian Federation; grinyokann@gmail.com
I. P. Boychuk	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, CEO; LLC «Sigmatek», St. Petersburg, Russian Federation; igor_boichuk@mail.ru

The article considers the impact of operating loads on a ship's shaft. Preliminary static, dynamic, modal and harmonic calculations were performed in the finite element modeling environment. Data on the shaft's natural vibration frequencies, as well as load values in a given frequency range and structure deformations in the operating mode were obtained. A complex analysis of the ship's shaft has been carried out. Data on the frequencies of natural vibrations of the shaft, the values of loads in a given frequency range and deformation of the structure in the operating mode were obtained. According to the data obtained, it is possible to judge the change in the state of the structure during operation.

Keywords: shaft; shaft line; vessel; structural stress; vibrations; modeling; structural analysis

Citation: Fishchenko, A. M. (2024), "Complex analysis of the vessel's shaft", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 39-49. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-39-49. (In Russian; abstract in English).

References

1. Budiarto, A. H., Winarno, Arif and Setyorini, Putri. (2021), "Inventory Shaft and Propeller of Traditional Vessels in Gresik-East Java", *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, vol. 750, no 1, p. 012061. DOI:10.1088/1755-1315/750/1/012061.
2. Koker, N. De., Bekker, A. and Steyn, B. (2024), "Design limit exceedance probability of ice loading on propulsion shaft of a polar research vessel", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 210, p. 111164. DOI:10.1016/j.ymssp.2024.111164.
3. Kim, D., Handayani, M. P., Lee, S. and Lee, J. (2023), "Feature Attribution Analysis to Quantify the Impact of Oceanographic and Maneuverability Factors on Vessel Shaft Power Using Explainable Tree-Based Model", *Sensors*, vol. 23, no. 3, p. 1072, DOI:10.3390/s23031072.
4. Gavriluk, R. N. (2011), "The research of loading of ships's shafting bearings", *ZHurnal universiteta vodnyh kommunikacij*, vol. 1, pp. 48-54. (in Russian)
5. Guidance document RD 5.4307, *Vessel's shaft lines. Design rules and regulations*. (in Russian)
6. Guler, S. (2022), "Harmonic response analysis of an impeller of a gas turbine engine which modelled by using high entropy alloy materials", *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, vol. 12, no. 1, pp. 54-67. DOI:10.17714/gumusfenbil.889420.
7. Wan, Yu (2021), "The modal and harmonic response analysis of final superheater based on workbench", *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, vol. 675, p. 012177. DOI:10.1088/1755-1315/675/1/012177.
8. Yucel, Adil (2022), "Numerical and Experimental Modal Analyses of Inclined Supported Bridge Wing Structures", *International Journal of Acoustics and Vibration*, vol. 27, no. 1, pp. 56-66. DOI:10.20855/ijav.2022.27.11863.

9. Grinek, A. V., Boychuk, I. P., Fishchenko, A. M., Perelygin, D. N. and Alfimova, N. I. (2023), “Predictive diagnostics of a ship’s propeller shaft using a digital twin”, *Russian Engineering Research*, vol. 43, no. 1, pp. 99-102. DOI:10.3103/S1068798X23020120.
10. Yildirim, Sahin and Esim, Emir (2019), “Harmonic Response Analysis of Double Bridge Crane System on Multi Carriages”, *5th International Conference on Engineering and Natural Sciences*, Prague, Czech Republic, 2019, pp. 90-96.
11. Khalyaykin, A., Makeev, S. A., Loshadkin, D. V., Mamontov, V. A., Ali S., Shatskov, D. O. and Auslender, A. Y. (2020), “Evaluation of influence of elastic properties of slide bearing of ship stern gear on stiffness coefficient”, *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies*, no. 1, pp. 83-93. DOI:10.24143/2073-1574-2020-1-83-933. (in Russian)



Разработка сервиса обмена данными между программными системами

К. Д. Тандалов	студент, лаборант-исследователь НИЛ-211 «Искусственный интеллект в производственных системах»; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; tkd186@mail.ru
В. А. Печенин	кандидат технических наук, доцент, заведующий НИЛ-211 «Искусственный интеллект в производственных системах»; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; pechenin.va@ssau.ru

В данной статье представлена разработка информационной модели сервиса для обмена данными между ERP- и MES-системами, используемыми для планирования и контроля производственных процессов. Целью сервиса является эффективная передача и структурирование информации между базами данных в производственном процессе, а также контроль операций через пользовательский интерфейс. Такой подход позволяет обеспечить интеграцию различных внешних программных систем, что является актуальной задачей в области автоматизации и управления производственными процессами. Реализация сервиса осуществлена на Python с использованием библиотеки работы с базами данных SQLAlchemy. Графический интерфейс сервиса позволяет отредактировать необходимые JSON-шаблоны, используемые для работы с базами данных. Было проведено тестирование на двух базах данных для системы мониторинга движения деталей в процессе производства, подтверждающее функциональность и надёжность сервиса.

Ключевые слова: информационная модель; система; JSON; база данных; Python

Цитирование: Тандалов, К. Д. Разработка сервиса обмена данными между программными системами / К. Д. Тандалов, В. А. Печенин // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 50-57. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-50-57

Введение

В настоящее время формируется база VI технологического уклада в экономиках развитых стран и ряда развивающихся стран. Формирование технологической базы VI уклада является важным вызовом для Российской экономики. На данном этапе промышленная политика направлена на технологическую модернизацию производства [1].

Для планирования ресурсов на предприятиях используются ERP-системы, для контроля за исполнением плана – MES-системы, в которых собирается и структурируется необходимая информация. Для аэрокосмической отрасли характерны увеличенные циклы изготовления продукции. Имеется необходимость принятия своевременных корректирующих мероприятий при планировании, а для этого требуется повышение объективности при контроле движения материальных потоков. MES-системы, к сожалению, не отменяют ошибки, связанные с человеческим фактором.

Именно преодоление разрыва в данных при планировании и актуальном состоянии производства является важной проблемой на сегодня. Собранные данные передаются из MES в ERP [2]. Передача данных в MES может происходить и из сторонних программ [3], имеющих отдельные базы данных (БД), для снижения ошибок, связанных с человеческим фактором. В работе описана разработанная информационная модель сервиса загрузки-выгрузки данных между программными системами, выполняющая функции конвертера данных между программами планирования и сбора данных.

1 Разработка информационной модели сервиса загрузки-выгрузки данных

Идея представленного сервиса между программными системами заключается в обеспечении эффективного обмена информацией между ERP- и MES-системами. Целью такого сервиса является сбор, структурирование и передача информации между различными БД, а также контролирование этих операций через пользовательский интерфейс, чтобы обеспечить процесс интеграции систем контроля в производственный процесс предприятия. Таким образом, данный сервис является связующим звеном для систем сбора и анализа данных. На рисунке 1 приведена схема разработанной информационной модели передачи данных.



Рисунок 1 – Схема сервиса для обработки и передачи данных

В сервисе существует три модуля: модуль интерфейса пользователя, модуль проведения операций и модуль работы с базами данных. Модуль для работы с базами данных загружает содержимое двух сравниваемых баз, используя дополнительно информацию по набору таблиц и их полей, загружаемую из файла формата *.json. В модуле проведения операций производятся последовательное сравнение таблиц и операции добавления, удаления и обновления информации. Обновлённая информация передается в модуль работы с БД, и производится запись обратно в базу данных системы анализа.

2 Реализация сервиса

Сервис был реализован на языке программирования Python, поскольку тот обеспечивает удобство, гибкость и имеет широкое применение в разработке подобных сервисов для обмена и обработки информации.

Для реализации модуля работы с БД была использована библиотека SQLAlchemy. SQLAlchemy предоставляет высокоуровневый интерфейс для работы с данными, позволяя разработчикам работать через объектно-реляционное отображение (ORM) или через низкоуровневые SQL-выражения.

Благодаря модульности и расширяемости решения количество сущностей и полей в базах данных не является ограничивающим фактором, так как использованы универсальные классы для создания ORM моделей. Например, класс InitModel динамически формирует структуру таблиц на основе переданных данных, что позволяет адаптировать базу данных под различные типы данных и их комбинации. Каждая соответствующая своей таблице ORM модель (из моделей model_0, model_1 ... model_15) наследует от соответствующего базового класса (Base2), определяя свою уникальную структуру данных и методы для взаимодействия с ними. Этот подход обеспечивает гибкость при разработке и позволяет легко добавлять новые сущности и поля без необходимости изменения общей архитектуры приложения.

На рисунке 2 приведён интерфейс программы.

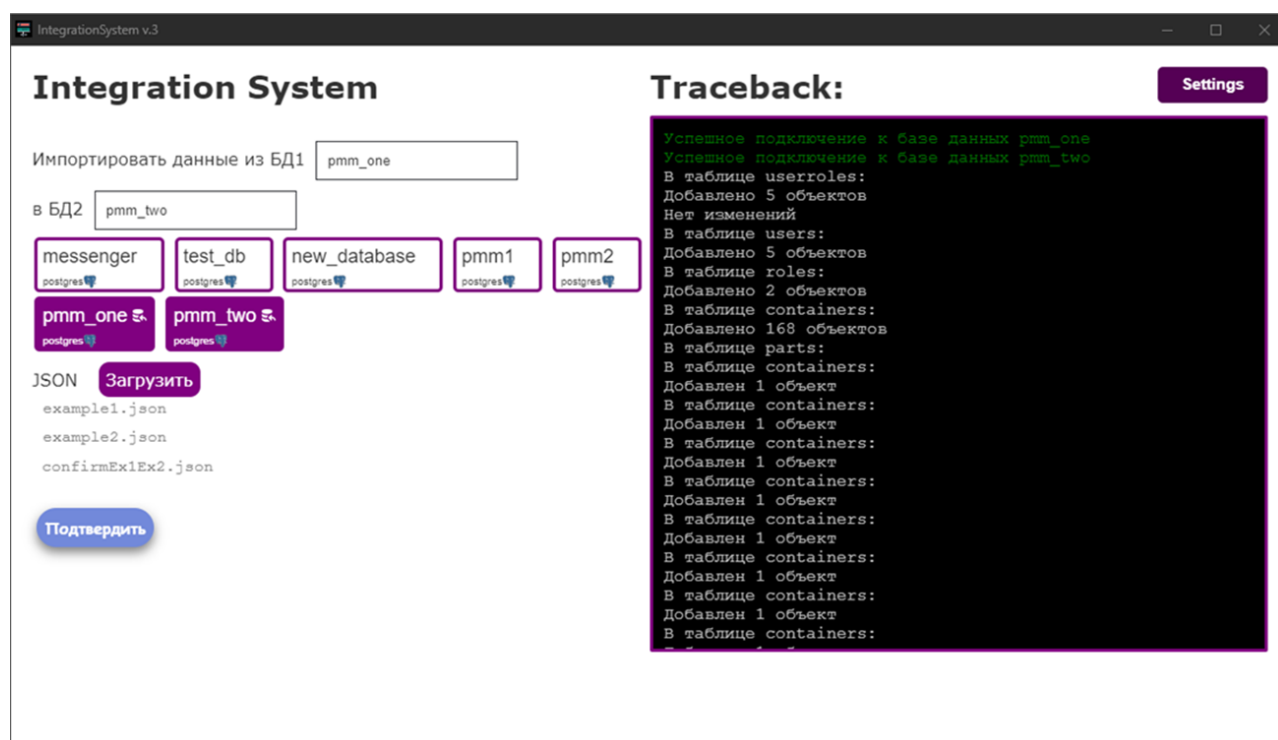


Рисунок 2 – Отчёт об успешном выполнении программы

Интерфейс пользователя, показанный на рисунке 2, предоставляет возможности для настройки подключения к базе данных, загрузки и обработки JSON-файлов, а также выполнения операций с данными в базах. Для начала работы с программой необходимо авторизоваться, указав данные для подключения к PostgreSQL. После успешной авторизации пользователь может настроить имена двух баз данных, с которыми будет работать приложение. На

следующем этапе пользователь может загрузить необходимые JSON-файлы через специальный интерфейс на странице `launch_json`, после чего файлы будут доступны для дальнейшей обработки в программе. После запуска соответствующей операции программа инициирует процессы, необходимые для работы с выбранными данными, результат которых будет выведен в поле `Traceback`. Также интерфейс программы по нажатию кнопки `Settings` предлагает изменить тему оформления или изменить настройки подключения к PostgreSQL.

3 Использование JSON в качестве конфигурационных файлов

JSON служит в системе для описания шаблонов, используемых в системе для работы с данными БД. Графический интерфейс сервиса позволяет отредактировать необходимый шаблон (рисунок 3), который затем передаётся на вход в основную программу. Таким образом, JSON является удобным форматом для передачи данных и хорошо поддерживается в различных модулях программы.

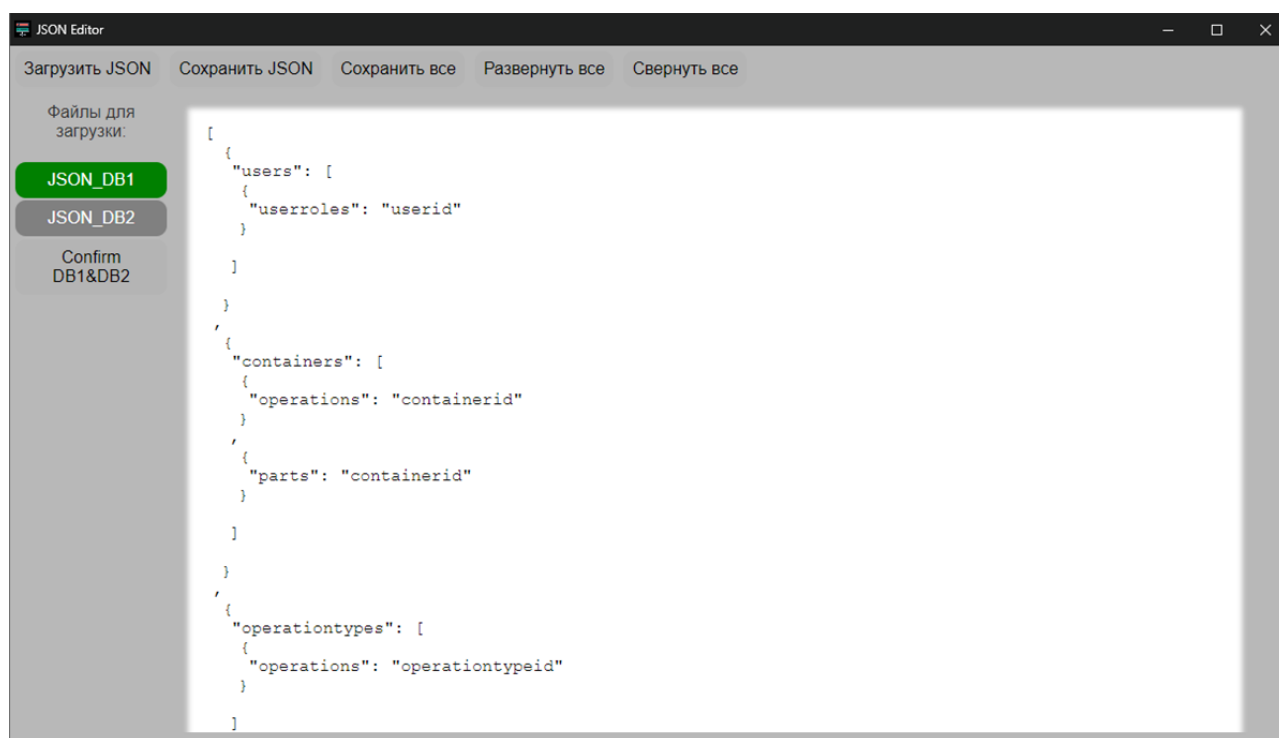


Рисунок 3 – JSON-редактор программы

Используются три конфигурационных файла: перечень таблиц и их полей двух баз данных; перечень соответствия полей двух баз данных. Используя первые два файла, производится загрузка данных из БД, третий файл используется в цикле сравнения загруженного содержимого.

4 Тестирование сервиса

Используемая в ходе работы систем информация хранится в реляционных базах данных.

В качестве тестового примера база данных была взята из разработанной программной системы, автоматически идентифицирующая детали в процессе производства [4]. Данная си-

система позволяет автоматизировать процесс получения информации о времени обработки партии деталей, уровне брака, маршруте движения деталей. Для автоматизации используются QR-коды в сочетании с обученными нейронными сетями YOLO [5, 6] и VGG19 [7]. Информация в систему поступает с web- или ip-камер. На рисунке 4 приведена ER-диаграмма (сущность-связь) спроектированной для системы базы данных.

Модель данных, содержит 15 сущностей – таблиц базы данных системы. Структура базы данных имеет три группы сущностей: 1) отвечающих за авторизацию и права пользователей; 2) отвечающих за хранение информации по деталям, тарам и операциям над ними; 3) отвечающих за хранение справочной информации по типам деталей, тар, операций, оборудования и структуры предприятия. Например, таблица *Parts* – содержит информацию о деталях; *Containers* – содержит информацию о тарах (партиях однотипных деталей); *Operations* – содержит информацию о технологических операциях над деталями.

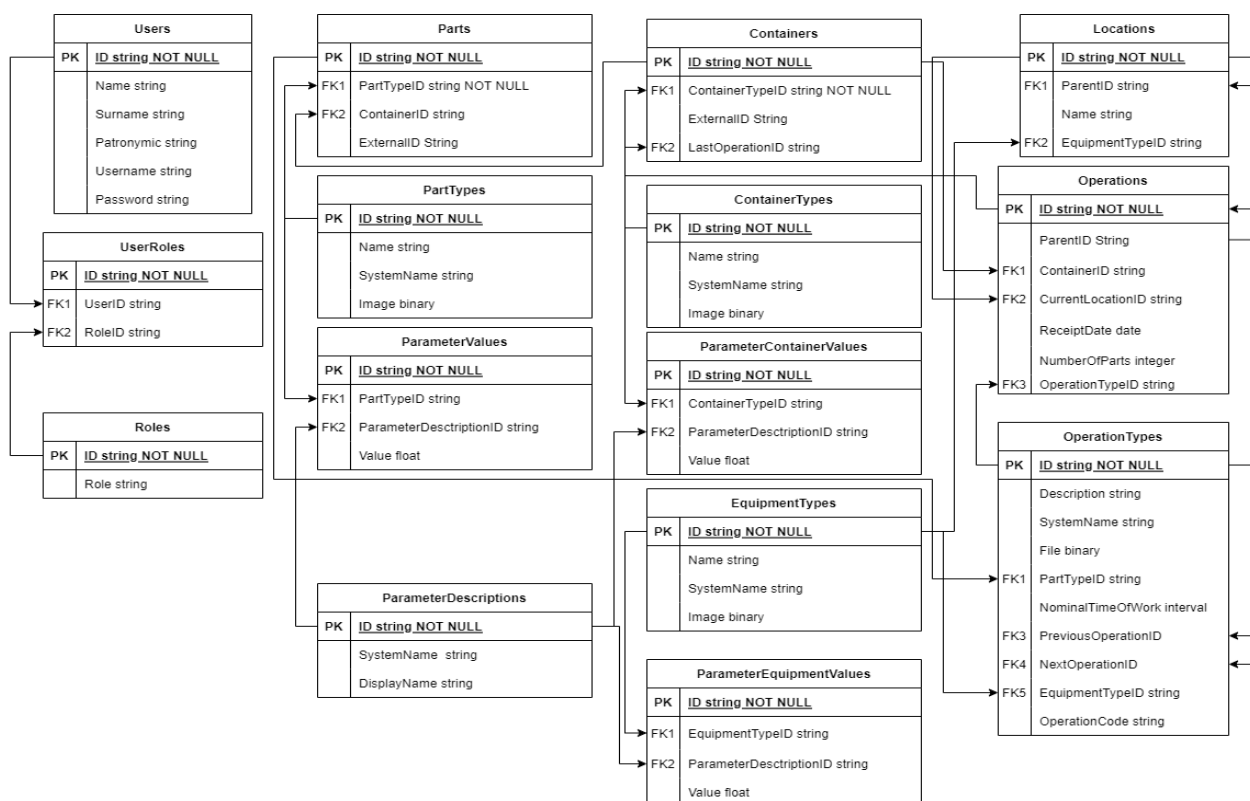


Рисунок 4 – Модель данных для тестирования

Каждый экземпляр каждой сущности имеет идентификатор ID, представляющий собой уникальную строку символов, задаваемую с использованием текстового представления стандарта UUID. Для создания двух баз данных использовался код на Python с использованием SQLAlchemy, позволяющий создать структуру и тестовое наполнение.

Для тестирования были созданы две БД на PostgreSQL: одна для хранения некоторых собранных параметров, вторая – для хранения данных перед отправкой в систему для их дальнейшей обработки. Это позволяло проверить функциональность и надёжность сервиса, что важно для обеспечения работы программы в различных сценариях использования.

В таблице 1 приведены количественные характеристики двух сравниваемых баз данных и время работы сервиса. Время изменяется в зависимости от объёма информации ячеек таблиц

и их количества, а также от особенностей оборудования, поэтому время операций для одних и тех же баз данных может изменяться.

Таблица 1 – Результаты тестирования сервиса

Название таблицы	Удалено (объектов)	Добавлено (объектов)	Обновлено (объектов)	Время выполнения, с
userroles	84	5	0	0,21387
users	0	5	0	0,00399
roles	0	2	0	0,00599
containers	0	168	0	0,00599
parts	0	1080	0	1,64405
operations	0	932	0	4,61232
locations	0	7	0	0,00299
containertypes	0	2	0	0,00699
parttypes	0	4	0	0,00799
equipmenttypes	0	2	0	0,00999
operationtypes	0	22	0	0,03298
parametercontainervalues	0	8	0	0,00600
parametervalues	0	12	0	0,00399
parameterequipmentvalues	0	3	0	0,00399
parameterdescriptions	0	23	0	0,00299
Общее время проведения операций				6,81006

С учётом того, что сервис реализован на языке Python, время выполнения операций по всей базе данных не велико. Для повышения скорости работы может быть применена многопоточность.

Заключение

В ходе работы был реализован сервис-конвертер данных для систем сбора и передачи информации. Использование подобных программ в составе систем автоматизации предприятий позволит повысить эффективность их использования. Приведённый в статье пример программы отслеживания материальных потоков по цепочке технологического передела, база данных которой использовалась для тестирования разработанного сервиса, является одним из примеров применения используемых разработок. В реалиях Российских предприятий, использующих зачастую разнородные системы («ЛОЦМАН», «ADEM», «Диспетчер» и т.п.), использование подобных сервисов для конвертации данных особенно актуально. Дальнейшими направлениями работы в данной области является доработка программного интерфейса, обеспечение совместимости с различными типами баз данных и проведение тестирования сервиса для используемых на производствах системах. Работа выполнена по проекту FSSS-2024-0019, реализуемого в рамках национального проекта «Наука и университеты».

Список использованных источников

1. О развитии станкоинструментальной промышленности : тезисы доклада заместителя Министра промышленности и энергетики Российской Федерации А. Г. Реуса на заседании Правительственной комиссии по развитию промышленности, транспорта и технологий [Электронный ресурс] // Росбалт [сайт]. – 2007. – URL: <https://www.rosbalt.ru/news/2007-08-02/o-razvitii-stankoinstrumentalnoy-promyshlennosti-3476491> (дата обращения: 02.03.2024).

2. Зотова, Е. А. Интеграция ERP и MES-систем / Е. А. Зотова // Молодой ученый. – 2019. – № 4 (242). – С. 1-3.
3. Андреев, Е. Б. MES-системы: взгляд изнутри / Е. Б. Андреев, И. В. Куцевич, Н. А. Куцевич. – Москва : РТСОфт, 2015. – 240 с.
4. Гинятулин, Р. Р. Концепция программной системы для идентификации объектов производственной среды / Р. Р. Гинятулин, Е. Ю. Печенина, В. А. Печенин // Перспективы развития двигателестроения : материалы международной научно-технической конференции имени Н. Д. Кузнецова. – Самара : Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, 2023. – С. 259-260.
5. Redmon, J. You only look once: Unified, real-time object detection / J. Redmon, S. Divvala, R. Girshick, F. Farhadi // 2016 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). – 2016. – P. 779-788.
6. Redmon, J. YOLOv3: An Incremental Improvement / J. Redmon, A. Farhadi // arXiv. – 2018. – Vol. 1804. – 02767.
7. Simonyan, K. Very Deep Convolutional Networks for Large-Scale Image Recognition / K. Simonyan, A. Zisserman. // 3rd International Conference on Learning Representations. – 2015. – Vol. 1409. – P. 1556.

Development of a data exchange service between software systems

K. D. Tandalov	Student, Research Assistant at Scientific-Research Laboratory «Artificial Intelligence in Production Systems»; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; tkd186@mail.ru
V. A. Pechenin	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Head of Scientific-Research Laboratory «Artificial Intelligence in Production Systems»; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; pechenin.va@ssau.ru

This article presents the development of a service information model for data exchange between ERP and MES systems used for planning and control of production processes. The purpose of the service is the efficient transfer and structuring of information between databases in the production process, as well as control of operations through the user interface. This approach allows for the integration of various external software systems, which is an urgent task in the field of automation and control of production processes. The service was implemented in Python using SQLAlchemy to work with PostgreSQL databases. The graphical interface of the service allows you to edit the required JSON template, used for working with databases. Testing was carried out on two databases for a system for monitoring the movement of parts during the production process, confirming the functionality and reliability of the service.

Keywords: information model; system; JSON; databases; Python

Citation: Tandalov, K. D. and Pechenin, V. A. (2024), "Development of a data exchange service between software systems", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 50-57. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-50-57. (In Russian; abstract in English).

References

1. The official site of Rosbalt (2007), "O razvitii stankoinstrumental'noy promyshlennosti : tezisy doklada zamestitelya Ministra pro-myshlennosti i energetiki Rossiyskoy Federatsii A. G. Reusa na zasedanii Pravitel'svennoy komissii po razvitiyu promyshlennosti, transporta i tekhnologiy" [On the development of the machine tool industry : abstracts of the report by Deputy Minister of Industry and Energy of the Russian Federation A. G. Reus at the meeting of the Government Commission for the Development of Industry, Transport and Technologies] [Electronic resource], available at: URL: <https://www.rosbalt.ru/news/2007-08-02/o-razvitii-stankoinstrumentalnoy-promyshlennosti-3476491> (access date: 03/02/2024). (In Russian).
2. Zotova, E. A. (2019), "Integration of ERP and MES systems", *Young scientist*, no. 4 (242), pp. 1-3. (In Russian).
3. Andreev, E. B., Kutsevich, I. V. and Kutsevich, N. A. (2015), *MES-sistemy: vzglyad iznutri* [MES systems: a view from the inside], RTSoft, Moscow, 240 p. (In Russian).
4. Ginnyatulin, R. R., Pechenina, E. Yu. and Pechenin, V. A. (2023), "The concept of software system for identification of objects in the production environment", *Prospects for the development of engine building: materials of the international scientific and technical conference named after N. D. Kuznetsova*, Samara National Research University, Samara, pp. 259-260. (In Russian).
5. Redmon, J., Divvala, S., Girshick, R. and Farhadi, F. (2016), "You only look once: Unified, real-time object detection", *2016 IEEE Conf on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR)*, pp. 779-788.
6. Redmon, J. and Farhadi, A. (2018), "YOLOv3: An Incremental Improvement", *arXiv*, vol. 1804.02767.
7. Simonyan, K. and Zisserman, A. (2015), "Very Deep Convolutional Networks for Large-Scale Image Recognition", *3rd International Conference on Learning Representations*, vol. 1409, p. 1556.



Использование цифровой модели вакуумного разгонно-балансировочного стенда для подготовки и планирования испытаний роторов авиационных двигателей

К. В. Шапошников	PhD, инженер-исследователь; инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин ООО «Альфа-Транзит», Москва; kvshaposhnikov@alfatran.com
С. А. Дегтярев	руководитель направления; инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин ООО «Альфа-Транзит», Москва; degs@alfatran.com
В. М. Рыженков	кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры 205 «Технология производства двигателей летательных аппаратов»; Московский авиационный институт, Москва; balans@list.ru
М. К. Леонтьев	доктор технических наук, профессор, профессор кафедры 203 «Конструкция и проектирование двигателей»; Московский авиационный институт, Москва; lemk@alfatran.com

В работе представлена цифровая модель вакуумного разгонно-балансировочного стенда МАИ. Рассмотрен отечественный и зарубежный опыт использования вакуумных стендов для балансировки роторов и исследовательских целей. Описан пример использования представленной цифровой модели разгонно-балансировочного стенда для проработки схемы компоновки ротора высокого давления авиационного двигателя малой степени двухконтурности внутри стенда перед проведением испытаний. Показан пример использования конечно-элементной модели вакуумного стенда для выявления резонансных режимов, связанных с совместными колебаниями динамической системы «стойки – стенд». Рассмотрены вопросы учёта демпфирования при подготовке расчётных динамических моделей стенда. Представлена динамическая стержневая модель вакуумного стенда в DYNAMICS R4 для последующего использования в расчётах, связанных с расчётами динамики роторов. Рассмотрены вопросы подготовки и верификации расчётных моделей роторов на примере верификации стержневой модели ротора высокого давления по результатам виртуальных модальных испытаний, проведённых для основной силовой линии ротора на базе его твердотельной конечно-элементной модели. Описан принцип создания стержневой модели колебательной системы «ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд». Показан пример использования динамической модели вакуумного стенда для планирования динамических испытаний ротора высокого давления на стенде, связанных с исследованием конструктивных мероприятий по сборке ротора на его виброактивность в диапазоне рабочих скоростей. Рассмотрен пример использования динамической модели стенда для подготовки к испытаниям, связанным с проверкой работы демпферов при испытании ротора на стенде.

Ключевые слова: авиационный двигатель; виртуальные испытания; модальные испытания; собственные частоты; динамика роторов; разгонно-балансировочный стенд; балансировка роторов; моделирование; DYNAMICS R4

Цитирование: Шапошников, К. В. Использование цифровой модели вакуумного разгонно-балансировочного стенда для подготовки и планирования испытаний роторов авиационных двигателей / К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, В. М. Рыженков, М. К. Леонтьев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 58-80. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-58-80

Введение

В настоящее время большинство производителей современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) использует технологию поэлементной балансировки деталей роторов вместе с последующей низкочастотной динамической балансировкой сборных роторов в двух плоскостях коррекции. Данный подход обоснован тем, что использование поэлементной балансировки и специальных способов сборки роторов позволяет ограничить уровень остаточных дисбалансов до значений, которые не вызывают на эксплуатационных скоростях вращения существенных прогибов роторов. Использование данной технологии балансировки в серийном производстве требует обеспечения высокой точности поэлементной балансировки и сборки таких роторов. Уровень начальных дисбалансов сборного ротора в основном зависит от линейной (эксцентриситет) и угловой (перекос) несоосности установки дисков относительно оси вращения ротора на жёстких опорах [1]. Для роторов барабанно-дисковой конструкции несоосность каждого из дисков зависит от несоосности всех других дисков (звеньев роторного пакета) и является накопленной. Для повышения точности балансировки необходимо определение и устранение погрешностей от несовмещения установочных баз при сборке роторов и погрешностей в технологической системе «станок – оснастка – ротор» [2]. Производственные погрешности изготовления деталей и сборочных единиц (ДСЕ), сборки и низкочастотной балансировки гибких роторов приводят к необходимости высокочастотной балансировки на вакуумных разгонно-балансировочных стендах (РБС) [3]. Использование вакуума в камере РБС значительно снижает необходимую мощность для вращения ротора и выведения его на рабочие обороты, а также исключает влияние аэродинамического дисбаланса, затрудняющего определение влияния механического дисбаланса на вибрацию ротора.

РБС нашли широкое применение в энергомашиностроении для серийной балансировки гибких роторов паровых [4] и газовых турбин [5], а также роторов электрогенераторов [6]. Мировым лидером производства промышленных РБС является компания Schenck RoTec GmbH (Дармштадт, Германия) [7]. Особенностью РБС компании Schenck является наличие капитального бронезащитного укрытия, обеспечивающего надёжную защиту персонала в случае разрушения ротора в процессе испытаний, а также комплекты стоек различной грузоподъёмности с возможностью регулировать их жёсткость в определённом диапазоне. Вакуумные РБС фирмы Schenck могут также использоваться для исследования динамики горячих роторов. Для этого стенд оснащают специальным термокожухом, использование которого позволяет проводить радиационный нагрев участков ротора внутри термокожуха до горячего состояния [8]. Стоит отметить, что строительство таких стендов занимает длительное время и требует огромных капиталовложений.

Однако отечественные двигателестроители могут и сами осваивать технологии строительства РБС, не обязательно прибегая к готовым решениям от известных производителей. Отметим, что в распоряжении современных российских инженеров по части проектирования вакуумных РБС имеется большая теоретическая [9] и практическая база [10], подготовленная научными сотрудниками Московского авиационного института, где с 1948 года велись работы по исследованию и уравниванию полноразмерных роторных систем авиационных двигателей на их рабочих скоростях. Для решения исследовательских задач коллектив института под руководством М. Е. Левита разработал и построил серию собственных вакуумных РБС

уникальной конструкции. Принципиальная схема одного из таких РБС подробно описана в статьях [10-11]. Принципы расчёта вакуумных камер РБС на прочность подробно изложены в работе [12]. В [1] отмечено, что вакуумные балансировочные стенды целесообразно использовать в качестве исследовательского оборудования в опытном производстве и в научно-исследовательских институтах для экспериментальных исследований динамики и условий уравнивания роторов разрабатываемых изделий. Применение вакуумных РБС не ограничено только функциями балансировки, но также позволяет оценить динамику поведения ротора в собственных подшипниках с демпферами при разгоне ротора до рабочего режима и последующем выбеге. РБС может использоваться для исследования влияния модульной низкочастотной балансировки отдельных деталей и сборочных единиц (ДСЕ) ротора на общую динамику сборного ротора на рабочих режимах. Применение РБС может существенно помочь при исследовании влияния технологических и конструктивных мероприятий, связанных со сборкой ротора, на его устойчивое поведение на рабочих режимах с возможностью диагностики дефектов, возникающих в сборке, а также оценить динамический дисбаланс ротора. В камере РБС можно проводить испытания, связанные с исследованием влияния технологических и конструктивных параметров опор на динамику ротора, а также исследовать динамическое поведение ротора для случаев отключения подачи масла в каждый из демпферов ротора или во все демпфера одновременно. Использование РБС также позволяет проводить разгонные испытания роторов до частот, превышающих рабочую скорость на 20-30%, с последующей выдержкой на этих скоростях в течении предусмотренного по нормам прочности времени.

В работах [13, 14] описан опыт специалистов ОКБ им. А. Люльки по использованию камеры вакуумного РБС для исследования динамики ротора высокого давления (РВД) двигателя АЛ-31Ф и для верификации его расчётной модели. Стоит отметить, что использование РБС для исследовательских целей позволяет располагать внутри камеры стенда датчики вибрации в местах, которые при работе ротора в составе двигателя либо являются технологически труднодоступными, либо находятся в очень горячих зонах. Использование камеры РБС также даёт возможность более просто осуществить фазометрирование роторов двигателя. Расположение датчиков перемещений по длине ротора вместе с установкой фазоотметчика в камере РБС позволяет исследовать пространственную форму линии упругого прогиба ротора на различных режимах.

Вблизи критических скоростей упругая линия ротора при внешнем возбуждении будет принимать вид формы колебаний, соответствующей данному резонансному режиму, тогда как между резонансными режимами форма вынужденных колебаний ротора будет определяться его упругими свойствами и распределением дисбалансов по его длине. Если форма вынужденных колебаний отличается от формы собственной частоты при балансировке вблизи критической скорости, то снижение вибраций на резонансном режиме может сопровождаться увеличением вибраций на рабочем режиме. Влияние может быть отслежено в рамках расчётов на модели. Исследование пространственной линии упругого прогиба ротора на рабочих режимах позволяет оценить положение её максимальных прогибов по длине и определить направление её прецессии. Полученную экспериментальным путём линию упругого прогиба можно сопоставить с аналогичной, полученной расчётным путём при проведении анализа вынужденных колебаний ротора, и по её форме определить закон распределения дисбалансов по длине ротора. Однако стоит помнить, что недостаточное количество датчиков, установленных по длине ротора, может привести к ошибочной интерпретации пространственной упругой линии прогиба ротора на режиме [15].

Активно используют вакуумные РБС и зарубежные производители авиационных двигателей. В работе [16] приведён пример использования РБС для исследования влияния конструкции демпферов из эластомеров на динамику ротора свободной силовой турбины двигателя Т-

55. Использование вакуумного РБС описано в работе [17] для подтверждения расчётных динамических характеристик свободной силовой газовой турбины РТ8-55.

В процессе подготовки к высокочастотным испытаниям и балансировке роторов авиационных двигателей в РБС необходимо проводить предварительные расчёты по прогнозированию их динамического поведения в камере для обеспечения безопасной работы в составе стенда. Проведение таких расчётов сопряжено с определёнными трудностями, связанными как с подготовкой расчётной модели ротора, так и с подготовкой расчётных моделей технологической оснастки и камеры РБС. Целью настоящей статьи является описание принципа подготовки расчётных моделей для проведения высокочастотных испытаний в камере РБС, а также описание принципа моделирования динамики установленного в камере ротора при использовании цифровой модели камеры РБС. При проведении испытаний на реальных объектах доступность ротора для испытаний может быть ограничена по времени. В таком случае не остаётся запаса на пуско-наладочные работы и анализ предварительных результатов экспериментов. Проведение предварительных виртуальных испытаний с использованием цифровой модели РБС позволит повысить результативность и информативность экспериментальных испытаний за счёт более тщательной проработки этапа планирования эксперимента.

1 Цифровая модель камеры РБС

Для подготовки и планирования различных видов испытаний в РБС разработана цифровая модель стенда на примере РБС МАИ (рисунок 1, а). Цифровая модель РБС создавалась с учётом рекомендаций, предъявляемых к цифровым моделям и регламентируемых стандартом [18]. Цифровая модель РБС представляет собой систему математических и компьютерных моделей (3D модели, конечно-элементная (КЭ) модель, динамическая модель), а также пакет электронной документации (рисунок 1, б).



Рисунок 1 – Вакуумный разгонно-балансировочный стенд МАИ:
а – общий вид; б – цифровая модель

При подготовке к испытаниям трёхмерная модель РБС используется для отработки процесса установки ротора внутри камеры перед проведением испытаний, разработки схемы препарирования ротора необходимыми датчиками, а также для выбора способа их крепления в камере стенда. Пример использования геометрической модели РБС для проработки схемы компоновки ротора высокого давления (РВД) авиационного двигателя малой степени двухконтурности внутри камеры перед проведением испытаний представлен на рисунке 2, а. Мо-

дель РВД с оснасткой размещена внутри модели РБС на стойках компрессора (КВД) и турбины высокого давления (ТВД). Цифровая модель РБС также используется для формирования динамической модели ротора на опорах стенда, необходимой для исследования динамики ротора в камере РБС перед проведением испытаний (рисунок 2, б).

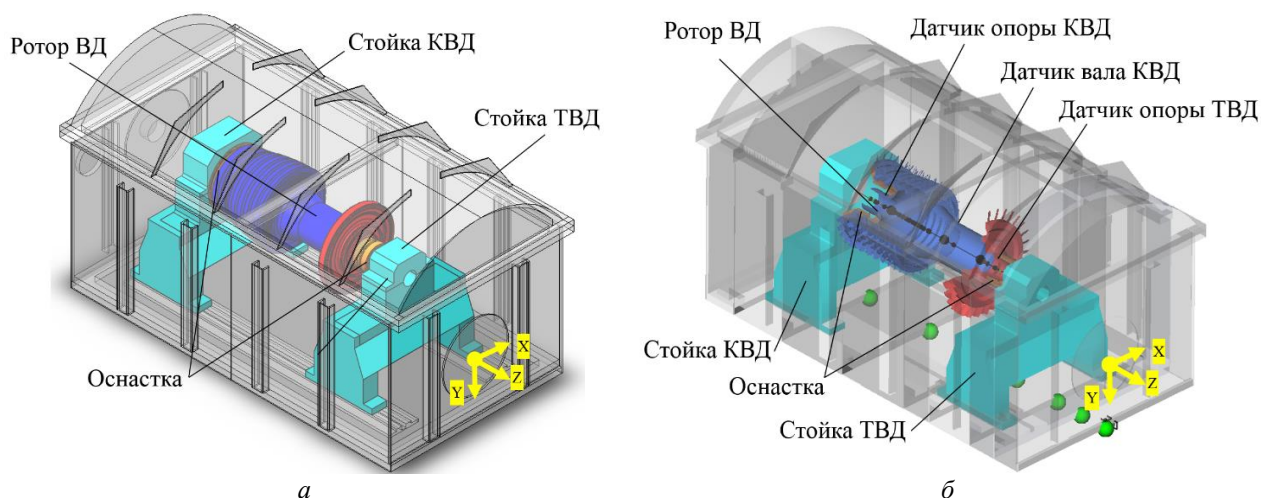


Рисунок 2 – Ротор высокого давления с оснасткой для испытаний с собственными подшипниками на вакуумном стенде:
а – геометрическая модель; б – динамическая модель в DYNAMICS R4

Наличие цифровой модели позволяет существенно ускорить процесс формирования электронной документации, необходимой для изготовления соответствующей оснастки: стоек, технологических оправок для установки ротора в камере РБС в собственных или технологических подшипниках. Сформированная на базе цифровой модели твердотельная КЭ модель позволяет оценить собственные частоты как самой камеры РБС, так и камеры с установленными в ней стойками. Для выявления потенциально опасных резонансов проводят анализ вынужденных колебаний динамической системы от воздействия гармонической силы. Уравнение движения динамической системы при этом имеет вид:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q, \quad (1)$$

где M – матрица масс и инерции; C – матрица демпфирования; K – матрица жёсткости; $q = \{u_x, u_y, u_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z\}$ – вектор перемещений и поворотов; $Q = Q_A \cos(\omega t \pm \phi)$ – вектор гармонических возбуждающих сил; Q_A – вектор амплитуд гармонических сил; ϕ – начальная фаза гармонического возбуждения; ω – частота гармонического возбуждения. Стоит отметить, что перед проведением анализа вынужденных колебаний необходимо задать демпфирование в расчётной модели. Оценка реального уровня демпфирования в конструкции – одна из самых непростых задач в области модального анализа. В [19] отмечено, что при проведении специальных экспериментальных измерений, направленных на определение модальных параметров конструкции с использованием комплексной динамической податливости, существует большая вероятность переоценки реального демпфирования в конструкции. В [20] для учёта демпфирования в расчётных моделях используется коэффициент поглощения ψ , который связан с логарифмическим декрементом δ выражением вида:

$$\psi = 2\delta. \quad (2)$$

Логарифмический декремент в свою очередь связан с коэффициентом относительного демпфирования ξ выражением вида:

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}. \quad (3)$$

Коэффициент относительного демпфирования описывается выражением вида:

$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_0}, \quad (4)$$

где c – демпфирование в конструкции; c_{cr} – критическое демпфирование в конструкции; m – масса конструкции; ω_0 – собственная частота конструкции без учёта демпфирования. Для случаев, когда $\delta < 0.4$ в [21], указано, что коэффициент демпфирования можно приближённо оценивать с использованием упрощённого выражения:

$$\xi = \frac{\delta}{2\pi}. \quad (5)$$

В [20] рекомендовано для стальных конструкций коэффициент поглощения в плоских стыках при изгибных колебаниях принимать равным $\psi = 0,15$. Коэффициент относительного демпфирования при таком значении коэффициента поглощения составляет $\xi \approx 0,01$. Данное значение было принято для использования в расчётной КЭ модели камеры РБС при анализе её вынужденных колебаний от действия единичных гармонических сил.

Амплитудно-частотные характеристики камеры РБС, полученные в результате расчёта её КЭ модели (без стоек) с учётом постоянного коэффициента относительного демпфирования при гармоническом возбуждении в местах расположения стоек на направляющих нижней плиты камеры (см. рисунок 2, а), представлены на рисунке 3, а. Вертикальными цветными линиями на график нанесены минимальная $\omega_{\min}$ и максимальная $\omega_{\max}$ рабочие скорости рассмотренного в статье РВД авиационного двигателя.

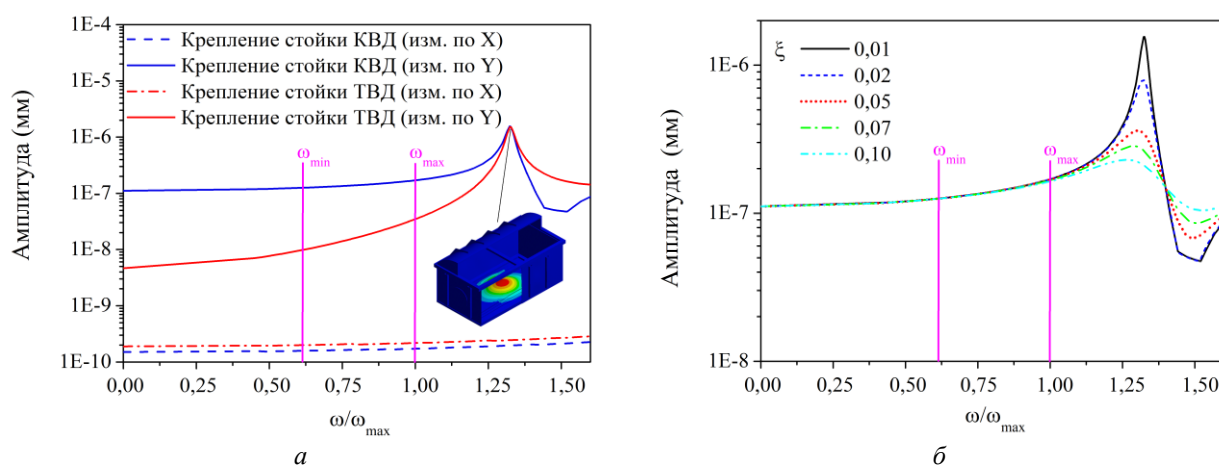


Рисунок 3 – Расчётные амплитудно-частотные характеристики вакуумного стенда (без стоек):
а – сравнение амплитудно-частотных характеристик; б – влияние изменения коэффициента относительного демпфирования, вибрация по Y в месте крепления стойки КВД

Из полученных результатов видно, что в горизонтальном направлении у камеры вакуумного стенда нет резонансов, попадающих в рабочий диапазон исследуемого ротора. В вертикальном направлении имеется один резонансный режим, связанный с колебаниями нижнего основания стенда, который находится на достаточном удалении от максимальной рабочей скорости исследуемого ротора, что соответствует требованиям, предъявляемым к камерам РБС, описанным в [22].

Твердотельная КЭ модель вакуумного стенда может быть скорректирована в соответствии с уровнем демпфирования, определённым по результатам экспериментальных модальных испытаний. Влияние изменения коэффициента относительного демпфирования в КЭ модели РБС на расчётные АЧХ в месте крепления стойки КВД при гармоническом возбуждении в вертикальном направлении представлено на рисунке 3, б. Увеличение демпфирования в модели приводит к снижению амплитуды вибрации на резонансном режиме.

Расположение внутри РБС стоек для испытаний ротора может приводить как к появлению резонансов, связанных с частотами колебаний самих стоек, так и к резонансным режимам, связанным с частотами совместных колебаний динамической системы «стойки – камера стенда». Для испытаний каждого конкретного ротора зачастую требуется использование специальных стоек для расположения ротора внутри камеры РБС с соответствующей оснасткой. При проектировании таких стоек возможны случаи, когда полностью исключить попадание их резонансных режимов в рабочий диапазон ротора не удастся. При попадании собственных частот динамической системы «камера – стойки» в диапазон рабочих скоростей ротора анализ результатов расчётов КЭ модели может помочь скорректировать циклограмму работы ротора в камере РБС для исключения длительной постоянной работы ротора вблизи выявленных резонансов. Результаты расчётов показали, что для рассмотренной конфигурации стоек в горизонтальном направлении наблюдается один резонансный режим, связанный с колебаниями стойки КВД, который лежит на достаточном удалении от максимальной рабочей скорости рассмотренного ротора (рисунок 4, а). В вертикальном направлении по результатам расчётов выявлены два резонансных режима, связанных с колебаниями каждой из стоек, которые попали в рабочий диапазон ротора, но имеют отстройку от максимальной и минимальных рабочих скоростей вращения ротора (рисунок 4, б). Также идентифицированы два совместных резонансных режима, связанных с колебаниями системы «стойки – стенд», лежащие на достаточном удалении от максимальной скорости вращения ротора.

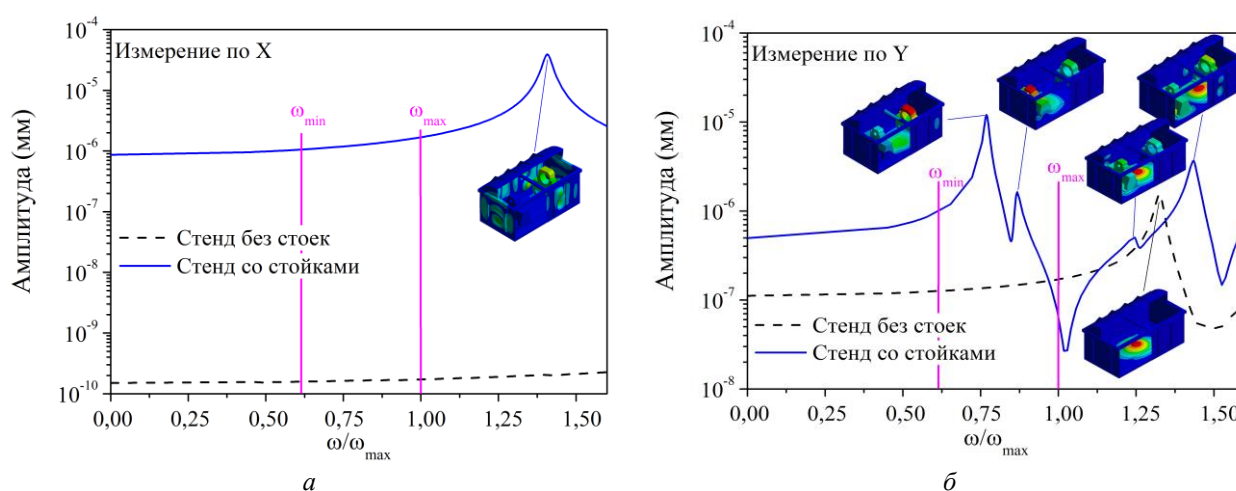
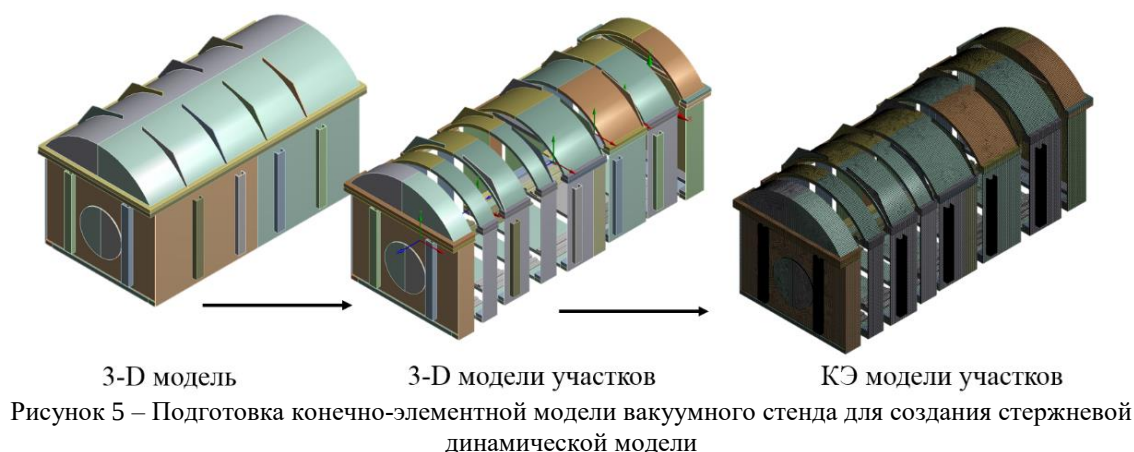


Рисунок 4 – Сравнение расчётных амплитудно-частотных характеристик вакуумного стенда со стойками и без, гармоническое возбуждение на стойке КВД: а – вибрация по X; б – вибрация по Y

Использование КЭ модели РБС позволяет подготовить редуцированную динамическую модель РБС для исследования динамики на стержневой модели установленного в камеру ротора. Для этого в соответствии с компоновкой ротора в камере РБС и с учётом положения установленных в ней стоек КЭ модель РБС делится на участки (отдельные КЭ модели), для которых определяют массово-инерционные характеристики (рисунок 5).

Для каждой КЭ модели участка определяют матрицу податливости при нагружении модели участка статическими единичными силами и моментами. Аналогичным образом, используя КЭ модели, определяют массово-инерционные характеристики стоек ротора и получают их матрицы податливостей. Для получения матриц жёсткости производится инвертирование матриц податливостей.



Используя массово-инерционные характеристики участков и стоек, а также их матрицы жёсткости, формируют динамическую модель РБС колебательной системы «стойки – камера вакуумного стенда», которую можно использовать для планирования испытаний в РБС конкретного ротора.

2 Расчётная модель ротора

В качестве расчётной модели ротора в настоящей работе рассмотрена стержневая КЭ модель РВД авиационного двигателя малой степени двухконтурности, построенная в программной системе для расчётов динамики роторов DYNAMICS R4 (рисунок 6, а).

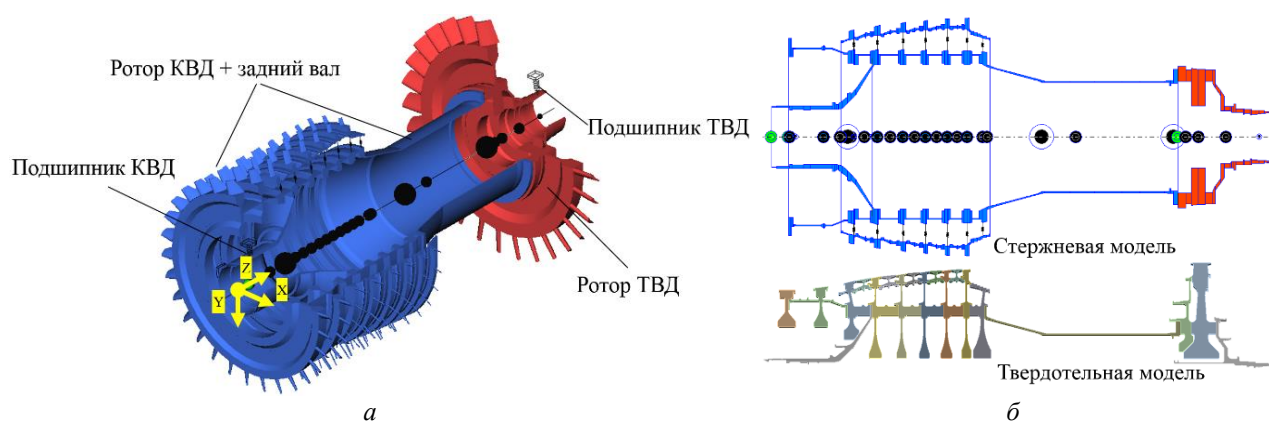


Рисунок 6 – Расчётная модель ротора высокого давления авиационного двигателя:
а – стержневая модель ротора в DYNAMICS R4;
б – сравнение стержневой и твердотельной моделей основной силовой линии ротора

Формирование модели производилось с учётом методики подготовки расчётных моделей роторов, подробно описанной в работе [23]. Построение модели ротора производилось с использованием элементов типа «балка» с учётом деформаций сдвига и элементов типа «оболочка». Модель структурирована в виде сборки, состоящей из двух основных подсистем, представляющих основные модули ротора: ротор КВД с задним валом и ротор ТВД. Для соединения подсистем модели использованы жёсткие связи. Детали ротора КВД выполнены из титана, диск лабиринта КВД, вал КВД и детали ротора ТВД выполнены из жаропрочных сплавов на никелевой основе. Для формирования расчётной модели ротора, установленного в камере РБС, для прогнозирования его динамического поведения модули упругости всех деталей ротора в модели заданы для нормальной температуры ($T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Моделирование лопаток ступеней ротора КВД и ТВД произведено с использованием типового элемента «сосредоточенная масса» с заданными инерционными параметрами (масса, полярный и диаметральный моменты инерции) для пакета лопаток каждой из ступеней. Аналогичный элемент использован в стержневой модели для учёта дополнительных масс насадных деталей и болтовых соединений. Ротор опирается на два подшипника: шариковый (подшипник КВД) и роликовый (подшипник ТВД).

При построении стержневой КЭ модели ротора РВД было произведено уточнение податливости её элементов со сложной тонкостенной геометрией. Согласно рекомендациям [24] участки с изменением угла конусности, переходы из цилиндрических в конические, фланцевые соединения должны уточняться при моделировании стержневыми элементами. Уточнение производилось по результатам виртуальных статических испытаний на специально подготовленных отдельных моделях в DYNAMICS R4 и их полных твердотельных КЭ моделях в ANSYS по методике проведения таких испытаний, подробно описанной в работе [23]. При создании твердотельных КЭ моделей особое внимание уделялось качеству расчётной сетки на тонкостенных участках. Результаты испытаний выявили, что моментные коэффициенты жёсткости для стержневых моделей проставки диска 2 для крепления с диском 3, конуса заднего вала КВД и фланцевого соединения заднего вала КВД с ротором ТВД оказались выше, чем моментные жёсткости их твердотельных аналогов. Для уточнения податливости данных элементов в стержневой модели были использованы 3 типовых элемента «шарнир» с корректирующей моментной податливостью в каждом из них, представляющей собой разницу между моментной податливостью КЭ модели и её стержневого аналога.

Для оценки степени влияния упрощений при формировании стержневой модели ротора на значения собственных частот и форм его изгибных колебаний (free-free) произведено сравнение с твердотельной КЭ моделью ротора по результатам виртуальных модальных испытаний. Методика подготовки расчётных моделей к таким испытаниям подробно описана в работах [23, 25]. Для проведения сравнения из полной стержневой модели РВД в DYNAMICS R4 выделена основная силовая линия ротора без лопаток и подготовлен её аналог – твердотельная КЭ модель основной силовой линии. Для соединения всех деталей в твердотельной КЭ модели использованы линейные контакты, подразумевающие полную склейку двух контактирующих объектов и их работу как единого целого без разделения. При формировании твердотельной модели не учитывалось количество болтов и степень их затяжки в каждом фланцевом соединении. Для увеличения скорости расчётов твердотельная КЭ модель ротора строилась с использованием методов циклической симметрии, для этого из полной модели ротора выделен сектор в 10 градусов. Общий вид стержневой и твердотельной КЭ моделей представлен на рисунке 6, б. При проведении виртуальных модальных испытаний обе модели рассматривались при нормальном температурном состоянии, без вращения, при свободном опирании каждого ротора. Расчётная сетка твердотельной модели строилась с учётом рекомендаций [26].

Для построения расчётной сетки использовались элементы второго порядка с промежуточными узлами – квадратичные гексаэдрические элементы (Hex20). Для проведения сравнительного анализа полученных результатов расчётов КЭ модели с результатами расчётов стержневой модели проведено предварительное исследование сеточной независимости результатов расчёта КЭ модели в соответствии с рекомендациями [26]. Исследовано шесть вариантов расчётных сеток (рисунок 7).

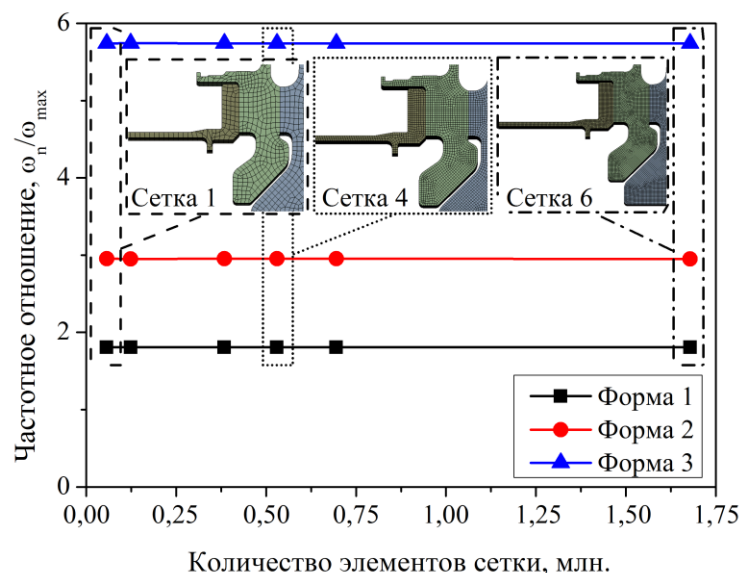


Рисунок 7 – Зависимость собственных частот твердотельной модели основной силовой линии ротора от количества элементов расчётной сетки

При формировании расчётной сетки специального деления модели на участки с более грубой сеткой, например на ступицах дисков, не производилось. Для представления результатов по каждой из форм использованы частотные отношения собственной частоты ω_n n -ой порядковой формы к частоте вращения ротора $\omega_{\max}$ на максимальном режиме. Для каждого варианта расчётной сетки рассмотрены только первые три порядковые формы, поскольку частоты форм более высокого порядка лежат значительно выше максимальной рабочей скорости ротора ($\omega_4 / \omega_{\max} > 6$). Увеличение числа элементов в модели влияет на снижение собственных частот, однако значимого отличия для частот первых трёх порядковых форм с результатами модели с подробным разбиением (сетка 6) не наблюдается даже для модели с достаточно грубой сеткой (сетка 1).

Несмотря на то, что КЭ модели с малым числом элементов (сетки 1–3) практически полностью повторяют результаты КЭ модели с подробным разбиением (сетка 6), в них не выполняется требование стандарта [26], где указано, что при формировании расчётной сетки с применением трёхмерных твердотельных элементов не допускается использовать для тонкостенных конструкций менее трёх элементов по толщине. Поэтому для проведения сравнительного анализа со стержневой моделью и проведения последующих расчётов была выбрана твердотельная КЭ модель с расчётной сеткой 4, удовлетворяющая вышеуказанному требованию с числом элементов в сетке 530 214, что соответствует 19 087 704 элементам на модели без циклической симметрии. Сравнение форм изгибных колебаний (free-free) КЭ модели с выбранной расчётной сеткой и стержневой модели основной силовой линии ротора в DYNAMICS R4 представлено на рисунке 8.

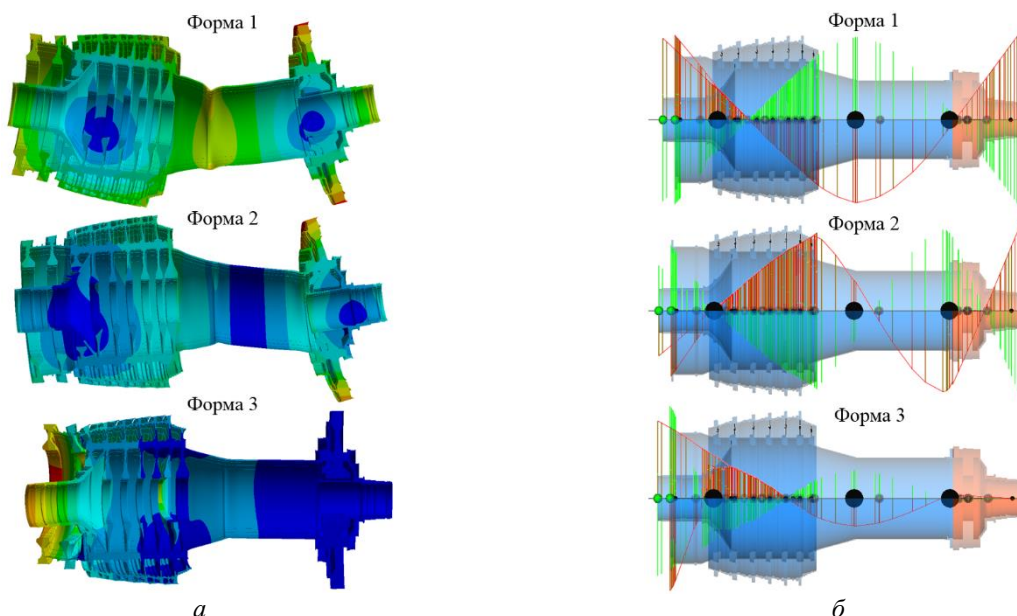


Рисунок 8 – Формы изгибных колебаний основной силовой линии ротора высокого давления по результатам виртуальных модальных испытаний:

а – конечно-элементная модель в ANSYS (Hex20); б – стержневая модель в DYNAMICS R4

Анализ результатов показывает, что стержневая модель успешно воспроизводит формы колебаний, полученные для твердотельной КЭ модели РВД (рисунок 8), а уровень рассогласования результатов по первым трём порядковым формам не превышает 1% (рисунок 9), что подтверждает правильность выбранного подхода и принятых упрощений при создании расчётной модели ротора в DYNAMICS R4.

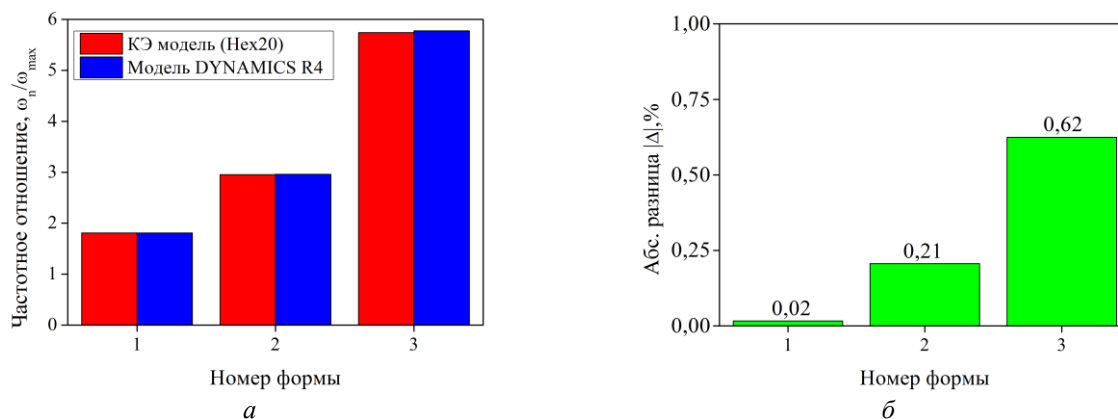


Рисунок 9 – Результаты расчётов основной силовой линии ротора:
а – сравнение собственных частот моделей; б – согласование результатов

3 Использование цифровой модели РБС для подготовки и планирования испытаний

Для исследования динамики ротора в РБС стержневая модель РВД (рисунок 6, а), основная силовая линия которого была верифицирована по результатам виртуальных модальных испытаний, объединена с динамической моделью «стойки – стенд» РБС, построенной в DYNAMICS R4. Для расположения модели ротора РВД внутри модели стенда и установки ротора на стойки стенда использовались стержневые модели оснастки, что позволило сформировать технологическую модель динамической системы

«ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд» (рисунок 2, б). Опоры в модели представлены связями соединений с матрицами жёсткости и демпфирования. Оценка жёсткости подшипников ротора произведена с использованием доступных в программной системе DYNAMICS R4 элементов шариковый (ball bearing support) и роликовый подшипник (roll bearing support). В связи опоры КВД для соединения ротора с оснасткой использована матрица с эквивалентными коэффициентами жёсткости и демпфирования системы «шариковый подшипник – нецентрированный демпфер». В связи опоры ТВД использована матрица с коэффициентами жёсткости и демпфирования роликового подшипника. Для учёта демпфирования в стержневой модели использован коэффициент относительного демпфирования $\xi = 0,01$. Критическое демпфирование c_{cr} определено для резонансного режима, полученного в результате расчётов КЭ модели стенда (рисунок 3, а). Сравнение резонансных режимов показывает, что редуцированная модель хорошо воспроизводит аналогичный резонансный режим ($\Delta=5,3\%$), определённый с помощью полной КЭ модели РБС (рисунок 10). Величина общего коэффициента постоянного демпфирования c в редуцированной модели определена с использованием выражения (4) и равномерно распределена между связями соединений всех подсистем в матрицах демпфирования динамической модели РБС (одинаковое значение коэффициента демпфирования для всех диагональных членов в матрице демпфирования связи) в соответствии с выражением вида:

$$c = \sum_{i=1}^n c_1 + \dots + c_n, \quad (6)$$

где n – число связей соединений между подсистемами редуцированной модели.

Для прогнозирования динамического поведения ротора при его работе в РБС проводится анализ вынужденных колебаний ротора от действия дисбалансов. Величина допустимого остаточного дисбаланса для рассмотренной модели РВД оценивалась по ГОСТ ИСО 1940 [27] и составила $U_{per} = 276$ г·мм для класса точности G 6,3.

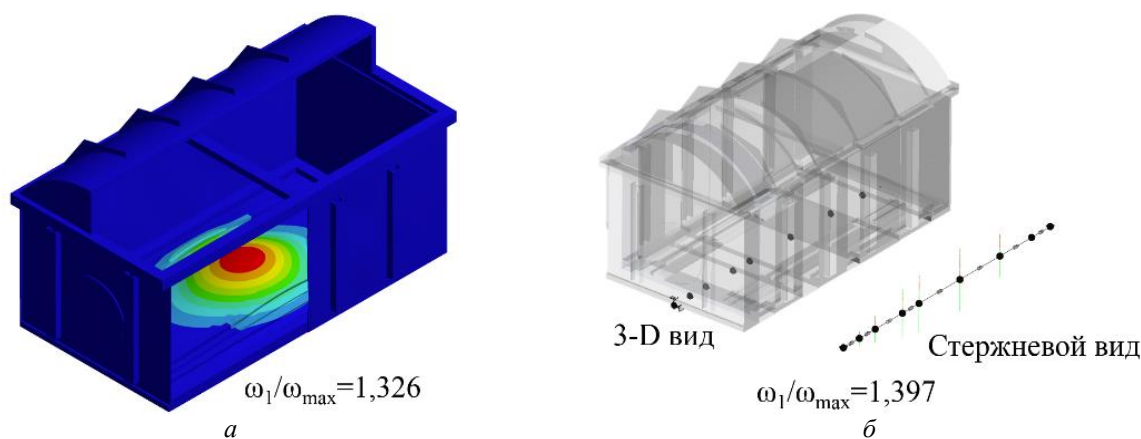


Рисунок 10 – Сравнение форм колебаний на резонансном режиме вакуумного стенда (без стоек):

а – твердотельная модель; б – редуцированная модель в DYNAMICS R4

Для контроля вибраций в модели использованы виртуальные датчики перемещений, расположенные вблизи опор КВД и ТВД, а также в межопорном пространстве на заднем валу КВД (рисунок 2, б). Каждый датчик осуществляет контроль вибрации в горизонтальном (по X) и вертикальном (по Y) направлениях. Результаты расчётов вынужденных колебаний стержневой модели ротора с оснасткой на жёстких стойках (модель без РБС) и на стойках динами-

ческой модели «стойки – стенд» (модель с РБС) в диапазоне скоростей 0–125% $\omega_{\max}$ представлены в виде сравнения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) моделей на рисунке 11. В каждой из моделей величина остаточного дисбаланса задавалась в виде системы из двух одинаковых сосредоточенных дисбалансов ($U_{\text{per}} = U_1 + U_2$), установленных в центре тяжести роторов КВД и ТВД в противофазе по отношению друг к другу. На резонансных режимах отмечены формы колебаний, в которых зеленый цвет соответствует формам колебаний элементов модели с прямой синхронной прецессией, а синий – с обратной. Формы колебаний на резонансных режимах, соответствующие значимым пикам вибраций на АЧХ модели ротора с РБС, отдельно представлены на рисунке 12.

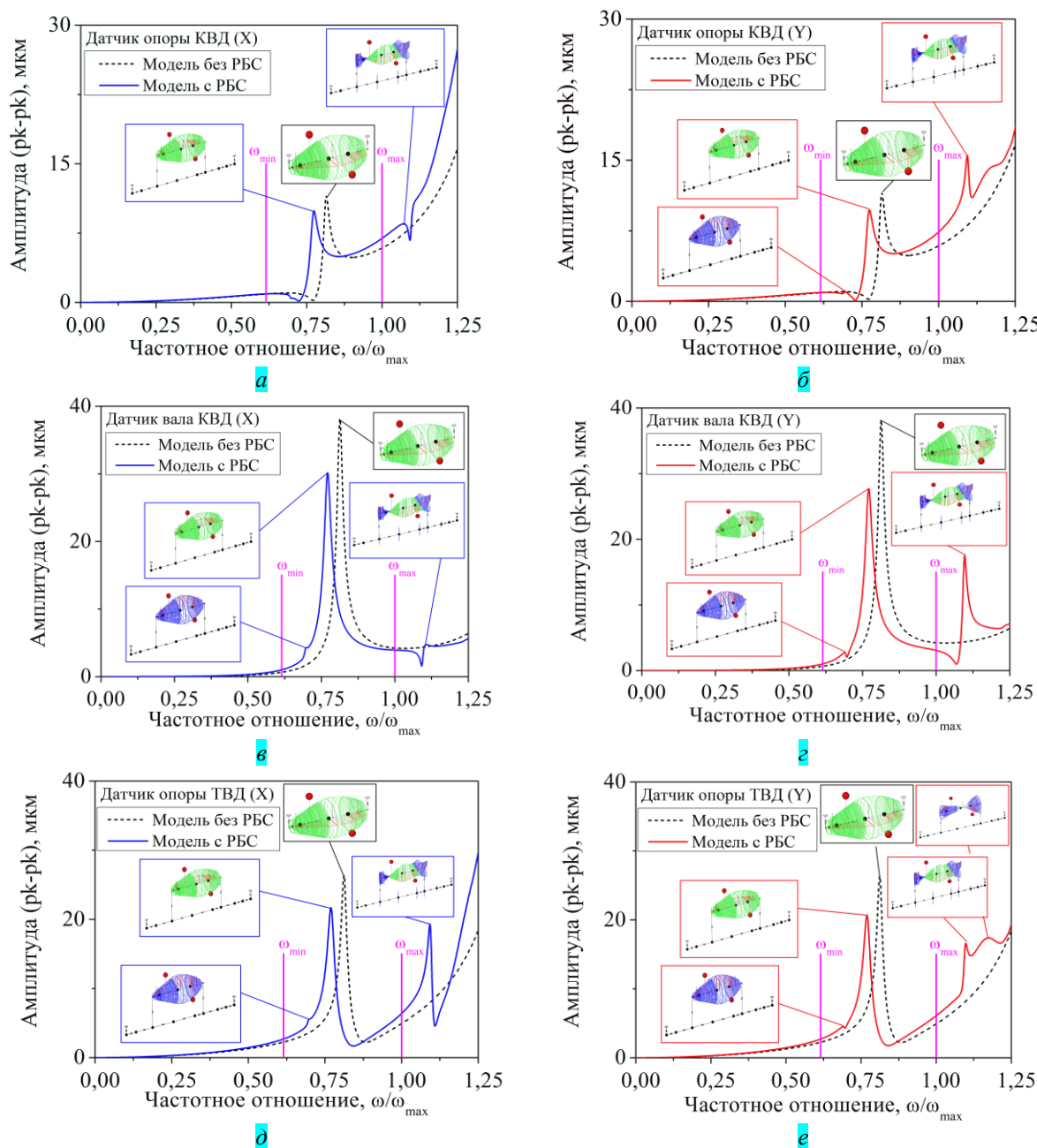


Рисунок 11 – Сравнение амплитудно-частотных характеристик для модели ротора с оснасткой на жёстких стойках и на стойках динамической модели стенда:

a – датчик опоры КВД по X; $б$ – датчик опоры КВД по Y; $в$ – датчик вала КВД по X; $г$ – датчик вала КВД по Y; $д$ – датчик опоры ТВД по X; $е$ – датчик опоры ТВД по Y

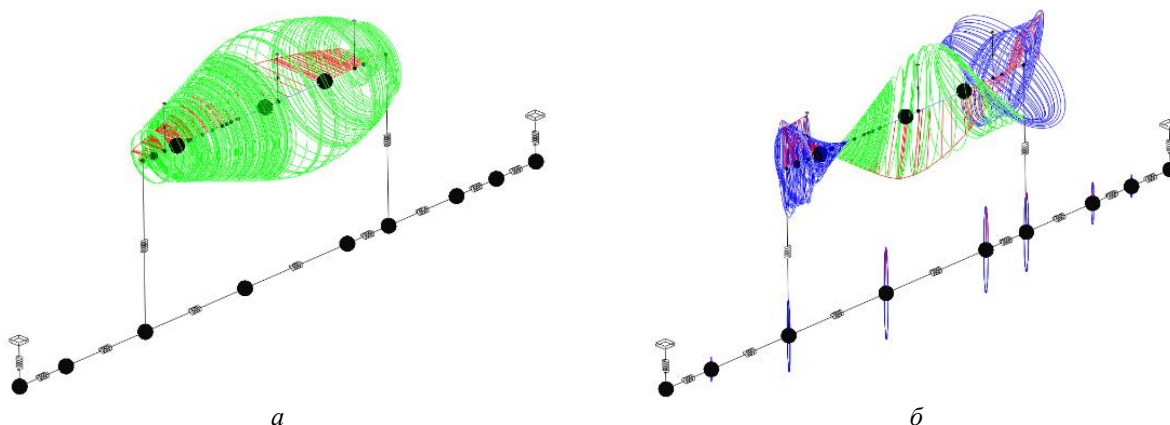


Рисунок 12 – Формы колебаний на резонансных режимах динамической модели ротора со стендом:
 $a - \omega_2/\omega_{\max} = 0,771$; $b - \omega_3/\omega_{\max} = 1,097$

Из полученных результатов видно, что в рабочем диапазоне ротора обе модели предсказывают появление резонансного режима по первой форме колебаний ротора на упругих опорах. В модели с РБС возбуждение резонансного режима по этой форме (рисунок 12, *a*) происходит на скоростях вращения примерно на 5% ниже, чем в модели без РБС, а амплитуды вибраций в межопорном пространстве в модели с РБС примерно на 21% (по X) и 27% (по Y) ниже по сравнению с результатами для модели без РБС.

Важным отличием для модели с РБС является прогнозирование совместных резонансных режимов динамической системы «ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд», которые не предсказываются моделью без РБС. Для рассмотренной модели ротора на частоте вращения выше $\omega_{\max}$ по датчику опоры ТВД определено 2 резонансных режима с отстройкой от максимальной рабочей скорости ротора в сторону увеличения оборотов на 10% (резонансный режим на рисунке 12, *b*) и 17%. Выявление данных режимов может помочь скорректировать циклограмму работы ротора в камере РБС с целью исключения длительной работы ротора вблизи данных режимов, например, если для рассмотренного ротора будет планироваться проведение испытаний с разгоном до частот, превышающих его максимальную рабочую скорость. В работе [28] рекомендовано проводить предварительное моделирование ротора перед проведением его высокочастотной балансировки в РБС для выявления присутствия в рабочем диапазоне потенциально опасных резонансных режимов с высоким уровнем вибрации, например консольных форм, в целях подготовки к их балансировке.

Идентифицированные по расчётной модели резонансные режимы также позволят лучше подготовиться к балансировке ротора на рабочей скорости, поскольку форма вынужденных колебаний ротора на опорах стенда формируется не только с учётом расположения дисбалансов по длине ротора, но и может испытывать влияние форм колебаний ближайших к ней резонансных режимов. Вклад каждой формы зависит от того, насколько близко соответствующая собственная частота располагается к частоте вращения ротора и каков дисбаланс, ортогональный этой форме [29]. Стоит отметить, что для модели с РБС ввиду ортотропии, связанной с жёсткостью стоек стенда, на АЧХ идентифицируются небольшие пики вибраций, связанные с формами колебаний ротора с обратной прецессией. Обоснование возбуждения форм колебаний с обратной прецессией в ортотропных системах от действия неуравновешенности приведено в [30].

Поскольку характер распределения фактических дисбалансов перед проведением испытаний реального ротора в РБС обычно неизвестен, то расчётную модель ротора на стойках динамической модели РБС можно использовать для исследования влияния различных систем дисбалансов на амплитудно-частотные (АЧХ) и фазо-частотные характеристики (ФЧХ) ротора

для подготовки к таким испытаниям. В ходе параметрических расчётов такой модели может исследоваться влияние различных систем дисбалансов на вибрации ротора в местах предполагаемого расположения датчиков с целью сопоставления с экспериментом. Сравнение результатов расчётов вынужденных колебаний для стержневой модели РВД с РБС от действия различных систем дисбалансов, полученных при расчёте модели в стационарной постановке, представлено на рисунке 13. Системы дисбалансов, использованные в расчёте, представлены на рисунке 14. В каждом варианте расчёта величина общего дисбаланса в каждой системе соответствует $U_{per} = 276 \text{ г} \cdot \text{мм}$.

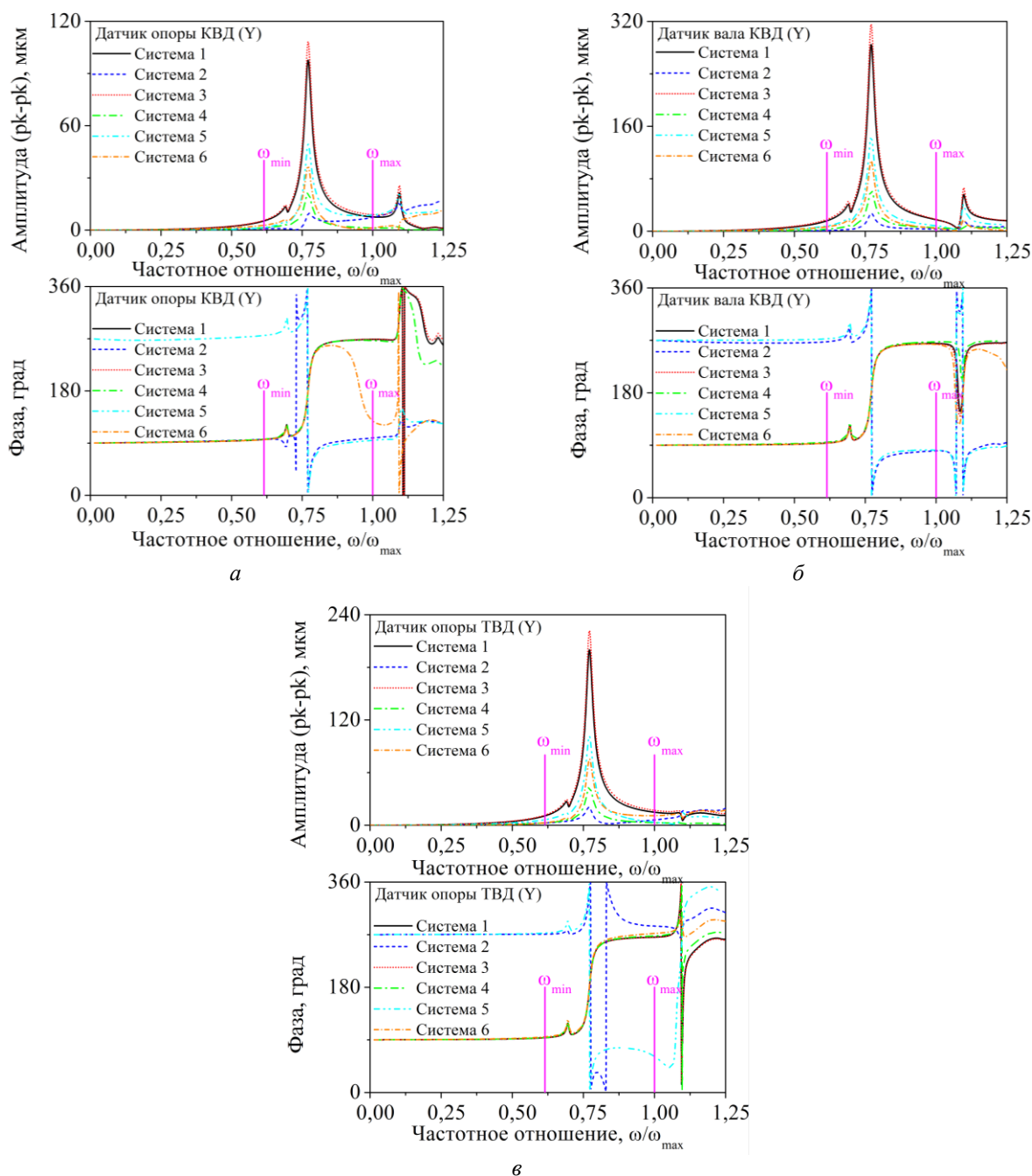


Рисунок 13 – Сравнение амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик модели ротора высокого давления на стойках динамической модели вакуумного стенда от действия различных систем дисбалансов: а – датчик опоры КВД по Y; б – датчик вала КВД по Y; в – датчик опоры ТВД по Y

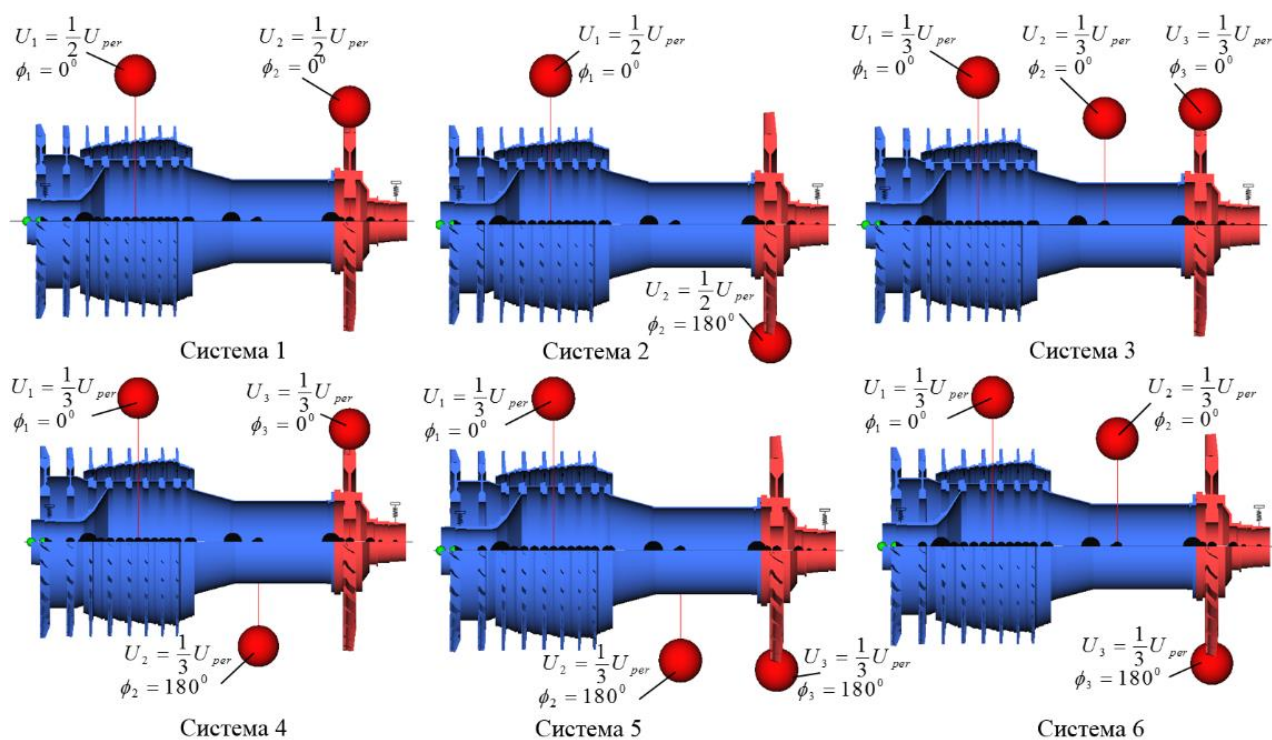


Рисунок 14 – Системы дисбалансов в модели ротора высокого давления, использованные при расчётах вынужденных колебаний (U – величина дисбаланса; ϕ – фазовый угол расположения дисбалансов)

При сопоставлении расчётных АЧХ и ФЧХ с результатами, полученными в эксперименте, может осуществляться поиск систем распределения дисбалансов в модели, приводящих к аналогичным характеристикам вибраций ротора. При этом расчёт модели также позволяет проводить анализ форм вынужденных колебаний ротора на различных режимах от действия установленных на ротор систем дисбалансов с целью оценки вызываемых ими динамических прогибов. Формы колебаний упругой линии модели ротора на резонансном и рабочем режимах от действия рассмотренных систем дисбалансов представлены на рисунке 15. Каждая из форм представлена в виде результирующего значения от проекций пространственной формы колебаний в горизонтальном и вертикальном направлениях. При осуществлении высокочастотной балансировки ротора в РБС работа с расчётной моделью позволяет перед проведением испытаний оценить правильность выбранной методики балансировки и эффективность имеющихся на роторе плоскостей коррекции для снижения виброактивности ротора при характерных картинах распределения дисбалансов в нём. Предварительная оценка чувствительности имеющихся на роторе штатных плоскостей коррекции по расчётной модели может помочь выявить плоскости коррекции, установка грузов в которых не влияет на вибрацию ротора на конкретной балансировочной скорости. Такие плоскости принято называть нечувствительными. Теоретическое и экспериментальное обоснование появления таких плоскостей было впервые представлено И. С. Лисицыным [31]. Если для деталей ротора (валов, дисков) или его модулей имеются данные о их остаточных дисбалансах, например при ведении журнала балансировки на предприятии, то они могут быть использованы для оценки динамики конкретного ротора перед проведением испытаний ротора в РБС.

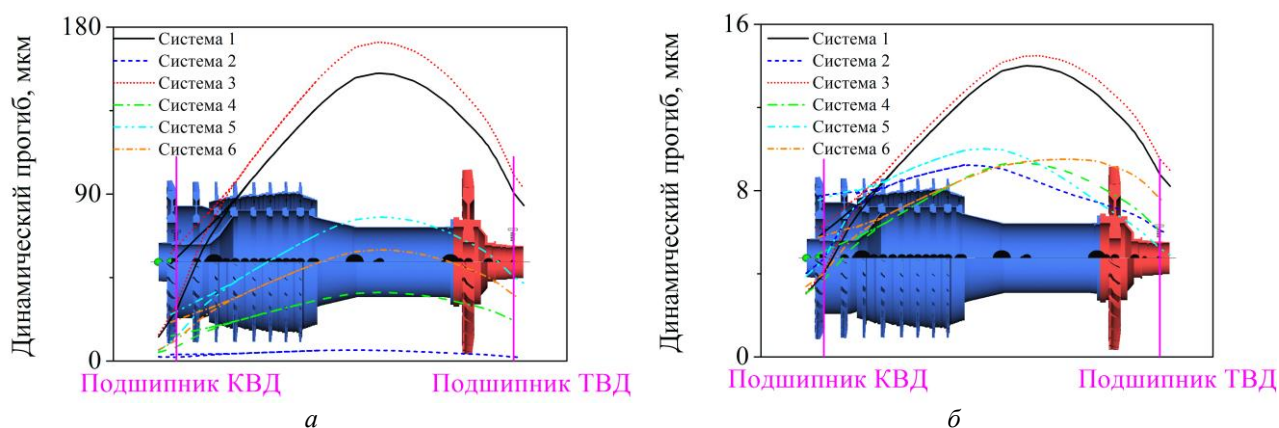


Рисунок 15 – Формы колебаний упругой линии модели ротора высокого давления для различных систем дисбалансов: *а* – на резонансом режиме $\omega_2/\omega_{\max} = 0,771$; *б* – на рабочем режиме $\omega_{\max}$

Результаты расчётов (рисунок 13) показывают, что для рассмотренной модели РВД наилучшим вариантом среди рассмотренных систем дисбалансов в целях снижения виброактивности ротора является вариант, когда модули КВД (с задним валом) и ТВД собраны так, что главные вектора дисбалансов модулей расположены в противофазе друг к другу (система 2 на рисунке 14). Снижение виброактивности рассмотренной модели ротора также прогнозируется, если сборка ротора осуществлена так, что вектор главного дисбаланса заднего вала КВД расположен в противофазе с главными векторами дисбалансов модулей КВД и ТВД ротора (система 4 на рисунке 14). Полученные результаты могут использоваться при проведении испытаний ротора в РВД для исследования влияния технологических и конструктивных мероприятий, связанных со сборкой ротора, на его виброактивность в диапазоне его рабочих скоростей.

Расчётная стержневая модель также может использоваться для подготовки к испытаниям ротора в РБС, связанным с проверкой работы демпферов ротора. Пример экспериментальных измерений на вакуумном РБС МАИ, связанных с испытанием работы демпферов полноразмерного ГТД, описан в работе [32]. Результаты расчётов вынужденных колебаний стержневой модели РВД с РБС от действия дисбалансов на роторе (использована система 2 на рисунке 14) представлены на рисунке 16. Сопоставление расчётных АЧХ с экспериментальными позволит оценить уровень демпфирования, реализуемый в демпфере, и скорректировать расчётную модель. Результаты расчётов демонстрируют, что при уровне демпфирования выше $1,6 \cdot 10^5$ Н·с/м, демпфирование начинает влиять на сдвиг критической скорости в сторону её увеличения. Слишком большое демпфирование, реализуемое в демпфере, может приводить к тому, что динамическая жёсткость демпфера значительно возрастает, что приводит к эффекту, известному как «замораживание демпфера» (damper lock-up) [33]. Проведение параметрических расчётов позволяет определить значение демпфирования, при котором демпфер перестает работать [34].

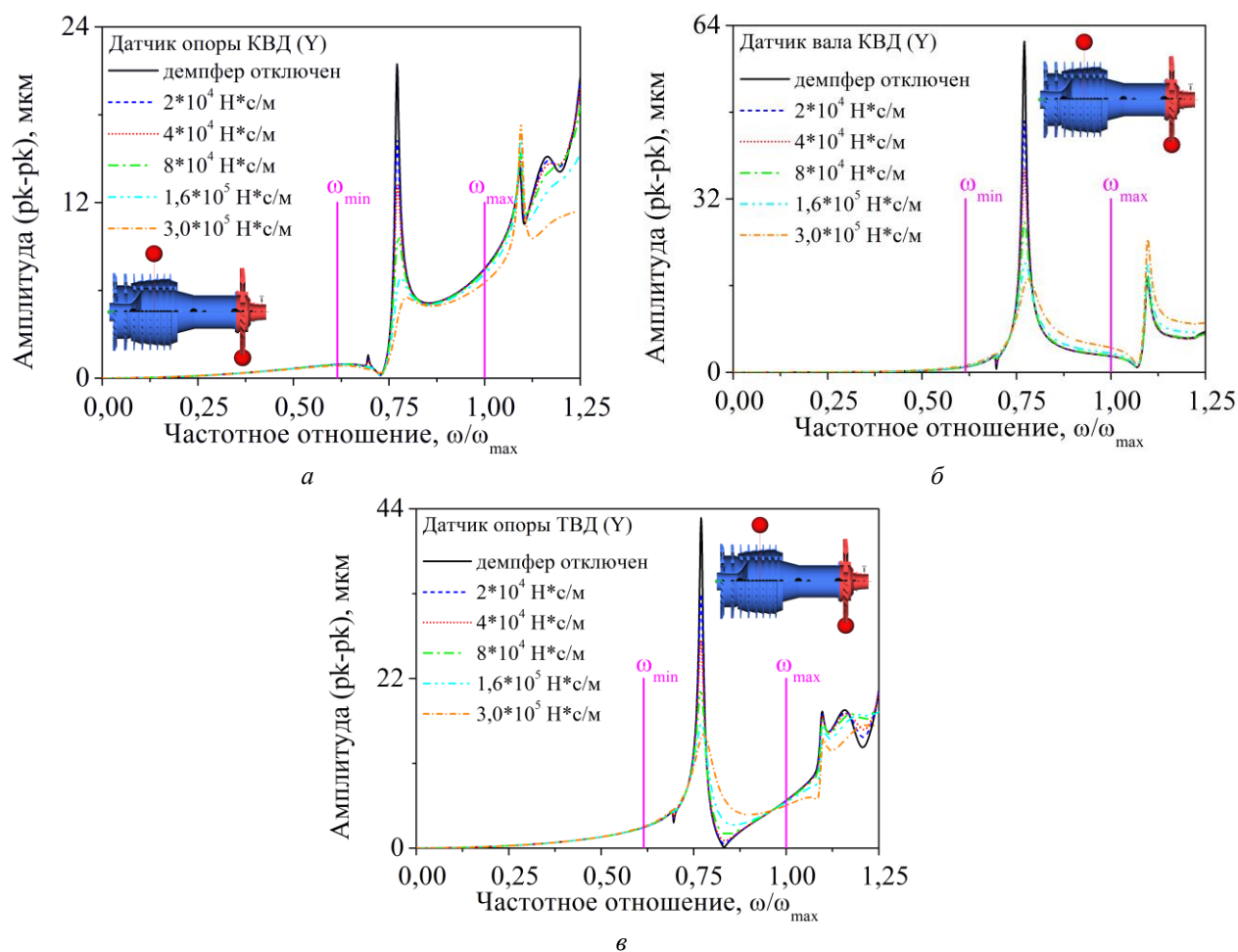


Рисунок 16 – Сравнение АЧХ модели РВД с РБС при разном уровне демпфирования в демпфере КВД:
 а – датчик опоры КВД по Y; б – датчик вала КВД по Y; в – датчик опоры ТВД по Y

Заключение

В работе представлена цифровая модель вакуумного РБС МАИ, включающая в себя систему математических и компьютерных моделей. Рассмотрен пример использования геометрической модели РБС для проработки схемы компоновки РВД авиационного двигателя малой степени двухконтурности внутри стенда перед проведением испытаний. Использование КЭ модели РБС позволило выявить резонансные режимы, связанные с совместными колебаниями динамической системы «стойки – стенд» РБС. Предложена методика формирования динамической стержневой модели стенда РБС в DYNAMICS R4 для последующего использования в расчётах, связанных с расчётами динамики роторов. Рассмотрен пример создания и верификации стержневой модели РВД в DYNAMICS R4 по результатам виртуальных модальных испытаний, проведённых для основной силовой линии ротора на базе твердотельной КЭ модели. Описан принцип формирования стержневой модели колебательной системы «ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд», использование которой позволяет прогнозировать совместные резонансные режимы динамической системы, которые не предсказываются моделью без РБС. Проведение параметрических расчётов по исследованию влияния различных систем дисбалансов на АЧХ ротора в местах расположения датчиков показало, что для рассмотренной модели РВД прогнозируется существенное снижение виброактивности ротора, если при сборке ротора обеспечивается вариант сборки, когда главные вектора дисбалансов моду-

лей КВД (с задним валом) и ТВД располагаются в противофазе друг к другу. Снижение виброактивности по результатам расчётов модели также прогнозируется при сборке ротора, когда вектор главного дисбаланса заднего вала расположен в противофазе с главными векторами модулей КВД и ТВД. Проведение параметрических расчётов для рассмотренной модели РВД позволило оценить его АЧХ для случая, когда демпфер в его опоре отключен и когда в нём реализуется слишком большое демпфирование, влияющее на сдвиг его критической скорости в сторону её увеличения.

Список использованных источников

1. РТМ 1.4.775-80. Сборка и балансировка роторов ГТД: Руководящий технологический материал – Москва: НИАТ, 1981. – 127 с.
2. Рыженков, В. М. Погрешности балансировки роторов газотурбинных двигателей / В. М. Рыженков, В. В. Тихомиров // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2019. – Т. 15. – №. 2. – С. 145-150.
3. ГОСТ 31320-2006 (ИСО 11342:1998). Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 28 с.
4. Урьев, Е. В. Балансировка роторов турбоагрегатов на разгонно-балансировочном стенде / Е. В. Урьев, А. В. Урьев, М. И. Львов, В. И. Власов // Энергомашиностроение. – 1976. – № 4. – С. 24.
5. Урьев, Е. В. Исследование вибрационной надежности ремонтных роторов ГТК-25И / Е. В. Урьев, С. В. Жуков // Газовая промышленность. – 2008. – №. 2. – С. 77-82.
6. Урьев, Е. В. Балансировка роторов с развитыми консолями на разгонно-балансировочных стендах (РБС) / Е. В. Урьев, К. В. Шапошников // Тяжелое машиностроение. – 2011. – №. 6. – С. 14-21.
7. Радчик, И. И. Оборудование и технологии, применяемые при балансировке роторов газоперекачивающих агрегатов / И. И. Радчик, А. В. Орехов, Е. В. Урьев // Газовая промышленность. – 2006. – №. 9. – С. 50-53.
8. L'vov, M. Case history: response of a flexible rotor with a thermal bow caused by evaporation of water trapped in an axial bore / M. L'vov, A. Kistoychev, E. Uryev // Vibration Problems ICOVP 2011: the 10th International Conference on Vibration Problems. – ICOVP 2011 Supplement, 2011. – С. 371.
9. Левит, М. Е. Балансировка деталей и узлов / М. Е. Левит, В. М. Рыженков. – Москва : Машиностроение, 1986. – 248 с.
10. Левит, М. Е. Исследование и уравнивание роторных систем авиадвигателей / М. Е. Левит // Уравнивание роторов турбомашин : обзор отечественного опыта ; под общей редакцией профессора А.А.Куинджи. – НИАТ, 1965. – С. 4-21.
11. Левит, В. А. Особенности уравнивания роторов турбомашин / В. А. Левит // Уравнивание машин и приборов: сб. статей. под ред. В. А. Щепетильникова. – Москва : Машиностроение, 1973. – С. 133-136.
12. Цыдзик, П. В. Выбор схемы и расчет вакуумной камеры стенда. / П. В. Цыдзик // Уравнивание роторов турбомашин : обзор отечественного опыта ; под общей редакцией профессора А.А.Куинджи. – НИАТ, 1965. – С. 21-25.
13. Зайдуллин, Д. А. Вопросы моделирования и расчета критических частот вращения роторов в программном комплексе ANSYS Workbench в 3D постановке / Д. А. Зайдуллин, А. С. Макарычев, А. Г. Терешко // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 12-14 сентября 2018г. – Самара: Изд-во «Самарский университет», 2018 – С. 26-27.
14. Зайдуллин, Д. А. Анализ причин дефекта с применением метода конечных элементов при решении задач роторной динамики / Д. А. Зайдуллин, А. С. Макарычев, А. Г. Терешко // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 12-14 сентября 2018 г. – Самара: Изд-во «Самарский университет», 2018 – С. 61-62.
15. Forland, C. Why phase information is important for diagnosing machinery problems / C. Forland // Orbit. Bently Nevada Corporation. – 1999. – С. 29-31.
16. Zorzi, E. S. Power Turbine Dynamics: An Evaluation of a Shear-Mounted Elastomeric Damper / E. S. Zorzi, J. Walton, R. Cunningham // Proceedings of the ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Volume 5: Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Process Industries. Phoenix, Arizona, USA. March 27–31, 1983.
17. Aschenbruck, E. FT8-55 Mechanical Drive Aero-derivative Gas Turbine: Design of Power Turbine and Full-Load Test Results / E. Aschenbruck, R. Blessing, L. Turanskyj // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 1994. – Т. 78859.

18. ГОСТ Р 57700.37-2021. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения. – Москва : Российский институт стандартизации, 2021. – 11 с.
19. Nicholas, J. C. Improving Critical Speed Calculations Using Flexible Bearing Support FRF Compliance Data / J. C. Nicholas, J. K. Whalen, S. D. Franklin // Proceedings of the 15th Turbomachinery Symposium / USA: Texas A&M University Press, 1986. – P. 69–78.
20. Вибрации в технике. Справочник: в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 456 с.
21. Gunter, E. J. Introduction to Rotor Dynamics: Critical Speed and Unbalance Response Analysis / E. J. Gunter. – Charlottesville, VA : RODYN Vibration Analysis, 2001
22. Справочник по балансировке / М. Е. Левит, Ю. В. Агафонов, Л. Д. Вайнгортин [и др.] ; под общ. редакцией М. Е. Левита. – Москва: Машиностроение, 1992. – 464 с.
23. Шапошников, К. В. Верификация моделей роторов авиационных двигателей по результатам виртуальных статических и модальных испытаний / К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, М. К. Леонтьев, С. В. Анисимов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2024. – Т. 23, № 1. – С. 93-108.
24. Вибрации в технике. Справочник: в 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Э. Л. Айрапетов, И. А. Биргер, В. Л. Вейц [и др.] ; под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. – Москва : Машиностроение, 1980. – 544 с.
25. Шапошников, К. В. Верификация численных моделей роторов авиационных двигателей для решения задач роторной динамики / К. В. Шапошников, М. К. Леонтьев // Авиация и космонавтика: тезисы 21ой международной конференции, Москва, 21–25 ноября 2022 года / Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). – Москва : Издательство "Перо", 2022. – С. 178-179.
26. ГОСТ Р 57700.10-2018. Численное моделирование физических процессов. Определение напряженно-деформированного состояния. Верификация и валидация численных моделей сложных элементов конструкций в упругой области. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 12 с.
27. ГОСТ ИСО 1940-1-2007. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса. – Москва : Стандартинформ, 2008.
28. Hidalgo, J. I. High speed balancing of rotors with overhangs: When is overhang likely to cause problems? / J. I. Hidalgo, A. K. Dhingra // Journal of Testing and Evaluation. – 2006. – 34(3). – P. 1-17.
29. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин / А. С. Гольдин. – Москва: Машиностроение, 2000. – 344 с.
30. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / С. А. Вьюнов, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов [и др.] ; под общ. ред. Д. В. Хролина. – Москва : Машиностроение, 1989. – 368 с.
31. Лисицын, И. С. Уравновешивание роторов турбогенераторов / И. С. Лисицын // Вестник электропромышленности. – 1962. – №11.
32. Левит, М. Е. Исследование полноразмерных ГТД на вакуумном виброизмерительном балансировочном стенде / М. Е. Левит // Труды КУАИ. – 1965. – выпуск XIX. – С. 427-438.
33. Proctor, M. P. Stability Analysis of a High-Speed Seal Test Rotor With Marginal and Extended Squeeze-Film Dampers: Theoretical and Experimental Results / M. P. Proctor, E. J. Gunter // Fourth Biennial International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4). – 2007. – №. E-16048-1.
34. Шапошников, К. В. Выбор конфигурации самоустанавливающегося сегментного радиального подшипника скольжения по результатам параметрического и ротординамического анализа. Часть 1 / К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, М. К. Леонтьев // Тяжелое машиностроение. –2024. – №3. – С. 29–37.

Application of a high-speed balancing facility digital model to prepare and conduct trials for aircraft engine rotors

K. V. Shaposhnikov	PhD, Research Engineer; Engineering and consulting center on rotordynamics Alfa-Tranzit Co., Ltd., Moscow, Russian Federation; kvshaposhnikov@alfatran.com
S. A. Degtyarev	Development Team Leader; Engineering and consulting center on rotordynamics Alfa-Tranzit Co., Ltd., Moscow, Russian Federation; degst@alfatran.com
V. M. Ryzhenkov	Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher, Associate Professor of the Department 205 of Aircraft Engine Production Technology; Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation; balans@list.ru
M. K. Leontiev	Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department 203 of Construction and Design of Engines; Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation; lemk@alfatran.com

The paper presents digital model of vacuum high-speed balancing facility MAI. Russian and foreign experience of usage of vacuum chambers for rotor balancing and research purposes was reviewed. Example of usage of the proposed high-speed balancing facility digital model for development of the layout scheme of the high-pressure rotor of aviation engine with low-bypass ratio inside the facility prior its testing was observed. Example of usage of finite element model of vacuum chamber for identification of resonant modes related to coupled modes of the struts-facility dynamic system was shown. The issues of damping consideration during preparation of vacuum facility computational models were observed. Dynamic model of vacuum balancing facility built in DYNAMICS R4 software for further usage in simulations related to rotordynamics was proposed. The issues of computational rotor models preparation on example of verification of high-pressure rotor model based on results of virtual modal tests, performed for its main load frame structure on the base of its solid finite element model, were observed. Principle of model creation for rotor-bearings-tooling-struts-balancing facility dynamic system was described. Example of usage of vacuum facility dynamic model for planning of dynamic tests of high-pressure rotor related to investigation of constructive measures related to its assembling on vibration activity of the rotor in operating range was shown. The case of usage of the vacuum facility dynamic model to prepare for the experiments related to rotor dampers operation check during rotor tests at high-speed balancing facility was observed.

Keywords: *aero-engine; virtual experiment; modal tests; natural frequencies; rotor dynamics; high-speed balancing facility; rotor balancing; modeling; DYNAMICS R4*

Citation: Shaposhnikov, K. V., Degtyarev, S. A., Ryzhenkov, V. M. and Leontiev, M. K. (2024), "Application of a high-speed balancing facility digital model to prepare and conduct trials for aircraft engine rotors", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 3, pp. 58-80. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-58-80

References

1. RTM 1.4.775-80 (1981), *Sborka i balansirovka rotorov GTD: Rukovodyashchiy tekhnologicheskiy material* [Assembling and balancing of gas turbine engine rotors: Guiding technology material], NIAT, Moscow, 127 p. (In Russian)
2. Ryzhenkov, V. M. and Tikhomirov, V. V. (2019), "Errors for balancing rotors of gas turbine engines", *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, V. 15, №. 2, pp. 145-150. (In Russian)
3. GOST 31320-2006 (ISO 11342:1998) (2008), *Vibratsiya. Metody i kriterii balansirovki gibkikh rotorov* [Mechanical vibration — Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors], Standartinform, Moscow, 28 p. (In Russian)
4. Uriev, E. V., Uriev, A. V., L'vov, M. I. and Vlasov, V. I. (1976), "Turbine rotor units balancing at high-speed balancing facility", *Energomashinostroyeniye*, № 4, P. 24. (In Russian)
5. Uriev, E. V. and Zhukov, S. V. (2008), "Investigation on vibration reliability of the GTK-25I repaired rotors", *Gazovaya promyshlennost'*, №. 2, pp. 77-82. (In Russian)
6. Uriev, E. V. and Shaposhnikov, K. V. (2011), "Balancing of Rotors with Long Overhangs at the High-Speed Balancing Facilities", *Tyazheloe Mashinostroyeniye*, №. 6, pp 14-21. (In Russian)
7. Radchik, I. I., Orekhov, A. V. and Uriev, E. V. (2006), "Equipment and technologies used for rotor balancing of gas compressor units", *Gazovaya promyshlennost'*, №. 9, pp. 50-53. (In Russian)
8. L'vov, M., Kistoychev, A. and Uryev, E. (2011), "Case history: response of a flexible rotor with a thermal bow caused by evaporation of water trapped in an axial bore", *Vibration problems, ICOVP 2011: Supplement*, pp. 371-376.
9. Levit, M. E. and Ryzhenkov, V. M. (1986), *Balansirovka detaley i uzlov* [Balancing of parts and units], Mashinostroyeniye, Moscow, 248 p. (In Russian)
10. Levit, M. E. (1965), "Investigation on aviation engines rotor systems balancing", *Uravnoveshivaniye rotorov turbomashin*, in Kuindzhi, A. A. (ed.), NIAT, pp. 4-21. (In Russian)
11. Levit, V. A. (1973), "Osobennosti uravnoveshivaniya rotorov turbomashin", *Teoriya i praktika balansirovochnoy tekhniki: sb. statey. Pod red. V. A. Shchepetil'nikova* [Features of turbomachinery rotor balancing], Mashinostroyeniye, Moscow, pp. 133-136. (In Russian)
12. Tsydzik, P. V. (1965), "Selection of the scheme and calculation of the vacuum chamber facility", *Uravnoveshivaniye rotorov turbomashin*, in Kuindzhi, A. A. (ed.), NIAT, pp. 21-25. (In Russian)
13. Zaydullin, D. A., Makarychev, A. S. and Tereshko, A. G. (2018), "Simulation and calculation of critical rotation frequency of rotors in Ansys Workbench in 3D approach", *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya: materialy dokladov mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. 12-14 September 2018*, Samara University Publ., Samara, pp. 26-27. (In Russian)
14. Zaydullin, D. A., Makarychev, A. S. and Tereshko, A. G. (2018), "Investigation of the causes of the defect using finite element analysis in solving problems of rotor dynamics", *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya: materialy dokladov mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. 12-14 September 2018*, Izd-vo "Samarskiy universitet", Samara, pp. 61-62. (In Russian)
15. Forland, C. (1999), "Why phase information is important for diagnosing machinery problems", *Orbit, Bently Nevada Corporation*, pp. 29-31.
16. Zorzi, E. S., Walton, J. and Cunningham, R. (1983), "Power Turbine Dynamics: An Evaluation of a Shear-Mounted Elastomeric Damper", *Proceedings of the ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Volume 5: Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Process Industries*, Phoenix, Arizona, USA, March 27–31, 1983. DOI: 10.1115/83-gt-228.
17. Aschenbruck, E., Blessing, R. and Turanskyj, L. (1994), "FT8-55 Mechanical Drive Aeroderivative Gas Turbine: Design of Power Turbine and Full-Load Test Results", *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, V. 78859. DOI: 10.1115/94-GT-343.
18. GOST R. 57700.37-2021. *Komp'yuternye modeli i modelirovanie. Tsifrovye dvoyniki izdeliy. Obshchie polozheniya* [Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions], Standartinform, Moscow, 2021, 11 p. (In Russian)
19. Nicholas, J. C., Whalen, J. K. and Franklin, S. D. (1986), "Improving Critical Speed Calculations Using Flexible Bearing Support FRF Compliance Data", *Proceedings of the 15th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University Press, USA, pp. 69–78.
20. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik: v 6 t* (1981), v. 6. *Zashchita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in engineering. Handbook in 6 volumes. v. 6. Vibrations and shock protection], in K. V. Frolov (ed), Mashinostroyeniye, Moscow, 456 p. (In Russian)
21. Gunter, E. J. (2001), *Introduction to Rotor Dynamics: Critical Speed and Unbalance Response Analysis*, RODYN Vibration Analysis, Charlottesville, VA.
22. Levit, M. E., Agafonov, Yu. V., Vayngortin, L. D. [et al.] (1992), *Spravochnik po balansirovke* [Handbook on balancing], Mashinostroyeniye, Moscow. (In Russian)

23. Shaposhnikov, K. V., Degtyarev, S. A., Leontiev, M. K. and Anisimov, S. V. (2024), "Verification of aero-engine numerical rotor models based on virtual static structural and modal tests", *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, v. 23, no. 1. pp. 93-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-93-108 (In Russian)
24. Ayrapetov, E. L., Birger, I. A. and Veyts, V. L. (1980), *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik: v 6 t. T. 3. Kolebaniya mashin, konstruktsey i ikh elementov* [Vibrations in engineering. Handbook in 6 volumes. V. 3 Oscillations of machines, structures and their elements], in F. M. Dimentberg and K. S. Kolesnikov (ed.), Mashinostroenie Publ., Moscow, 544 p. (In Russian)
25. Shaposhnikov, K. V. and Leontyev, M. K. (2022), "Verification of aero engine numerical rotor models for solving rotordynamics problems", *Abstracts of 21st International Conference «Aviation and Cosmonautics» (AviaSpace2022) (November, 21-25, 2022, Moscow, Russia)*, Pero Publ., Moscow, pp. 178-179. (In Russian)
26. GOST R. 57700.10-2018 (2018), *Chislennoe modelirovanie fizicheskikh protsessov. Opreделение napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya. Verifikatsiya i validatsiya chislennykh modeley slozhnykh elementov konstruktsey v uprugoy oblasti* [Numerical modeling of physical processes. Determination of stress-strain state. Verification and validation of numerical models of complex structural elements in the elastic region], Standartinform, Moscow, 12 p. (In Russian)
27. GOST ISO 1940-1-2007 (2008), *Vibratsiya. Trebovaniya k kachestvu balansirovki zhestkikh rotorov. Chast' 1. Opreделение dopustimogo disbalansa* [Vibration. Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Part 1. Specification and verification of balance tolerances], Standartinform, Moscow. (In Russian)
28. Hidalgo, J. I. and Dhingra, A. K. (2006), "High speed balancing of rotors with overhangs: When is overhang likely to cause problems?", *Journal of Testing and Evaluation*, 34(3), pp. 1-17.
29. Goldin, A. S. (2000), *Vibratsiya rotornykh mashin* [Vibration of rotating machines], Mashinostroyeniye, Moscow, 344 p. (In Russian)
30. V'yunov, S. A., Gusev, Yu. I., Karpov, A. V. [et al.] (1989), *Konstruktsiya i proyektirovaniye aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley* [Structure and design of aviation gas turbine engines], in Khronin, D. V. (ed.), Mashinostroyeniye, Moscow. (In Russian)
31. Lisitsyn, I. S. (1962), "Turbine generator rotor balancing", *Vestnik elektropromyshlennosti*, №11. (In Russian)
32. Levit, M. E. (1965), "Investigation on full-size gas turbine engines at vacuum high-speed balancing facility", *Trudy KUI, № XIX*, pp. 427-438. (In Russian)
33. Proctor, M. P. and Gunter, E. J. (2007), "Stability Analysis of a High-Speed Seal Test Rotor With Marginal and Extended Squeeze-Film Dampers: Theoretical and Experimental Results", *Fourth Biennial International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4)*, №. E-16048-1.
34. Shaposhnikov, K. V., Degtyarev, S. A. and Leontiev, M. K. (2024), *Bearing Configuration Selection Based on Parametric and Rotordynamics Analysis. Part 1*, Tyazheloe Mashinostroenie, №3, pp. 29–37. (In Russian)



Оптимизация вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики отказов промышленного оборудования за счёт автоматизированной обработки обучающей выборки

И. В. Некрасов

кандидат технических наук, старший научный сотрудник;
ИПУ РАН, г. Москва;
ivannekr@mail.ru

Ю. Д. Константиновский

студент;
МГТУ им. Н. Э. Баумана, г. Москва;
uran9000@mail.ru

Н. С. Кукин

кандидат технических наук, начальник группы;
АНО ИИФ, г. Серпухов;
n.s.kukin@mail.ru

В работе рассматривается оптимизация вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики неисправностей промышленного оборудования. В качестве оптимизируемых параметров приняты вероятность ложной тревоги и вероятность обнаружения неисправности, являющиеся общепринятыми метриками эффективности систем анализа обстановки и принятия решений. Задача оптимизации эксплуатационных характеристик декомпозирована до уровня влияющих технических параметров системы и сведена к нахождению оптимальных значений базового времени расчёта производных измеряемых технологических параметров и времени развития неисправности. Автоматизированная обработка обучающей выборки позволяет сократить затраты времени на создание системы предиктивной диагностики отказов промышленного оборудования. Приведён результат оптимизации вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма и получены оптимальные значения варьируемых параметров, а также в результате обучения и тестирования на реальных телеметрических данных питающего электронасоса турбоагрегата ТЭЦ получены оптимальные значения оптимизируемых параметров, по которому сделаны выводы и предложены дальнейшие действия для улучшения результата.

Ключевые слова: предиктивная диагностика; нейронная сеть; обучающая выборка; исторические данные; аварийная ситуация; предаварийное состояние; время развития отказа; вероятность пропуска аварии; вероятность ложной тревоги

Цитирование: Некрасов, И. В. Оптимизация вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики отказов промышленного оборудования за счёт автоматизированной обработки обучающей выборки / И. В. Некрасов, Ю. Д. Константиновский, Н. С. Кукин // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 81-92. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-81-92

Введение

В настоящее время в промышленности большое распространение получили так называемые системы предиктивной диагностики оборудования, принцип работы которых основан на анализе фактических измерений технологических параметров объекта и классификации его

текущего состояния как «нормальное» или «аварийное» («предаварийное»). Детальный обзор систем указанного типа представлен, например, в [1, 2, 3 и проч.]. Исследуя перечисленные обзорные статьи, а также прочие источники, можно прийти к выводу, что несмотря на многообразие применяемых подходов и расчётных методов (таких, например, как экстраполяция временных рядов, математическое моделирование, спектральный и волновой анализ, машинное обучение, геометрические методы и многих других), общими проблемными местами подобных систем остаются всевозможные настроечные параметры применяемых алгоритмов, значения которых, как правило, задаются экспертно или подбираются итеративно [4, 5]. Варьирование настроечных параметров может значительно изменить область применимости выбранного метода диагностики как в сторону улучшения точности результатов расчёта, так и в сторону потери адекватности получаемого результата. В настоящей работе предложена комплексная методика формализации, оценки и оптимизации качества работы алгоритмов предиктивной диагностики. Настоящее исследование проведено на примере нейросетевого алгоритма, однако предложенный подход вполне может применяться к системам рассмотренного типа без ограничений применяемой технологии классификации состояний.

1 Формулировка задачи предиктивной диагностики на базе нейронной сети

Типовая система предиктивной диагностики, построенная на базе алгоритма классификации (в данном случае, основанного на технологии нейронной сети) текущего состояния оборудования, имеет следующую структурную схему [2, 6]:

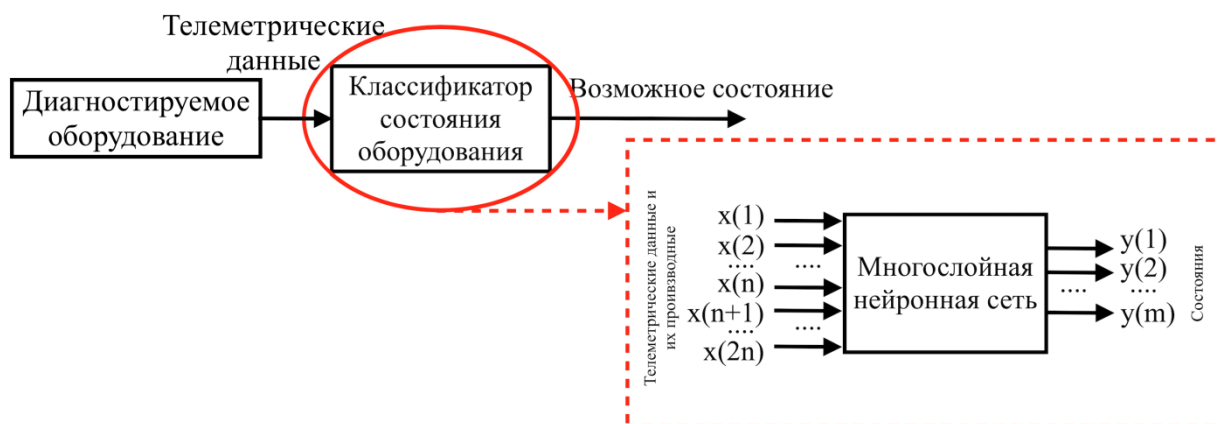


Рисунок 1 – Структурная схема системы предиктивной диагностики

Основным элементом системы является так называемый алгоритм классификации [3], отвечающий за определение состояния диагностируемого оборудования. На вход обученного классификатора поступают телеметрические данные, по которым на выходе генерируются флаги состояния оборудования, соответствующие заранее размеченным областям нормального или аварийного функционирования. В данной работе рассматривается классификатор, построенный в работе [7] на базе нейронной сети, обученной на исторических измерениях параметров работы реального оборудования с применением известной сетки возможных состояний оборудования. Сетка состояний оборудования в простейшем случае определяется как минимум одной булевой переменной «0 = нормальная работа», «1 = аварийное состояние», однако на практике оба состояния могут быть разделены на уточнённые области, например, по конкретным типам аварий, либо режимам работы оборудования [7].

Очевидно, что для обучения нейронной сети по каждой области состояния необходимо точно разделить обучающую выборку и поставить полученные наборы данных в соответствие конкретной неисправности или режиму работы. Например, для разделения области данных в

обобщённом виде (без привязки к конкретной аварии) может быть использована классическая кривая деградации оборудования [8, 9], описывающая отказ как процесс снижения вероятности его безаварийной работы (см. рисунок 2). Как видно из рисунка, развитие отказа – это процесс, характеризующийся тремя граничными параметрами:

- точка P – обнаружение потенциального отказа;
- точка F – наступление функционального отказа;
- T – время развития отказа.

Заметим, что после наступления функционального отказа оборудования в точке F через некоторое время наступает авария, являющаяся конечной стадией деградации. То есть процесс деградации после точки функционального отказа можно считать необратимым.

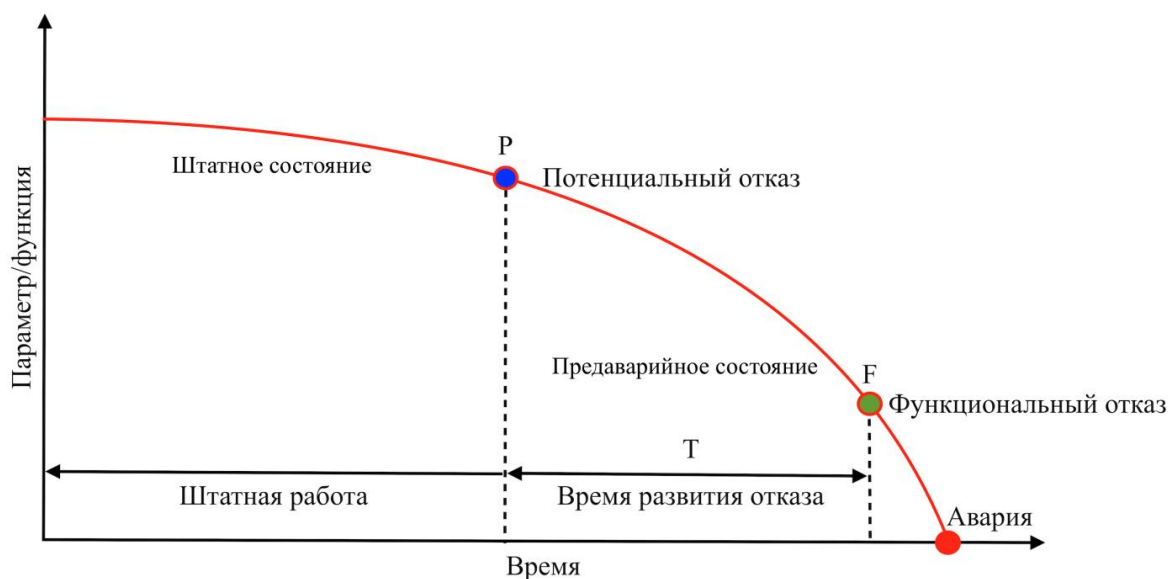


Рисунок 2 – Развитие аварии оборудования

Таким образом, точки P и F (рисунок 2) с эксплуатационной точки зрения обозначают временные границы этапов деградации оборудования, а с точки зрения обработки измеренных параметров выполняют функцию разметки данных [10] на участки, соответствующие указанным этапам деградации.

2 Разметка измеренных данных для обучения нейросети и их связь с граничными параметрами деградации

В большинстве случаев каждый из указанных в разделе 1 граничных параметров $\{P, F, T\}$ является неопределённым, в результате достоверным событием [11] является только точка наступления аварии (обозначена как «Авария» на рисунке 2). Фактически, эффективность практического применения алгоритма классификации состояния оборудования определяется качеством обучения нейронной сети по области «Предаварийное состояние» (рисунок 2). При выборе малого интервала $P-F$ объём обучающей выборки, соответствующей предаварийному состоянию, будет недостаточен и выльется в «недообученность» нейронной сети, что, в свою очередь, не позволит обнаруживать неисправность с достаточной степенью достоверности. Данная ситуация в литературе получила название «пропуск события» или «ошибка первого рода» [12]. Однако, при расширении интервала $P-F$ возрастает риск попадания в об-

ласть «Предаварийное состояние» данных, соответствующих штатной работе и никаким образом не связанных с потенциальной точкой отказа. В итоге правило классификации будет распознавать штатные условия работы оборудования как событие наступления аварии, что соответствует определению «ложная тревога» или «ошибка второго рода» [12]. Для обучения классификатора на основе нейронной сети необходимо точно сформировать обучающую выборку. Телеметрические данные в обучающей выборке должны точно соотноситься с состоянием оборудования, соответственно необходимо точно определить точку, соответствующую отказу, а также период предаварийного состояния T .

Как подробно описано в теории автоматического регулирования [13], существенного улучшения качества работы систем управления динамическими объектами и процессами, включая такие задачи как управление, идентификация, прогнозирование и т.п., можно добиться путём учёта динамики изменения входных параметров. Как было сказано выше, в нашем случае рассматривается процесс развития отказа во времени, что по определению попадает под классификацию «динамический процесс». Для оптимизации внедряемого нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики выбран наиболее простой способ учёта динамики входных параметров, а именно подача их производных на вход нейронной сети (рисунок 1) по аналогии с введением дифференцированного сигнала в канал управления динамическим объектом [13]. Применение производных по каждому из параметров в качестве дополнительных входов нейронной сети позволяет учесть не только мгновенные значения, поступающие на вход, а также и динамику процесса (1).

$$x_i^{dev} = \frac{x_i(t_0) - x_i(t_0 - T_{dev})}{T_{dev}}, \quad (1)$$

где $x_i(t_0)$ – мгновенное значение технологического параметра в момент времени t_0 ; $x_i(t_0 - T_{dev})$ – мгновенное значение технологического параметра в момент времени $x_i(t_0 - T_{dev})$; T_{dev} – опорное время расчёта производной технологического параметра.

Таким образом, точность работы нейронной сети повышается за счёт добавления дополнительной полезной информации на входе, но при этом появляется дополнительный настроечный параметр в виде временной базы расчёта производных входных параметров нейронной сети T_{dev} .

3 Постановка задачи поиска настроечных параметров нейросетевого алгоритма

Как показано выше, исследуемый нейросетевой алгоритм имеет два настроечных параметра – время развития отказа T и опорное время расчёта производной T_{dev} . Без ограничения общности для поиска оптимальных настроек применим метод прямого перебора [14]. Будем исследовать качество работы алгоритма на имеющейся исторической выборке отказов оборудования, изменяя настроечные параметры $\{T, T_{dev}\}$. Очевидно, что для организации данной процедуры поиска необходимо сначала определиться с критерием оценки качества. Для этого обратимся к классическим определениям вероятностных понятий эффективности систем обнаружения, поиска и идентификации (см. раздел далее).

3.1 Критерий эффективности работы систем предиктивной диагностики

С учётом того, что основной задачей рассматриваемого алгоритма предиктивной диагностики является обнаружение предаварийных/нештатных режимов оборудования на основе анализа имеющихся измерений, к системе напрямую могут применяться стандартные требования и методы оценки систем выделения полезного сигнала на фоне помех [15]. Главными эксплуатационными характеристиками систем обнаружения являются:

- вероятность пропуска сигнала [15], также именуемая в математической литературе как «ошибка первого рода» [12];
- вероятность ложной тревоги по обнаружению сигнала [15], соответствующая названию «ошибка второго рода» [12];

В терминах рассматриваемой задачи предиктивной диагностики ошибка первого рода напрямую соотносится с пропуском поломки, то есть определяется как неверная классификация неисправного оборудования в качестве штатно работающего. Ложная тревога, напротив, определяется как неверная классификация штатно работающего оборудования в качестве неисправного. Вероятности пропуска поломки (ошибки первого рода) P_1 и ложной тревоги P_2 (ошибки второго рода) определяются по формулам (2-3).

$$P_1 = \frac{\sum_{i=2}^m FN_i}{N_{fail}}, \quad (2)$$

где FN_i – количество неверно классифицированных состояний, соответствующих предаварийному состоянию; N_{fail} – общее число точек, характеризующих предаварийное состояние.

$$P_2 = 1 - \frac{N - \sum_{i=2}^m FP_i}{N}, \quad (3)$$

где FP_i – количество неверно классифицированных состояний, соответствующих штатному состоянию, N – общее количество точек, характеризующих штатное состояние.

В качестве комплексного критерия качества, учитывающего обе вероятностные характеристики P_1 и P_2 , уместно предложить линейную свёртку с равноправными весовыми коэффициентами:

$$J = P_1 + P_2 \rightarrow \min, \quad (4)$$

где P_1 – вероятность пропуска поломки, P_2 – вероятность ложной тревоги.

Введение функционала качества данного вида целесообразно, т.к. параметрами, определяющими качество работы системы предиктивной диагностики, являются именно вероятности (2) и (3), которые взаимосвязаны между собой через интегральные вероятностные функции [15]. Следовательно, их оптимизация по отдельности не является возможной.

3.2 Методика автоматизированного поиска настроечных параметров нейронной сети

После выбора варьируемых параметров $\{T, T_{dev}\}$ и критерия оптимальности работы системы предиктивной диагностики J можем переходить к созданию итеративной процедуры оптимизации настроечных параметров алгоритма обнаружения. Как упоминалось выше, процедура поиска оптимального сочетания настроечных параметров включает в себя автоматизированную методику обработки обучающей выборки. Исходные данные оптимизации представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные оптимизации

Данные	Обозначение
Массив исторических измерений технологических параметров в виде точек данных с метками времени	$\{x_k(t_n), t_n\}$
Массив достоверно зафиксированных исторических событий отказов в виде перечня событий $fault_m$ с наименованием типа отказа и метки времени события t_m	$\{fault_m, t_m\}$

Оптимизационные расчёты на каждой итерации выполняются по следующему алгоритму.

1. Задание пробных значений настроечных параметров $\{T_i, T_{dev_j}\}$ для текущей итерации;

2. Разбиение множества исторических измерений технологических параметров обучающей выборки на области предаварийного и нормального состояния по каждому достоверно зафиксированному отказу с учётом глубины забора предаварийных значений за период времени T_i , предшествующий каждому из зафиксированных отказов (см. рисунок 2):

$$fault_set_m = \{x_k(t_n), t_n\} \quad | \quad (t_m - T_i) \leq t_n \leq (t_m),$$

где $\{x_k(t_n), t_n\}$ – часть точек массива исторических измерений технологических параметров оборудования, ограниченная временными отрезками предаварийного состояния; t_m – метка времени события m -го отказа; T_i – время развития отказа, принятое на текущей i -й итерации процедуры поиска оптимальных настроечных параметров;

3. Обучение нейронной сети на размеченных в п. 2 данных предаварийного и нормального состояния. Обучение сети производится методом градиентного спуска с учителем [10] с помощью библиотеки «scikit-learn», в частности с использованием класса «MLPClassifier», изменяемые параметры которого можно подробно изучить на официальном сайте [16].

4. Тестирование работы обученной нейронной сети на тестовой выборке достоверно зафиксированных аварийных ситуаций, сформированной из множества исторических измерений технологических параметров. Фиксация фактических вероятностных характеристик обнаружения аварийных ситуаций в тестовой выборке:

$$\{P_1, P_2\}_{ij};$$

5. Подсчёт критерия оптимизации для текущего сочетания параметров $\{T_i, T_{dev_j}\}$:

$$J_{ij} = P_{1ij} + P_{2ij};$$

6. Переход к следующей итерации с сочетанием параметров $\{T_{(i+1)}, T_{dev_j}\}$ или $\{T_i, T_{dev_j+1}\}$.

Очевидно, что описанная процедура перебора параметров [14] должна осуществляться в заданных границах, определяемых на основании физических параметров. Для границы развития неисправности начальной точкой отсчёта является точка функционального отказа F (рисунок 2). Временной интервал развития неисправности T отсчитывается «назад» по временной шкале от указанной точки так, что при его увеличении область значений, соответствующая предаварийному состоянию, увеличивается. Базовое время расчёта производной T_{dev} отсчитывается от некоторого минимального значения T_{min} в сторону увеличения. Теоретическим нижним пределом может служить рекомендация теоремы Котельникова [13], согласно которой T_{min} должен в несколько раз превосходить частоту квантования дискретного сигнала по времени. На практике, с учётом того, что развитие отказа является медленно текущим процессом (длительностью, как правило, от нескольких дней до нескольких месяцев), значение T_{min} выбирается на уровне нескольких часов.

В результате работы описанной процедуры поиска путём прямого сравнения значений критерия формулы (4) определяются оптимальные значения варьируемых величин $\{T, T_{dev}\}$, соответствующие минимуму суммы вероятностей ошибок первого и второго рода.

4 Экспериментальная отработка методики на реальном промышленном объекте

Настоящая работа является продолжением цикла работ авторов, направленных на практическое применение алгоритмов предиктивной диагностики оборудования на реальных промышленных объектах. В качестве объекта применения алгоритма предиктивной диагностики и апробации предложенной методики выбран один из механических узлов теплоэлектростанция (ТЭЦ), а именно питательный электронасос (ПЭН). По аналогии с [7] выбор сделан исходя из имеющейся в наличии телеметрической информации, а также объективного перечня зафиксированных отказов. В то же время ПЭН является важным элементом технологической цепочки производства электроэнергии, и его отказ может привести к снижению объёма выпуска или полному выводу энергоблока из работы (рисунок 3).

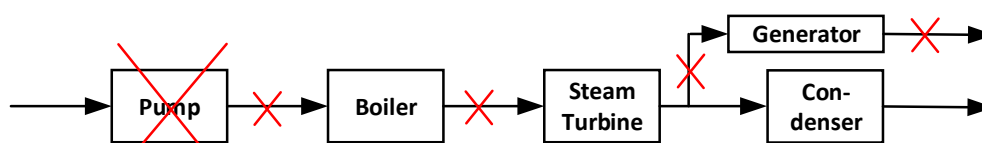


Рисунок 3 – Отказ ПЭН и его влияние на выработку электроэнергии

В качестве технологии для построения системы диагностики выбрана многослойная нейронная сеть, т.к. технология их обучения на исторических данных в настоящее время хорошо отработана [17]. Далее приводятся результаты применения методики автоматизированного поиска настроечных параметров нейронной сети алгоритма поиска неисправностей, позволившая оптимизировать эксплуатационные характеристики системы предиктивной диагностики.

4.1 Результаты оптимизации вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма

В рамках поставленного вычислительного эксперимента имеющаяся база исторических измерений технологических параметров ПЭН была разбита на обучающую и тестовую выборку [10] в пропорции 50% на 50%. Дополнительно 10% от обучающей выборки было использовано для задач валидации. Исторические данные были выгружены из централизованной SCADA-системы ТЭЦ и составили в количественном выражении:

- объём обучающей выборки – 12867 срезов данных;
- объём тестовой выборки – 12867 срезов данных;
- объём валидационной выборки – 1287 срезов данных.

На первом шаге было проведено варьирование величины времени расчёта производной T_{dev} , которое дало оптимальное значение, равное $T_{dev}^* = 120$ часов. Заметим, что это значение укладывается в понятие медленно изменяющегося процесса [13], который характерен для постепенной деградации агрегата [8, 9].

Дальнейшее определение оптимального значения длительности развития неисправности T осуществлялось при фиксированном значении T_{dev} . В результате варьирования величины длительности развития неисправности T получены графики вероятностных характеристик P_1 и P_2 (рисунок 4), а также сводного критерия оптимальности J (рисунок 5).

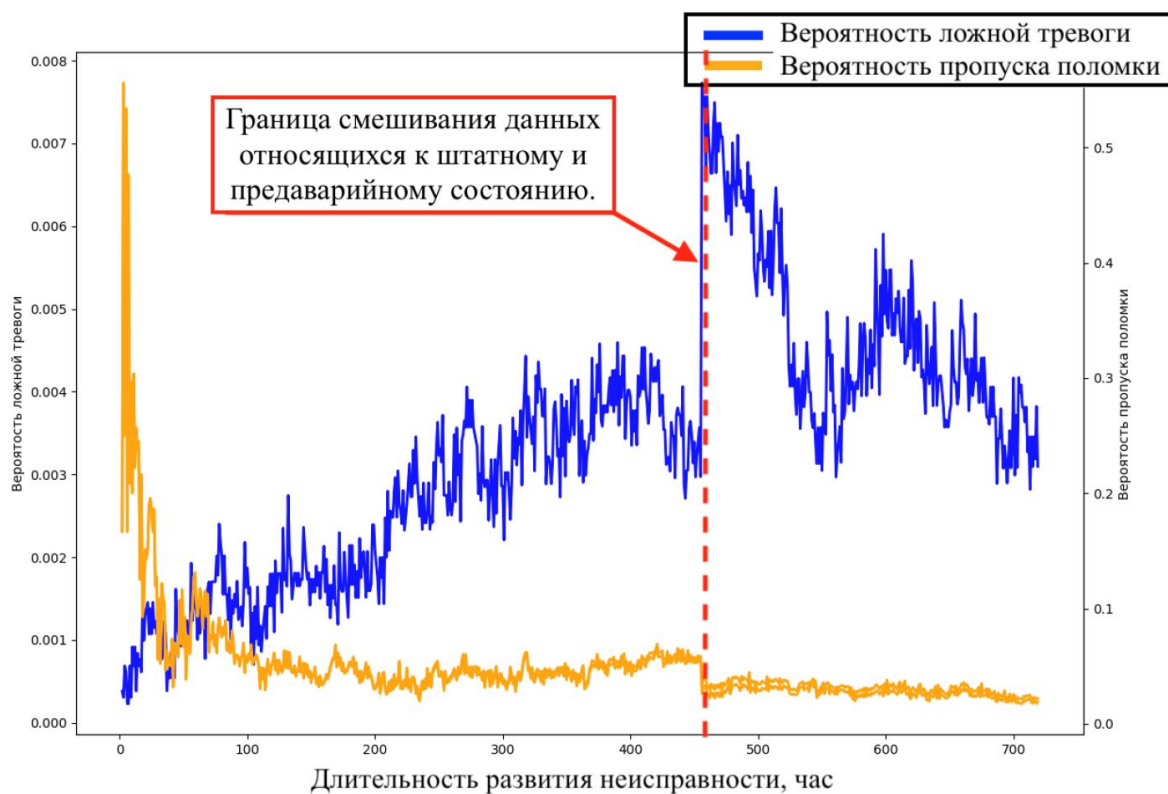


Рисунок 4 – Вероятности ложной тревоги и пропуска поломки при варьировании времени развития неисправности



Рисунок 5 – Значение функционала качества в зависимости от параметра T

Как видно из рисунка 4, при задании малого интервала развития неисправности (левая часть графика) происходит пропуск поломки с высокой вероятностью, что объясняется недостаточностью данных в размеченной области «предаварийное состояние». Однако, с увеличением интервала развития отказа вероятность ошибки первого рода начинает стремиться к определённому оптимальному значению, в данном случае равному $P_1 = 0,0213$, в то же время вероятность ложной тревоги растёт умеренно и достигает в этой точке значения $P_2 = 0,0032$. На рисунке 5 показана точка, соответствующая минимальному значению функционала качества (4) и определяющая оптимальное значение времени развития неисправности T . Минимальное значение равно $J_{min} = 0,0213$ и соответствующее этому значению время развития отказа $T = 234$ часа.

В целом, по графикам (рисунки 4–5) видно, что корректность разметки данных на области предаварийного и штатного состояния оборудования является ключевым параметром, влияющим на показатели эффективности нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики. При попадании в обучающую выборку, соответствующую предаварийному состоянию системы, даже небольшого количества срезов данных штатного состояния приводит к резкому росту вероятности ложной тревоги P_2 . При этом наблюдается незначительный спад вероятности пропуска аварии P_1 , предположительно не связанный с объективными улучшениями качества работы нейросетевого классификатора, но объясняемый «массовостью» данных, размеченных как предаварийное состояние (в предельном случае, любое состояние системы можно объявить как предаварийное – в этом случае в системе постоянно будет высвечен флаг «авария», а вероятность пропуска аварии будет обеспечена на уровне $P_1 = 0\%$, однако польза от подобной системы очевидным образом будет сведена к нулю).

При валидации работы нейросетевого алгоритма с оптимизированными настроечными параметрами и полученными выше вероятностными характеристиками получены следующие результаты работы системы предиктивной диагностики:

- точность при проверке на тестовой выборке 0,966;
- вероятность ложной тревоги 0,0032.

Заключение

В результате проведённого исследования предложен комплексный и автоматизированный процесс оптимизации вероятностных эксплуатационных характеристик нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики отказов промышленного оборудования. За счёт применения предложенной методики автоматизированной обработки обучающей выборки удалось оптимизировать характеристики нейросетевого алгоритма предиктивной диагностики по двум основным эксплуатационным параметрам:

- минимизация вероятности ложной тревоги;
- максимизация вероятности обнаружения неисправности.

Таким образом, можно сделать вывод, что использование комплексного подхода в автоматизированной оптимизации параметров нейросетевого алгоритма позволяет улучшить эксплуатационные характеристики системы предиктивной диагностики. В данной работе рассмотренные настроечные параметры ограничены только двумя характеристиками, являющимися внешними по отношению к используемой нейронной сети. Дальнейшие исследования авторов предполагаются в области оптимизации параметров самой нейронной сети, применяемой в алгоритме классификации состояния.

Список использованных источников

1. Divya, D. Review of fault detection techniques for predictive maintenance / D. Divya, B. Marath, M. B. Kumar // *Journal of Quality in Maintenance Engineering*. 2022. – Vol. 29, No. 2, pp. 420-441. DOI: 10.1108/JQME-10-2020-0107.
2. Data-driven Machinery Fault Detection : A Comprehensive Review / D. Neupane, M. R. Bouadjeneq, R. Dazeley, S. Aryal ; School of IT. – Australia : School of IT, 2024. – 50 p.
3. Fernandes, M. Machine learning techniques applied to mechanical fault diagnosis and fault prognosis in the context of real industrial manufacturing use-cases: a systematic literature review / M. Fernandes, J. M. Corchado, G. Marreiros // *Applied Intelligence*. – 2022. – Vol. 52, pp. 14246-14280. DOI: 10.1007/s10489-022-03344-3
4. Агасиев, Т. А. Мета-модельный метод перманентной настройки параметров алгоритмов оптимизации / Т. А. Агасиев, А. П. Карпенко // *Машиностроение и компьютерные технологии: наука и образование / Электронный журнал МГТУ им. Н.Э.Баумана*. – 2016. – № 9. – С. 92-110.
5. Каширина, И. Л. Исследование и сравнительный анализ методов оптимизации, используемых при обучении нейронных сетей / И. Л. Каширина, В. М. Демченко // *Вестник Воронежского Государственного Университета. Серия: Системный анализ и информационные технологии*. – 2018. – № 4. – С. 123-132. DOI: 10.17308/sait.2018.4/1262.
6. ГОСТ Р 53564-2009. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Требования к системам мониторинга : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утверждено и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии : дата введения. 2009-15-12. – Москва: Стандартинформ, 2019. – 19 с.
7. Nekrasov, I. V. Predictive Diagnostics of Power Generating Equipment Failures Based on Neural Network Technology / I. V. Nekrasov, Yu. D. Konstantinovskiy, N. S. Kukin. // 5th International Conference on Neural Networks and Neurotechnologies (NeuroNT'2024). – 2024. Принято к публикации. (<https://events.etu.ru/#/application/8096/info> - требуется авторизация)
8. Федотов, А. В. Основы теории надежности и технической диагностики: конспект лекций / А. В. Федотов, Н. Г. Скабкин. – Омск : Издательство Омского Государственного Технического Университета, 2010. – 64 с.
9. Шмидт, А. А. Анализ научно-методического аппарата диагностики и контроля, мониторинга и прогнозирования технического состояния военной техники связи / А. А. Шмидт, А. В. Косырев // *Техника средств связи*. – 2023. – №4 (164). – С. 81-92.
10. Smola, A. Introduction to machine learning / A. Smola, S. V. N. Vishwanathan. – UK : Cambridge University Press, Cambridge, 2008. – 234 p. (pp.136-137).
11. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – Москва : Высшая школа, 1972. – 368 с.
12. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н. Джонсон, Ф. Лион.; пер. с англ. под ред. Э. К. Лецкого. – Москва : Мир, 1980. – 611 с.
13. Солодовников, В. В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования: Учебное пособие для приборостроительных специальностей ВУЗов / В. В. Солодовников, В. Н. Плотников, А. В. Яковлев. – Москва : Машиностроение, 1985. – 535 с.
14. Аттетков, А. В. Методы оптимизации / А. В. Аттетков, С. В. Галкин, В. С. Зарубин. – Москва : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 440 с.
15. Чердынцев, В. А. Прием сигналов на фоне помех. Учебное пособие для студентов радиотехнических специальностей / В. А. Чердынцев. – Минск : Белорусский Государственный Университет Информатики и Радиоэлектроники, 2007. – 148 с.
16. Scikit-learn reference // *Python Package Index* : [сайт Machine learning in Python]. – 2024. – URL: <https://scikit-learn.org/> (дата обращения 27.05.2024).
17. Croall, I. F. Industrial Applications of Neural Networks / I. F. Croall, J. P. Mason (Eds.). – Luxembourg : ECSC – EEC – EAEC, 1992. – 312 p.

Optimization of probabilistic operational characteristics of a neural network algorithm for predictive diagnostics of industrial equipment failures through automated processing of a training sample

I. V. Nekrasov

Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher;
V. A. Trapeznikov Institute of Control Sciences RAS,
Moscow, Russian Federation;
ivannekr@mail.ru

Yu. D. Konstantinovskiy

Student;
Bauman Moscow State Technical University, Moscow,
Russian Federation;
uran9000@mail.ru

N. S. Kukin

Candidate of Science (Engineering), Head of the group;
Autonomous Non-Profit Organization
“Institute of Engineering Physics”, Serpuhov, Russian
Federation;
n.s.kukin@mail.ru

The paper considers the optimization of probabilistic operational characteristics of a neural network algorithm for predictive diagnostics of industrial equipment malfunctions. The probability of a false alarm and the probability of detecting a malfunction are accepted as optimized parameters, which are generally accepted metrics for the effectiveness of situation analysis and decision-making systems. The task of optimizing operational characteristics is decomposed to the level of influencing technical parameters of the system and reduced to finding the optimal values of the base calculation time of the derivatives of the measured technological parameters and the time of fault development. Automated processing of the training sample allows you to reduce the time spent on creating a system for predictive diagnostics of industrial equipment failures. The result of optimization of the probabilistic operational characteristics of the neural network algorithm is presented and optimal values of the variable parameters are obtained, as well as a result of training and testing on real telemetry data of the electric power pump of the turbine unit of the CHP, optimal values of the optimized parameters are obtained, according to which conclusions are drawn and further actions are proposed to improve the result.

Keywords: predictive diagnostics; neural network; training sample; historical data; emergency; pre-emergency condition; time of failure development; false-negative alarm; false-positive alarm

Citation: Nekrasov, I. V., Konstantinovskiy, Yu. D. and Kukin, N. S. (2024), “Optimization of probabilistic operational characteristics of a neural network algorithm for predictive diagnostics of industrial equipment failures through automated processing of a training sample”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 81-92. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-81-92. (In Russian; abstract in English).

References

1. Divya, D., Marath, B. and Kumar, M. B. (2022), “Review of fault detection techniques for predictive maintenance”, *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, vol. 29, no. 2, pp. 420-441. DOI: 10.1108/JQME-10-2020-0107.
2. Neupane, D., Mohamed, R. B., Dazeley, R. and Aryal, S. (2024), *Data-driven Machinery Fault Detection: A Comprehensive Review*, School of IT, Deakin University, WaurnPonds, Geelong, Australia.
3. Fernandes, M., Corchado, J. M. and Marreiros, G. (2022), “Machine learning techniques applied to mechanical fault diagnosis and fault prognosis in the context of real industrial manufacturing use-cases: a systematic literature review”, *Applied Intelligence*, vol. 52, pp. 14246-14280. DOI: 10.1007/s10489-022-03344-3

4. Agasiev, T. A. and Karpenko, A. P. (2016), “Meta-model method of permanent parameter tuning of optimization algorithms”, *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii. Nauka i obrazovanie. Elektronnyy zhurnal MGTU im. N. E. Baumana*, vol. 9, pp. 92-110. (In Russian).
5. Kashirina, I. and Demchenko, M. (2018), “Research and comparative analysis of optimization methods used in training neural networks”, *Vestnik Voronezhskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya: Sistemnyy analiz i informatsionnye tekhnologii*, pp. 123-132. DOI: 10.17308/sait.2018.4/1262. (In Russian).
6. Federal Agency for Technical Regulation and Metrology (2019), *GOST P 53564-2009: Monitoring sostoyaniya oborudovaniya opasnykh proizvodstv. Trebovaniya k sistemam monitoringa*. [GOST P 53564-2009. Monitoring of the equipment condition of hazardous industries. Requirements for monitoring systems], Standartinform, Moscow, Russia. (In Russian).
7. Nekrasov, I. V., Konstantinovskiy, Yu. D. and Kukin, N. S. “Predictive Diagnostics of Power Generating Equipment Failures Based on Neural Network Technology”, *5th International Conference on Neural Networks and Neurotechnologies (NeuroNT'2024)*. Saint Petersburg Electrotechnical University "LETI" – accepted for publication. (<https://events.etu.ru/#/application/8096/info> - authorization is required)
8. Fedotov, A. V. and Skabkin, N. G. (2010), *Osnovy teorii nadezhnosti i tekhnicheskoy diagnostiki: konspekt lektsiy* [Fundamentals of reliability theory and technical diagnostics: lecture notes], Izdatel'stvo Omskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta, Omsk, Russia. (In Russian).
9. Schmidt, A. A. and Kozyrev, A. V. (2023), “Analiz nauchno-metodicheskogo apparata diagnostiki i kontrolya, monitoringa i prognozirovaniya voennoy tekhniki svyazi”, *Tekhnika sredstv svyazi*, vol. 164, no. 4, pp. 81-92. (In Russian).
10. Smola, A. and Vishwanathan, S. V. N. (2008), *Introduction to machine learning*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
11. Gmurman, V. E. (1972), *Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika* [Probability theory and mathematical statistics], Vishaya Shkola, Moscow, Russia. (In Russian).
12. Johnson, N. and Lyon, F. (1980), *Statistika i planirovanie eksperimenta v tekhnike i nauke. Metody obrabotki dannykh* [Statistics and experiment planning in engineering and science. Data processing methods], Translated from English by E. K. Letsky (ed.), Mir, Moscow, Russia. (In Russian).
13. Solodovnikov, V. V., Plotnikov, V. N. and Yakovlev, A. V. (1985), *Osnovy teorii i element system avtomaticheskogo regulirovaniya: Uchebnoe posobie dlya priborostroitel'nykh spetsial'nostey VUZov* [Fundamentals of theory and elements of automatic control systems: A textbook for instrument-making specialties of universities], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
14. Attetkov, A. V., Galkin, S. V. and Zarubin, V. S. (2003), *Metody optimizatsii* [Optimization methods], Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Baumana, Moscow, Russia. (In Russian).
15. Cherdyn'tsev, V. A. (2007), *Priem signalov na fone pomekh. Uchebnoe posobie dlya studentov radiotekhnicheskikh spetsial'nostey* [Reception of signals against the background of interference. A textbook for students of radio engineering specialties], Belorusskiy Gosudarstvennyy Universitet Informatiki b Radioelektroniki, Minsk, Belarus. (In Russian).
16. Scikit-learn reference (2024), available at: <https://scikit-learn.org/> (Accessed 27 August 2024).
17. Croall, I. F. and Mason, J. P. (Eds.) (1992), *Industrial Applications of Neural Networks*, ECSC — EEC — EAEC, Brussels, Luxembourg.



Частота совпадения зубьев в вибродиагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД

А. Е. Сундуков

кандидат технических наук,
технический директор
ООО «ПКФ «ТСК», г. Самара;
sunduckov@mail.ru

Е. В. Шахматов

академик Российской академии наук, заведующий кафедрой
автоматических систем энергетических установок имени академика
РАН Владимира Павловича Шорина;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королёва, г. Самара;
shakhm@ssau.ru

Работоспособность авиационного ГТД с редуктором во многом определяется техническим состоянием этого узла. Виброакустическая диагностика является наиболее эффективным методом выявления дефектов роторных машин. Общеизвестно, что наиболее информативными диагностическими признаками дефектов зубчатых зацеплений являются интенсивности зубцовой гармоники и её кратных. Однако, в этом случае необходимо проводить виброизмерения в широком частотном диапазоне. На примере дефектов редуктора двигателя НК-12 показано, что использование параметров частоты совпадения зубьев позволяет сократить исследуемый частотный диапазон более чем на два порядка и повысить эффективность диагностики таких дефектов, как износ зубьев и величина бокового зазора.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; редуктор; износ боковых поверхностей зубьев; боковой зазор; частота совпадения зубьев; диагностические признаки

Цитирование: Сундуков, А. Е. Частота совпадения зубьев в вибродиагностике технического состояния редукторов авиационных ГТД / А. Е. Сундуков, Е. В. Шахматов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 93-98. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-93-98

Введение

Для обеспечения оптимальной частоты вращения воздушных винтов и вентиляторов в авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) используются планетарные редукторы. Основными их дефектами являются износ боковых поверхностей зубьев и рост величины бокового зазора. Наибольшее их развитие происходит в паре «солнечная шестерня – сателлиты». Эффективным методом контроля дефектов роторных машин является вибродиагностика [1, 2]. Основная опасность износа боковых поверхностей зубьев редукторов ГТД заключается в генерации высокочастотной вибрации, вызывающей поломки элементов конструкции компрессора [3, 4]. Практика вибродиагностики рассматриваемых дефектов показывает, что основными их диагностическими признаками являются зубцовая гармоника и параметры гармонического ряда от неё [1, 2].

Очевидно, что для рассматриваемых дефектов наиболее эффективными будут диагностические признаки на частоте совпадения максимальных значений дефектов сопрягаемых

зубчатых колес. Следовательно, это признаки на частоте совпадения зубьев (ЧСЗ) [5].

1 Постановка задачи и метод исследований

Указанные выше наиболее распространенные диагностические признаки требуют измерения вибрации в широком диапазоне частот. Частота первой зубцовой гармоники редукторов ГТД составляет несколько килогерц. Использование высших гармоник (рекомендованное их число – 5 [1]) потребует проведения виброизмерений в диапазоне до 20–30 килогерц. Передача высокочастотных колебаний по конструкции двигателя от источника до вибропреобразователя, установленного на стыке картеров редуктора и компрессора, приводит к их существенному затуханию. Описанные обстоятельства существенно усложняют решение задачи вибродиагностики рассматриваемых дефектов редукторов ГТД. Использование параметров ЧСЗ сокращает исследуемый частотный диапазон более чем на два порядка и обеспечивает прохождение используемой вибрации источника до вибропреобразователя практически без затухания.

Величина ЧСЗ определяется по следующему соотношению:

$$ЧСЗ = \frac{f_z * НОМ}{Z_1 * Z_2}$$

где f_z – частота зубцовой гармоники пары; НОМ – наибольший общий множитель в числах зубьев зубчатой пары; Z_1 , Z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса.

Для исследуемого редуктора ГТД НК-12 $f_z \approx 4560$ Гц (начиная с режима 0,4 номинального). Тогда для пары зубчатого зацепления «солнечная шестерня – сателлиты» ЧСЗ равно 31,6 Гц, пары зубчатого зацепления «шестерня вала – эпицикл» – 3,06 Гц.

2 Результаты и их обсуждение

Ниже представлены примеры использования диагностических признаков на ЧСЗ. При этом рассматривались четыре варианта износа:

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

2.1 Диагностические признаки величины износа

На рисунке 1 представлена зависимость глубины амплитудной модуляции (m_1) на частоте 15,8 Гц (0,5 от ЧСЗ). Исследовался узкополосный процесс в полосе $3f_p^* \pm 60$ Гц. Здесь f_p^* – частота вращения солнечной шестерни в приведённом движении.

Уравнение аппроксимации имеет вид $y = 2,516x + 0,065$, коэффициент корреляции $r = 0,73$. Следует отметить, что из всех рассмотренных вариантов износа здесь представлены данные с максимальным значением коэффициента корреляции.

На рисунке 2 приведена зависимость функции когерентности (K_1) на частоте 31,6 Гц по двум вибропреобразователям с осью чувствительности, ориентированной в горизонтальном

направлении. Вибропреобразователи установлены: один на стыке картеров компрессора и редуктора, другой на картере редуктора.

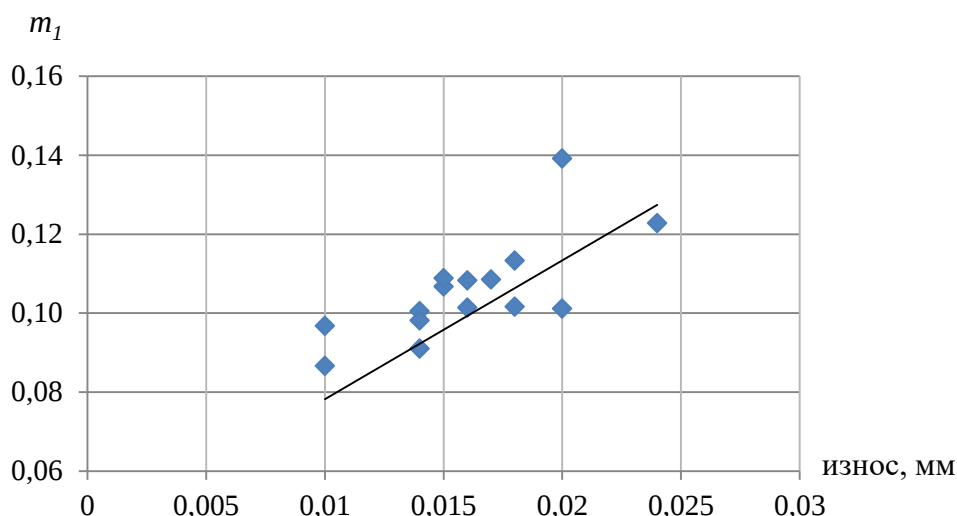


Рисунок 1 – Зависимость m_1 от величины износа 2

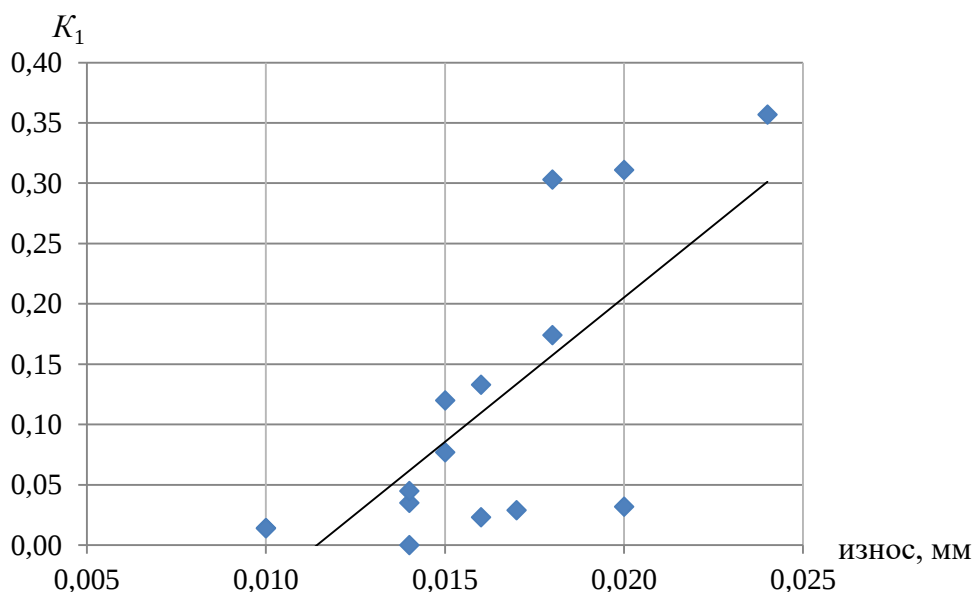


Рисунок 2 – Зависимость K_1 от величины износа 2

Уравнение аппроксимации имеет вид $y=23,22x-0,257$, $r=0,69$.

Представленные данные показывают, что максимальные значения коэффициента корреляции получены для случая максимального износа солнечной шестерни относительно исходной эвольвентограммы.

2.2 Диагностические признаки величины бокового зазора

На рисунках 3, 4 представлены зависимости индекса частотной модуляции ($ЧМ$) на частотах 0,5 ЧСЗ и ЧСЗ соответственно $\nu_{Б1}, \nu_{Б2}$. Исследовался узкополосный процесс около зубцовой гармоники пары «солнечная шестерня – сателлиты».

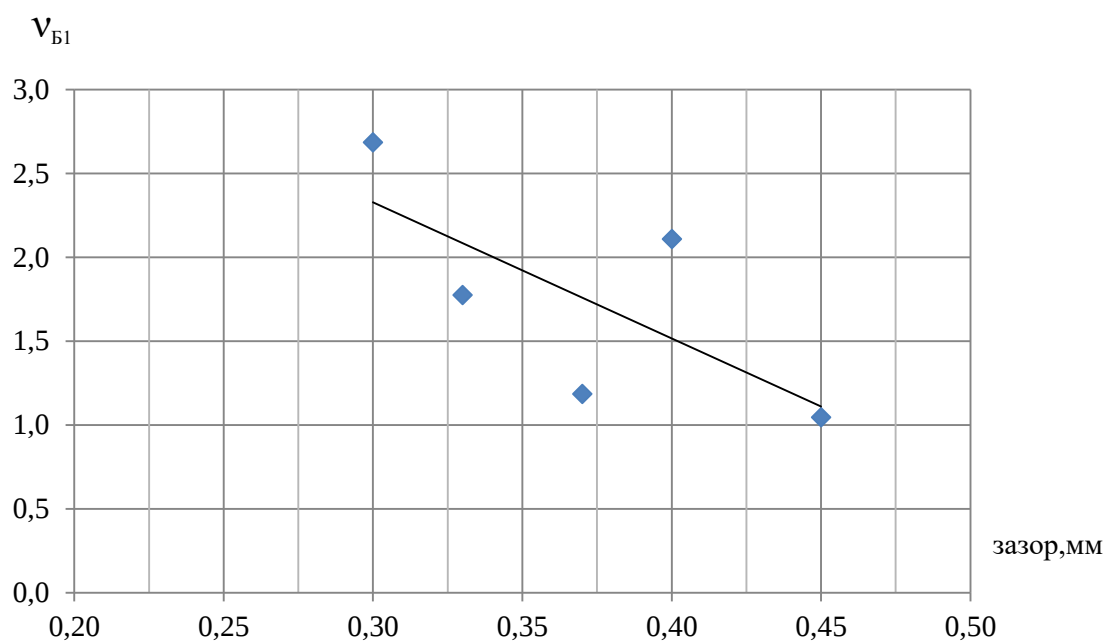


Рисунок 3 – Зависимость индекса ЧМ от величины бокового зазора, $r=0,71$

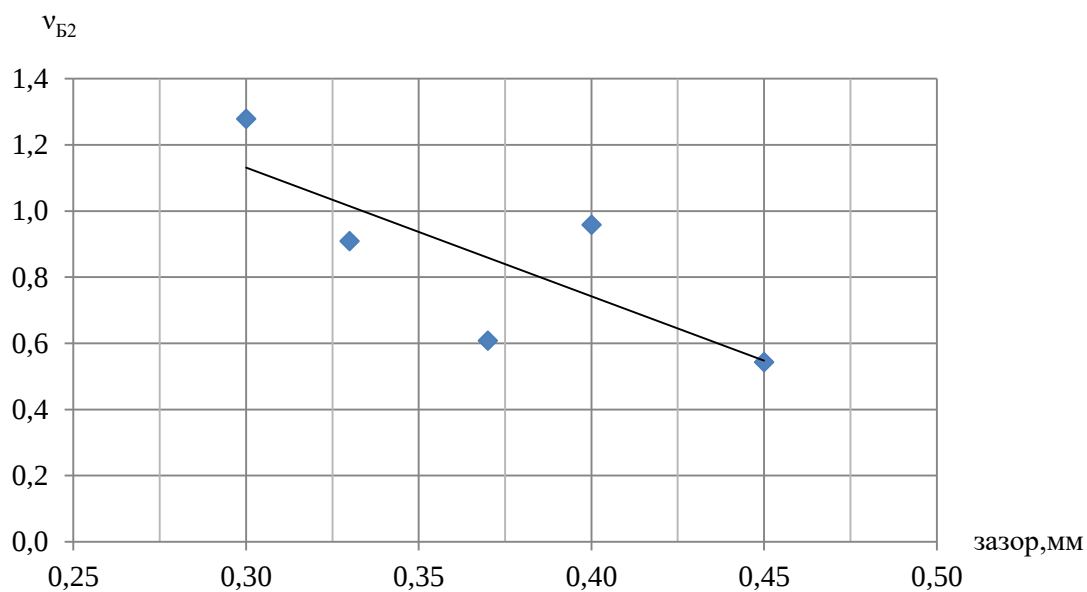


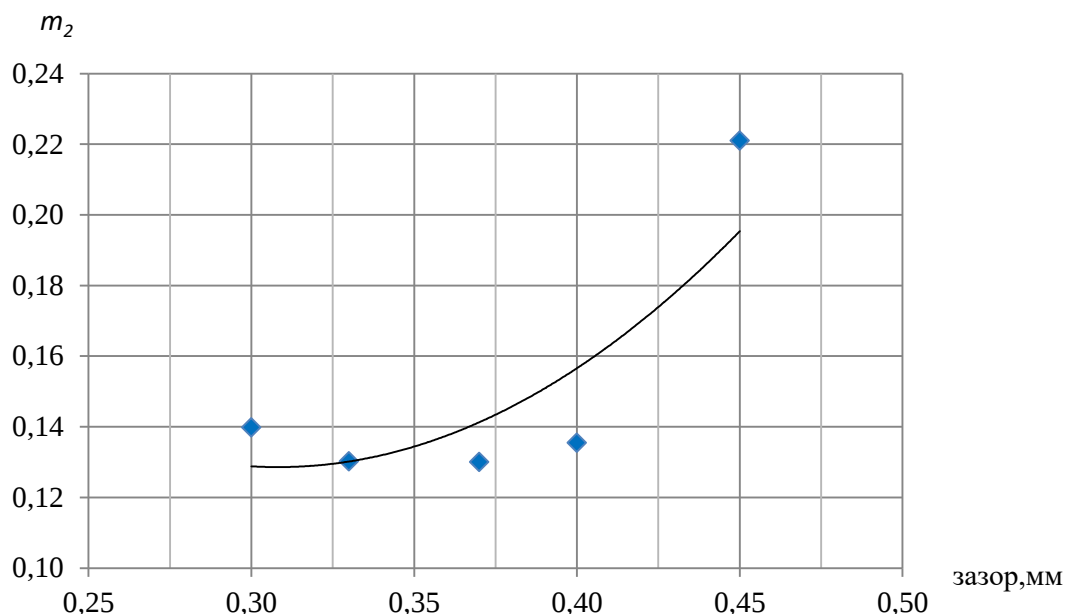
Рисунок 4 – Зависимость индекса ЧМ от величины бокового зазора, $r=0,77$

Уравнения аппроксимации соответственно имеют вид:

$$y = -8,1134x + 4,761,$$

$$y = -3,887x + 2,337.$$

На рисунке 5 представлена зависимость глубины амплитудной модуляции (m_2) на ЧСЗ пары «шестерня вала – эпицикл» от величины бокового зазора зубчатого зацепления.

Рисунок 5 – Зависимость m_2 от величины бокового зазора, $r=0.73$

Уравнение аппроксимации имеет вид: $Y=3,375x^2-2,044x+0,443$.

Как видно из рисунка 5, состояние зацепления пары «шестерня вала–эпицикл» оказывает влияние на вибрационные составляющие пары «солнечная шестерня – сателлиты». Это указывает на взаимное влияние этих пар на их вибрационное состояние. Следует отметить, что зависимости характеристик ЧСЗ от уровня исследуемых дефектов, как правило, имеют более высокое значение коэффициента корреляции по сравнению с другими диагностическими признаками.

Заключение

Использование параметров частоты совпадения зубьев в вибродиагностике величин износа и бокового зазора в планетарных редукторах ГТД позволяет сократить более чем на два порядка исследуемый частотный диапазон по сравнению с анализом зубцовых гармоник.

Список использованных источников

1. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 288 с.
2. Курушин, М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А. М. Курушин // Известия Самарского центра РАН. – 2014. – Т. 16, №4. – С. 132–136.
3. Балицкий, Ф. Я. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. Т. 7, кн. 2 Вибродиагностика / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова ; под общ. ред. В. В. Клюева. – Москва : Машиностроение, 2005. – 829 с.
4. Основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учебное пособие / В. Н. Костюков, А. П. Бойченко, С. Н. Бойченко, Е. В. Тарасов. – Омск: НТЦ «Динамика», 2007. – 286 с.
5. Совершенствование методов вибродиагностики износа зубьев шестерён дифференциального редуктора турбовинтового двигателя / А. А. Авраменко, А. Н. Крючков, С. М. Плотников, Е. В. Сундуков, А. Е. Сундуков // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технология и машиностроение. – 2018. – Т.17, №3. – С. 16-26.

Teeth matching frequency in vibration diagnostics of technical condition of aviation gas turbine engine gearboxes

A. E. Sundukov

Candidate of Science (Engineering), Technical Director;
PKF TSK, Samara, Russian Federation;
sundukov@mail.ru

E. V. Shakhmatov

Academician of the Russian Academy of Sciences, Head of
the Department of Power Plant Automatic Systems named
after Academician of the Russian Academy of Sciences
Vladimir Pavlovich Shorin;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
shakhm@ssau.ru

The performance of an aviation gas turbine engine with gearbox is largely determined by the technical condition of this unit. Vibroacoustic diagnostics is the most effective method for identifying defects in rotary machines. It is generally recognized that the most informative diagnostic signs of gearing defects are the intensity of tooth harmonic and its multiples. However, in this case it is necessary to carry out vibration measurements in a wide frequency range. On the example of defects of the NK-12 engine gearbox we have shown that the use of the parameters of teeth matching frequency can reduce the frequency range under study by more than two orders of magnitude and improve efficiency of diagnostics of such defects as teeth wear and backlash.

Keywords: gas turbine engine; gearbox; tooth flank wear; backlash; teeth matching frequency; diagnostic signs

Citation: Sundukov, A. E. and Shakhmatov, E. V. (2024), "Teeth matching frequency in vibration diagnostics of technical condition of aviation gas turbine engine gearboxes", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 93-98. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-93-98. (In Russian; abstract in English).

References

1. Genkin, M. D. and Sokolova, A. G. (1988), *Vibroacoustic Diagnostics of Machines and Mechanisms*, Mechanical Engineering Publ., Moscow, 288 p.
2. Kurushin, M. I., Balyakin, V. B. and Kurushin, A. M. (2014), "Experimental Studies of the Causes of Excitation of Vibrations in Turboprop Engine Elements with a Differential Gearbox", *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 16, no. 4, pp. 132–136.
3. Balitskiy, F.Ya., Barkov, A. V. and Barkova, N. A. (2005), *Non-Destructive Testing: Reference Book in 7 Volumes. Vol. 7, b. 2. Vibration Diagnostics*, in Klyuev, V. V. (ed.), Mechanical Engineering Publ., Moscow, 829 p.
4. Kostyukov, V. N., Boychenko, A. P., Boychenko, S. N. and Tarasov, E. V. (2007), *Basics of Vibroacoustic Diagnostics of Machinery Equipment*, "Dynamics" Scientific and Technical Center, Omsk, 286 p.
5. Avramenko, A. A., Kryuchkov, A. N., Plotnikov, S. M., Sundukov, E. V. and Sundukov, A. E. (2018), "Improving the Methods of Vibration Diagnostics of Wear of Gear Teeth in the Differential Gearbox of a Turboprop Engine", *Vestnik of Samara State University. Aerospace Engineering, Technology, and Mechanical Engineering*, vol. 17, No.3, pp. 16–26.



Оптоэлектронный дискретно-фазовый преобразователь для систем автоматизированного контроля геометрических параметров поверхности лопаток газотурбинных двигателей ¹

А. Б. Прокофьев	доктор технических наук, доцент, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачёва, первый проректор – проректор по научно-исследовательской работе; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; prokofev.ab@ssau.ru
С. А. Данилин	кандидат технических наук, доцент кафедры радиоэлектронных систем; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; danilin.sa@ssau.ru
А. Ж. Чернявский	кандидат технических наук, инженер кафедры радиоэлектронных систем; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; arkadiy.chernyavskiy@vaz.ru
А. И. Данилин	доктор технических наук, профессор кафедры радиоэлектронных систем; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; danilin.ai@ssau.ru

Лопатки ГТД представляют собой изделия со сложной пространственной конфигурацией, требующей высокой точности изготовления, которая в свою очередь обусловлена сложным совокупным балансом между аэродинамическими, прочностными характеристиками и производственно-технологическими требованиями. В процессе производства лопаток контролю подлежит, помимо других, профиль поверхности в различных сечениях пера лопатки. Отклонения формы теоретического сечения и угла установки профиля приводят на практике к отклонению частоты собственных колебаний лопаток от расчётных значений. Кратко описано измерительное устройство разработки Самарского университета: оптоэлектронный дискретно-фазовый преобразователь (ОЭДФП), которое предназначено для бесконтактного определения геометрических параметров – профиля и кривизны лопаток ГТД. В основе реализации ОЭДФП лежит метод определения параметров геометрии поверхности лопатки ГТД, заключающийся в измерении временных отклонений положения максимума информационного сигнала от опорного и позволяющий повысить точность определения профиля и кривизны пера лопатки при сохранении быстродействия на уровне лучших образцов оптоэлектронных преобразователей сложно-профильных поверхностей.

Ключевые слова: оптоэлектронный дискретно-фазовый преобразователь; дискретно-фазовый метод; профиль и кривизна пера лопатки ГТД

¹Статья опубликована по материалам диссертационной работы кандидата технических наук С. А. Данилина «Оптоэлектронный дискретно-фазовый преобразователь локальных параметров формы криволинейных отражающих поверхностей» (Самара, 2022 г.)

Цитирование: Прокофьев, А. Б. Оптоэлектронный дискретно-фазовый преобразователь для систем автоматизированного контроля геометрических параметров поверхности лопаток газотурбинных двигателей / А. Б. Прокофьев, С. А. Данилин, А. Ж. Чернявский, А. И. Данилин // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 99-110. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-99-110

Введение

Среди задач измерения и контроля геометрических размеров разнообразных изделий машиностроения особое место занимает определение параметров формы криволинейных поверхностей трёхмерных объектов [1, 2]. В качестве примера таких изделий можно привести цилиндрические поверхности различных роторных машин, кривошипно-шатунные и внутренние поверхности цилиндров двигателей внутреннего сгорания, дорожки качения шариковых подшипников, сложные криволинейные поверхности лопаток турбоагрегатов и многие другие.

В процессе производства лопаток контролю подлежит, помимо других, профиль поверхности в различных сечениях пера лопатки. Отклонения формы теоретического сечения и угла установки профиля приводят на практике к отклонению частоты собственных колебаний лопаток, их динамических вибрационных характеристик от расчётных значений. Кроме этого, необходимо обеспечить не только соответствие профиля лопатки теоретическому чертежу, но и требуемую расстройку частоты собственных колебаний лопаток в диске турбоагрегата.

В настоящее время высокоточный контроль формы криволинейных поверхностей среднеразмерных деталей производится, в основном, дорогостоящими координатно-измерительными машинами (КИМ). КИМ реализует контактный метод измерений и не позволяет производить 100% контроль геометрии сложнопрофильных изделий, т.к. время измерения одного изделия может достигать до 1 часа. Таким образом, контактные методы измерений, реализованные в щуповых системах оборудования с ЧПУ, а также универсальных и специализированных лабораторных средствах измерений, имеют относительно низкую производительность.

Бесконтактное определение геометрических параметров поверхностей сложно-профилированных объектов базируется, в основном, на оптоэлектронных методах, которые в свою очередь реализуются с помощью сложных оптико-механических систем и многоэлементных фотоприёмников [3, 4]. Следует отметить сложность их настройки и юстировки, а также в большинстве своём необходимость лабораторных (не цеховых) условий эксплуатации. С другой стороны, потенциальная точность и возможность практической автоматизации процессов измерения, заложенные в оптоэлектронных бесконтактных методах, являются основой и предпосылками для разработки новых быстродействующих бесконтактных преобразователей для контроля параметров формы криволинейных поверхностей. Расширение областей применения бесконтактных методов обусловлено также требованием дальнейшего роста автоматизации производства с внедрением CALS-технологий.

Кроме этого, в связи с возрастанием требований к надёжности и точности контроля параметров криволинейных поверхностей возникает необходимость в дополнительной информации о параметрах их геометрии, таких как кривизна поверхности, определение которой позволяет расширить функциональные возможности преобразователя и повысить достоверность измерений.

Вопросам теоретического обоснования методов и разработки устройств контроля и измерения параметров сложнопрофильных поверхностей различных технических объектов посвящены многочисленные работы отечественных и зарубежных авторов. Однако, несмотря на проработанность темы в известных работах, исследования, связанные с разработкой оптоэлектронных преобразователей геометрии поверхностей деталей, проводились в основном в

направлении совершенствования теории и методов светотеневых [5], интерферометрических [6], триангуляционных измерений в сочетании с многоэлементными развёртывающими фотоприёмниками [3,4]. Общим недостатком всех упомянутых систем является наличие в их составе сложно-юстируемых линзовых систем, работающих в комплексе со сложным программным обеспечением и требующих особых условий эксплуатации. Следует также отметить, что в основе этих систем лежит амплитудный метод обработки и оценки параметров информационных сигналов фотоприёмников.

В статье рассмотрен новый метод определения параметров сложнопрофильных поверхностей, основанный на теории дискретно-фазовых преобразователей (ДФП) [7, 8]. Использование предложенного метода будет способствовать дальнейшей разработке автоматизированных оптоэлектронных дискретно-фазовых преобразователей параметров формы криволинейных поверхностей с расширенными функциональными возможностями, ускорению процесса контроля и использованию его результатов для систем управления на различных стадиях изготовления и технологических испытаниях сложнопрофильных объектов.

1 Современные методы и средства определения геометрических параметров криволинейных поверхностей

Для конкретизации дальнейшего изложения предлагается рассмотреть разработку оптоэлектронного дискретно-фазового преобразователя (ОЭДФП) на примере определения локальных параметров криволинейной боковой поверхности лопаток турбоагрегатов. Такой подход аргументирован тем, что с одной стороны боковые поверхности лопаток представляют уникальный образец сложной пространственно изменяющейся формы, а с другой стороны существуют вполне определённые характеристики, определяющие точность их изготовления.

Среди конструктивных реализаций лопаток различных турбоагрегатов необходимо отдать предпочтение лопаткам газотурбинных двигателей (ГТД). Это объясняется различным назначением газотурбинных двигателей (самолётные, вертолётные, для морских судов и для техники военного назначения), когда ГТД изготавливаются в вариантах малой, средней и большой мощности, поэтому лопатки ГТД отличаются бóльшим разнообразием криволинейных поверхностей.

Изготовление лопаток – это непрерывный процесс, в котором каждая из реализуемых технологических процедур формирования формы поверхности лопатки заканчивается контролем её соответствия параметрам технической документации. Своевременное выявление допущенных в производстве отклонений от регламентируемых допусков на различные элементы пера лопатки позволяет повысить качество и надёжность турбоагрегата в целом. Поэтому при производстве лопаток выполняется 100% контроль параметров формы элементов пера лопатки (поверхностей спинки и корыта, входных и выходных кромок) и её хвостовика.

Анализ возможностей методов и средств определения геометрии поверхности лопаток ГТД позволил выявить среди них такие, которые соответствуют требованиям, предъявляемым к подобным преобразователям со стороны производственно-технологического процесса. Поэтому устройства, выполняющие подобные контрольные функции, должны соответствовать следующим требованиям:

1. Использование в цеховых условиях при сохранении высокой стабильности измерений, а именно: устойчивость преобразователя к естественным колебаниям освещённости, к изменению пыле-воздушной атмосферы, различным оптическим и электромагнитным помехам;
2. Использование средств контроля геометрии лопаток на всех стадиях технологического цикла производства лопаток;
3. Возможность работы в широком диапазоне шероховатостей поверхностей лопаток (R_a от 0,3 мкм до 3,0 мкм);

4. Многопараметровость метода, заключающаяся в контроле всех параметров формы поверхности лопатки в соответствии с отраслевым стандартом;

5. Нежелательность использования матирующих аэрозолей и порошков при контроле формы поверхности лопатки;

6. Возможность использования в автоматизированном контроле и быстрая перенастройка на разные типоразмеры лопаток;

7. Возможность получения выходной информации в цифровом виде, наличие возможностей архивирования, хранения и отображения полученной информации, создания баз данных по всем типам поверхностей контролируемых лопаток, паспортизация параметров форм поверхностей лопаток, автоматическое формирование протокола измерений на ЭВМ;

8. Простота инсталляции и использования программного обеспечения, не требующая специальных знаний и высококвалифицированного персонала;

9. Возможность восстановления трёхмерной модели (3D) поверхности пера лопатки по экспериментальным данным;

10. Возможность подключения к локальной корпоративной компьютерной сети предприятия для оперативной передачи информации с целью корректировки технологического процесса;

11. Приемлемые технико-экономические показатели относительно систем аналогичного класса.

В результате проведённого обзора методов определения и контроля геометрических параметров поверхности лопаток ГТД, а также реализации требований со стороны производственно-технологической инфраструктуры было выявлено, что разработка бесконтактных методов контроля является наиболее перспективной. Среди бесконтактных методов были проанализированы наиболее подходящие для решения задач контроля параметров формы поверхности лопаток ГТД.

В результате анализа выяснилось, что по таким критериям как стоимость реализации, сложность алгоритмов обработки исходной информации и необходимость привлечения высококвалифицированного персонала, функциональные возможности, быстродействие, точность, производительность, возможность цехового применения, можно выгодно выделить среди прочих оптоэлектронный дискретно-фазовый метод (ОЭДФМ).

Кроме этого ОЭДФМ:

- позволяет оперативно проводить качественное сравнение с эталоном;
- позволяет реализовать многопараметровость контроля, позволяя одновременно определять профиль поверхности в требуемых сечениях и кривизну поверхности лопатки;
- позволяет представлять результаты контроля геометрии поверхности лопаток в форме, общепринятой для разработчиков лопаток ГТД;
- не требует сложных математических вычислений и наличия комплексной структурной подсветки, как стереометрический метод;
- не требует точного двумерного сканирования, как триангуляционный метод;
- позволяет проводить двусторонний контроль, т.е. не требует переворачивания лопатки;
- позволяет контролировать широкую номенклатуру лопаток различной формы и размеров.

1.1 Оптоэлектронный дискретно-фазовый метод

Дискретно-фазовый метод (ДФМ) в классическом варианте [9] позволяет определять информационные параметры динамических перемещений контролируемых объектов, находящихся в различных фазах своего движения, трансформируя их во временную область. Для

этого используются два неподвижных импульсных первичных преобразователя. Первый преобразователь выполняет функции опорного, генерирующего электрический сигнал, соответствующий определённой заранее известной фазе движения объекта. Второй преобразователь бесконтактно взаимодействует с поверхностью контролируемого объекта и генерирует импульсный сигнал, отличный во времени от опорного и соответствующий реальному положению поверхности контролируемого объекта. К настоящему времени ДФМ достаточно глубоко и всесторонне разработан и используется для бесконтактного определения параметров колебаний лопаток ГТД, паровых и газовых турбин [10, 11].

В 2016–2018 гг. в процессе выполнения хоздоговорных научно-исследовательских работ по созданию и внедрению систем контроля профиля лопаток турбоагрегатов для ПАО «ОДК-Кузнецов» были предложены новые технические решения по реализации способов и устройств определения угловых положений касательных в точках контролируемых профилей лопаток, защищённые двумя патентами на изобретения Российской Федерации [7, 8].

Развитие предложенного и защищённого патентами способа заключается в том, что классический ДФМ обладает признаком обратимости, т.е. можно зафиксировать контролируемую поверхность в статическом положении, а в движение приводить оптическую насадку (ОН) оптоэлектронного преобразователя. На рисунке 1 ОН оптоэлектронного преобразователя (ОЭП) при своём вращении сканирует световым потоком поверхность объекта и одновременно принимает отражённый от контролируемой поверхности световой поток. Максимум отражённого светового потока, преобразованного фотоприёмником в электрический сигнал, соответствует моменту времени, когда ось диаграммы направленности (ДН) излучённого светового потока перпендикулярна исследуемой поверхности. Таким образом, измеряя временной интервал между максимумом информационного сигнала и максимумом опорного импульсного сигнала, соответствующего нулевому углу поворота оптической насадки ОЭП, можно определять угловое положение касательной, характеризующей её локальную кривизну в конкретной точке на криволинейной поверхности.

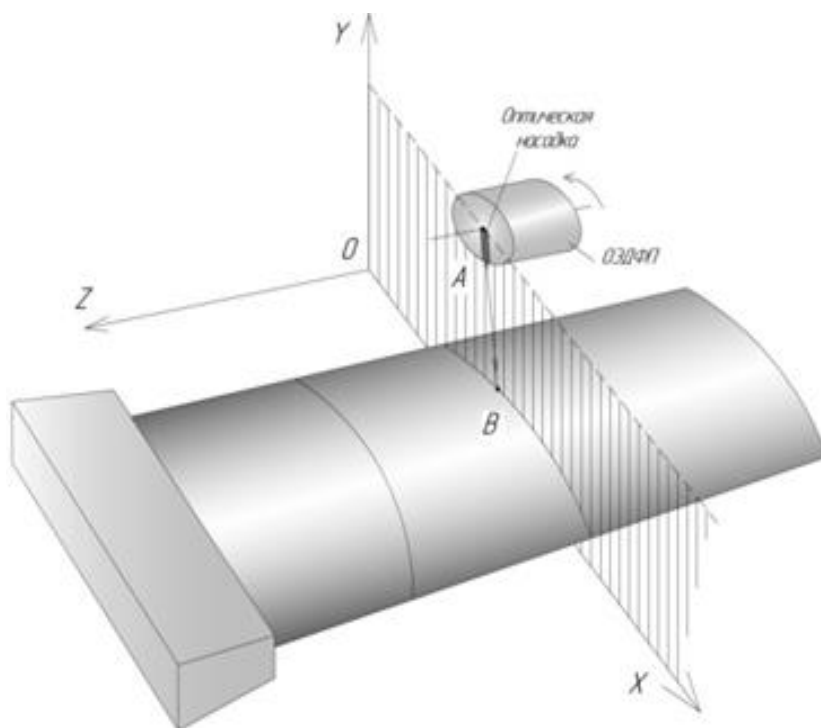


Рисунок 1 – Пространственное представление взаимодействия зондирующего потока вращающейся ОН ОЭП с поверхностью лопатки ГТД

2 Определение базовой структурной схемы оптоэлектронного дискретно-фазового преобразователя (ОЭДФП) для контроля параметров формы криволинейных отражающих поверхностей

Опираясь на приведённый материал по реализации оптоэлектронного дискретно-фазового метода в применении к определению параметров формы 3D поверхностей лопаток ГТД, необходимо определиться с основными функциональными узлами преобразователя, реализующего этот метод. Для этого операции метода можно представить в следующей последовательности:

1. Формирование потока излучения в диапазоне длин волн с наименьшим влиянием мешающих факторов.
2. Канализирование потока излучения к объекту контроля посредством светопроводящей системы с оптической насадкой в виде моносветовода и обеспечение направления его излучения в сторону контролируемой поверхности.
3. Обеспечение оптической насадкой частичного приёма отраженного от контролируемой поверхности потока излучения и направление его светопроводящей системой на фотоприёмник.
4. Преобразование континуального электрического сигнала фотоприёмника в цифровой с помощью АЦП.
5. Выделение в полученном цифровом сигнале момента времени, соответствующего максимальному значению сигнала.
6. Обеспечение стабилизации частоты вращения светопроводящей системы с оптической насадкой.
7. Установка опорной неподвижной метки относительно вращающейся светопроводящей системы с оптической насадкой.
8. Обеспечение с помощью датчика опорной метки её регистрации в виде электрического импульса с частотой один раз за оборот вращающейся светопроводящей системы с оптической насадкой.
9. Подключение выходов датчика опорной метки и блока выделения максимального значения сигнала фотоприёмника соответственно к первому и второму входам блока измерения временных интервалов.
10. Передача зарегистрированного в блоке измерения временных интервалов информационного сигнала в виде цифрового кода временного интервала между импульсом опорной метки и временным моментом максимального значения импульса фотоприёмника на микроконтроллер для последующей обработки полученной информации.

Структурная схема устройства представлена на рисунке 2.

Здесь датчик опорной метки при взаимодействии с опорной меткой формирует опорный импульс за один оборот вращения оптической насадки. Светопроводящая система и оптическая насадка канализируют световой поток ИК-излучения от источника до контролируемой поверхности лопатки и отражённого светового потока к фотоприёмнику. Фотоприёмник преобразует отражённый от поверхности лопатки световой поток в информационный электрический сигнал.

В блоке определения временных интервалов измеряется временной интервал между опорной меткой и найденным максимумом информационного сигнала. Далее микроконтроллер вычисляет относительные значения указанных временных интервалов, пронормировав их к измеренному значению периода вращения насадки. Результаты измерений микроконтроллера передаются в ПК. После чего ПК выполняет вычисление начальных и конечных угловых положений оптической насадки, координат точек отражения на поверхности лопатки, рассто-

яния между ППК ОН и поверхностью лопатки, необходимые для определения профиля и кривизны лопаток ГТД. Связь микроконтроллера ОЭДФП с ПК осуществляется по интерфейсу USB.

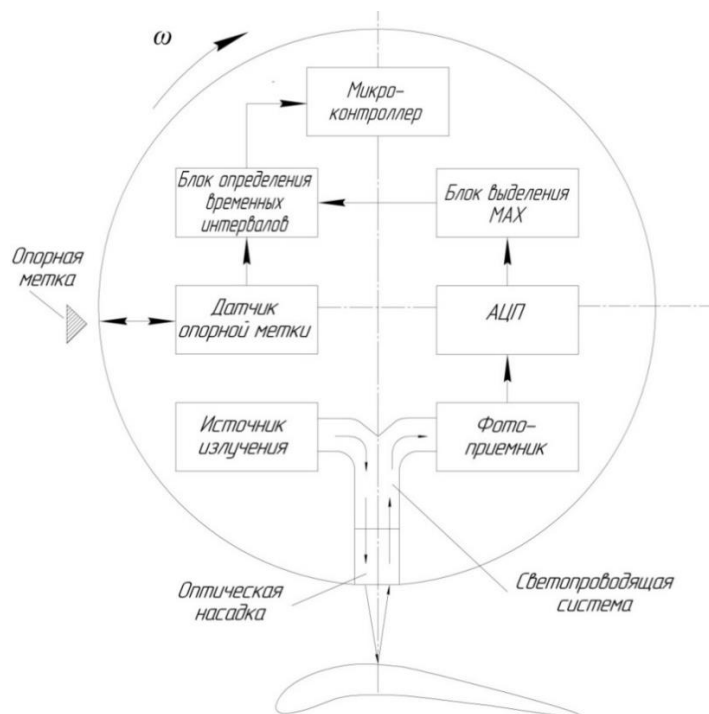


Рисунок 2 – Базовая структурная схема ОЭДФП для контроля параметров формы поверхности лопаток ГТД

3 Конструктивное исполнение ОЭДФП

На основе базовой структурной схемы разработаны функциональная и принципиальная электрические схемы ОЭДФП, которые позволили реализовать электронный модуль преобразователя. С целью улучшения массо-габаритных показателей устройства, возможности автоматизации его монтажа и снижения стоимости электронный модуль разработан с использованием компонентов поверхностного монтажа. Фотография экспериментального ОЭДФП представлена на рисунке 3.



Рисунок 3 – Конструктивное исполнение ОЭДФП для экспериментальных лабораторных исследований

Схемотехническая и конструкторская реализация ОЭДФП локальных параметров формы криволинейных отражающих поверхностей лопаток ГТД позволяет: получить аналоговые информационные сигналы, выполнить их аналого-цифровое преобразование в привязке к конкретному сечению пера лопатки, сформировать и подготовить для передачи цифровые информационные сигналы на ПК, где в соответствии с разработанным алгоритмом определяются требуемые параметры геометрии криволинейной поверхности лопатки.

С целью одновременного определения профиля и кривизны во всех требуемых сечениях пера лопатки прорабатываются варианты схемотехнических и конструктивных изменений ОЭДФП. В одном из рассматриваемых вариантов планируется на одном валу устанавливать требуемое количество электронных модулей, распределённых между собой в соответствии с контролируемыми сечениями пера лопатки. В качестве примера такой вариант исполнения преобразователя в двух видах приведён на рисунке 4. Здесь представлены шесть электронных модулей, приводимых во вращение с помощью электродвигателя переменного тока. Перемещение вращающихся модулей в поперечном направлении, в плоскостях заданных сечений, реализуется путём использования шагового двигателя.

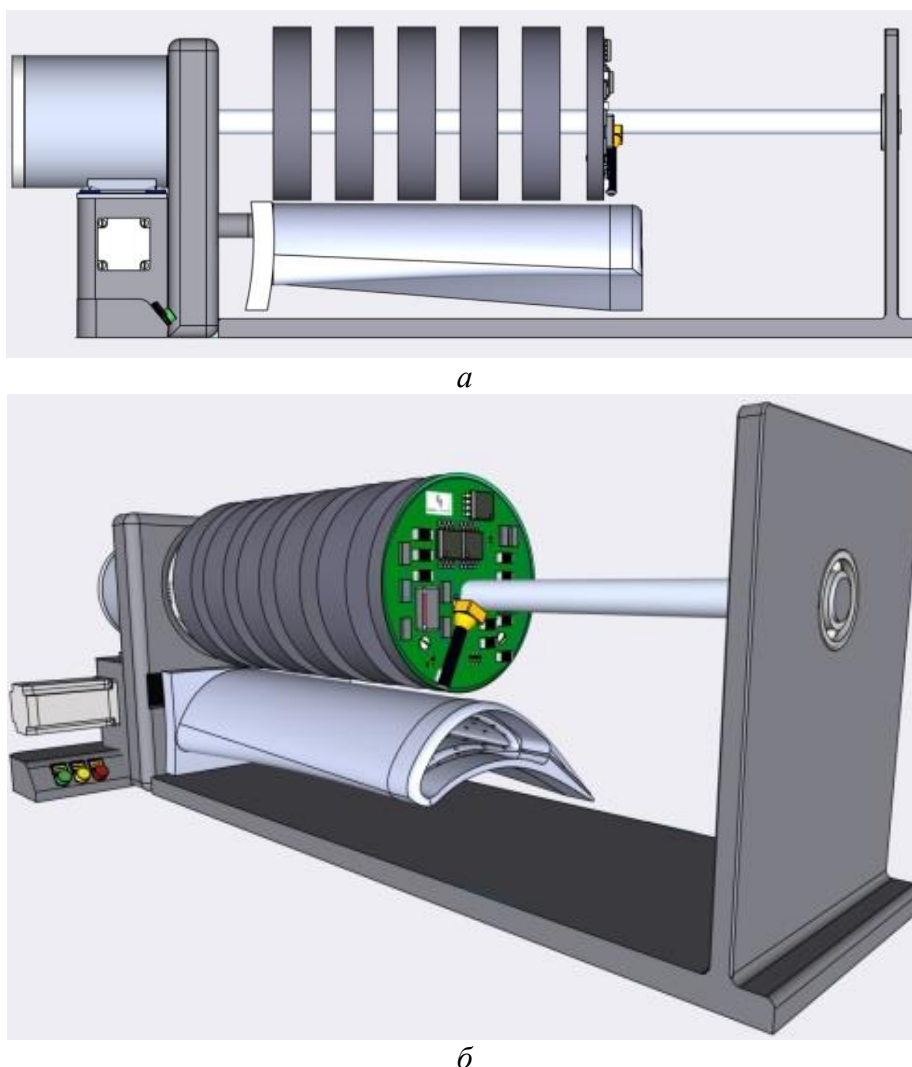


Рисунок 4 – Эскизы устройства для одновременного определения параметров геометрии пера лопатки в шести сечениях,
а – вид устройства спереди; *б* – вид устройства в изометрии

3.1 Основные технические характеристики ОЭДФП

Основные технические характеристики разработанного ОЭДФП и реализованного на доступной элементной базе представлены в таблице.

Таблица – Основные технические характеристики ОЭДФП

Характеристика	Значение
Размеры контролируемых лопаток, длина / ширина, мм	1500 / 150
Количество одновременно контролируемых сечений пера лопатки (не менее, шт)	6
Минимальный шаг измерения профиля и кривизны, мм	0,1
Количество измерений каждой точки профиля	30
Приведенная погрешность определения профиля поверхности, %, не более	0,2
Приведенная погрешность определения кривизны поверхности, %, не более	0,2
Диапазон рабочих температур преобразователя, °С	10–50
Относительная влажность окружающего воздуха, %	30–80
Размеры ИПКЛ для контроля 1 сечения, длина / диаметр, мм	75 / 94
Масса ИПКЛ, кг	0,3
Сетевое трехфазное напряжение, В	$\sim 220 \pm 10 \%$
Два аккумуляторных источника питания, В	9
Потребляемая мощность, не более, Вт	0,3

Заключение

Сравнительный анализ возможностей известных реализаций различных устройств аналогичного назначения показывает, что разработанный ОЭДФП не только выгодно отличается по технико-экономическим показателям, но и имеет преимущества:

- по условиям использования как в лабораторных, так и в цеховых условиях при сохранении высокой стабильности измерений;
- по использованию на всех стадиях контроля геометрии лопаток в технологическом цикле их производства с учётом широкого диапазона шероховатостей поверхностей лопаток;
- в связи с расширенными функциональными возможностями, позволяющими определять не только профиль криволинейной поверхности, но и её кривизну;
- по возможности использования в автоматизированном контроле без сложной перенастройки на разные типоразмеры лопаток;
- по возможностям построения трёхмерной модели поверхности пера лопатки и её паспортизации на основании проведённых измерений и полученных экспериментальных данных о геометрии пера лопатки.

Список использованных источников

1. Сарвин, А. А. Оптические и оптоэлектронные методы бесконтактных измерений геометрических параметров: диссертация ... доктора технических наук: защищена 30.07.02: утверждена 11.10.02 / Сарвин Анатолий Александрович. – Санкт-Петербург, 2002. – 298 с.
2. Фесько, Ю. А. Разработка и исследование оптико-электронных методов определения трёхмерной формы объектов: диссертация ... кандидата технических наук: защищена 06.05.14: утверждена 17.11.14 / Фесько Юрий Александрович. – Новосибирск, 2014. – 167 с.

3. Патент 2256878 Российская Федерация, МПК G01B 11/24, 21/20 (2000.01). Способ измерения формы объекта и устройство для его осуществления: 2004104116/28: заявлено 13.02.2004: опубликовано 20.07.2005 / Поклад В. А., Степняков В. П., Ахметдинов Р. М., Ганеев Д. А., Игумнов И. В. ; заявитель и патентообладатель ФГУП "ММПШ "САЛЮТ". – 10 с.

4. Патент 2263879 Российская Федерация, МПК G01B 11/24, 21/20. Способ контроля профиля изделия и устройство для его осуществления: 2003131899/28: заявлено 22.10.2003: опубликовано 10.11.2005 / Галиулин Р. М., Галиулин Р. М., Бакиров Ж. М., Богданов Д. Р., Воронцов А. В., Тумашинов А. В., Лисьих В. И. ; заявитель и патентообладатель Галиулин Р. М. – 2 с.

5. Машиностроение. Справочник. Неразрушающий контроль: Под ред. В. В. Ключева. Т. 6 Кн. 2: Оптический контроль./ В. Н. Филинов, А. А. Кеткович, М. В. Филиппов. – Москва : Машиностроение, 2004. – 832 с.

6. Сысоев, Е. В. Измерение микро- и нанорельефа поверхности методами низкокогерентной интерферометрии: диссертация ... кандидата технических наук: защищена: 11.06.10: утверждена 15.10.10 / Сысоев Евгений Владимирович. – Новосибирск, 2010. – 136 с.

7. Патент 2548939 Российская Федерация, МПК G01B 21/22 (2006.01). Способ определения угловых положений поверхности объекта и устройство для его осуществления: [2013132301/28](#): заявлено 11.07.2013: опубликовано 20.04.2015 / Данилин А. И., Данилин С. А., Теряева О. В., Грецов А. А. ; заявитель и патентообладатель Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. – 10 с.

8. Патент 2555505 Российская Федерация, МПК G01B 11/26 (2006.01). Устройство определения угловых положений поверхности объекта: 2012128235/28: заявлено 04.07.2012: опубликовано 10.07.2015/ Данилин А. И., Данилин С. А., Теряева О. В. ; заявитель и патентообладатель Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва. – 10 с.

9. Данилин, А. И. Критерии дискретно-фазового контроля рабочего состояния лопаток и их реализуемость в системах автоматического управления турбоагрегатами / А. И. Данилин, А. Ж. Чернявский // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С. П. Королёва. – Самара. – 2009. №1 (17). – С. 107-115.

10. Патент 9810090 США, МПК H01L 21/00 (2006.01). Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice : Priority date Feb. 3, 2015 : Date of patent Nov. 7, 2017. / Danilin A. I., Chernyavskij A. Zh., Danilin S. A. et al. ; Applicant and Assignee: Samara State Aerospace University.

11. Патент 2584723 Российская Федерация, МПК G01H 11/06 (2006.01). Способ определения параметров колебаний лопаток вращающегося колеса турбомшины и устройство для его осуществления: 2015103552/28: заявлено 03.02.2015 : опубликовано 20.05.2016 / Данилин А. И., Чернявский А. Ж., Данилин С. А., Грецов А. А. ; заявитель и патентообладатель Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва. – 9 с.

Optoelectronic discrete-phase converter for automated control systems of geometric parameters of the surface of gas turbine engine blades

A. B. Prokof'ev

Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Professor of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V. P. Lukachev, First Vice-Rector – Vice-Rector for Research; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; prokofev.ab@ssau.ru

S. A. Danilin

Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Radioelectronic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; danilin.sa@ssau.ru

A. Zh. Chernyavskiy

Candidate of Science (Engineering), Engineer of the Department of Radioelectronic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; arkadiy.chernyavskiy@vaz.ru

A. I. Danilin

Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Radioelectronic Systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; danilin.ai@ssau.ru

Gas turbine engine blades are products with a complex spatial configuration that requires high manufacturing precision, which in turn is determined by the complex overall balance between aerodynamic, strength characteristics and production and technological requirements. During the production of blades, the surface profile in various sections of the blade airfoil is subject to control, among others. Deviations in the shape of the theoretical section and the installation angle of the profile lead in practice to a deviation of the natural vibration frequency of the blades from the calculated values. Increasing the accuracy of geometry control in the technological process of manufacturing gas turbine engine blades is in demand and important.

A measuring device developed by Samara University is briefly described: an optoelectronic discrete-phase converter (OEDPC), which is designed for non-contact determination of geometric parameters – the profile and curvature of gas turbine engine blades. The implementation of the OEDPC is based on a method for determining the parameters of the surface geometry of a gas turbine engine blade, which consists in measuring the deviations in time of the position of the maximum information signal from the reference one and makes it possible to increase the accuracy of determining the profile and curvature of the blade airfoil while maintaining performance at the level of the best examples of optoelectronic converters of a complex-profile surfaces.

Keywords: *optoelectronic discrete-phase converter; discrete-phase method; profile and curvature of gas turbine engine blades*

Citation: Prokof'ev, A. B., Danilin, S. A., Chernyavskiy, A. Zh. and Danilin, A. I. (2024), "Optoelectronic discrete-phase converter for automated control systems of geometric parameters of the surface of gas turbine engine blades", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 99-110. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-99-110. (In Russian; abstract in English).

References

1. Sarvin, A. A. (2002), "Optical and optoelectronic methods for non-contact measurements of geometric parameters", Ph.D. Thesis, St. Petersburg, 298 p. (In Russian)
2. Fesko, Yu. A. (2014), "Development and research of optical-electronic methods for determining the three-dimensional shape of objects", Ph.D. Thesis, Novosibirsk, 167 p. (In Russian)
3. Poklad, V., Stepnyakov, V., Ahmetdinov, R., Ganeev, D. and Igumnov, I. «Salyut» Production Complex of UEC JSC (2005), *Sposob izmereniya formy ob"ekta i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for measuring the shape of an object and a device for its implementation], Russia, Pat. 2256878. (In Russian)
4. Galiulin R. (2005), *Sposob kontrolya profilya izdeliya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for monitoring the profile of a product and a device for its implementation], Russia, Pat. 2263879. (In Russian)
5. Klyuev, V. V., Filinov, V. N., Ketkovich, A. A. and Filippov, M. V. (2004), *Mashinostroenie. Spravochnik. Nerazrushayushchiy kontrol'* [Mechanical engineering. Directory. Non-destructive testing], Nauka, Moscow, Russia. (In Russian)
6. Sysoev, E. V. (2010), "Measuring the micro- and nanorelief of a surface using low-coherence interferometry methods", Ph.D. Thesis, Novosibirsk, 136 p. (In Russian)
7. Danilin, A., Danilin, S., Teryaeva, O. and Greckov, A. A. Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (2015), *Sposob opredeleniya uglovykh polozheniy poverhnosti ob"ekta i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for determining the angular positions of an object's surface and a device for its implementation], Russia, Pat. 2548939. (In Russian)
8. Danilin, A., Danilin, S. and Teryaeva, O. V. Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (2015), *Ustroystvo opredeleniya uglovykh polozheniy poverhnosti ob"ekta* [Device for determining the angular positions of an object's surface], Russia, Pat. 2555505. (In Russian)
9. Danilin, A. I. and Chernyavsky, A. Zh. (2009), "Criteria for discrete-phase control of the working state of blades and their feasibility in automatic control systems for turbine units", *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, vol. 1, no 17, pp. 107-115. (In Russian)
10. Danilin, A., Chernyavskiy, A. and Danilin, S. Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (2017), *Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice*, US Patent 9810090.
11. Danilin A., Chernyavskiy A., Danilin S. and Greckov A. Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (2016), *Sposob opredeleniya parametrov kolebaniy lopatok vrashchayushchegosya koleasa turbomashiny i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for determining the vibration parameters of the blades of a rotating wheel of a turbomachine and a device for its implementation], Russia, Pat. 2584723. (In Russian)



Повышение качества проведения испытаний гидравлической аппаратуры на специализированном измерительном стенде

Ю. А. Гладилин	кандидат технических наук, доцент, начальник лаборатории - главный акустик; АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург ; gladil_01@mail.ru
А. А. Франтов	кандидат технических наук, старший научный сотрудник - заместитель главного акустика; АО «Концерн «НПО «Аврора», г. Санкт-Петербург; aafrantov@gmail.com
А. Н. Видяскина	аспирант; Самарский университет, г. Самара; vidiaskina@yandex.ru
Э. Г. Берестовицкий	доктор технических наук, старший научный сотрудник; г. Санкт-Петербург; berest40@mail.ru

Испытания оборудования являются важнейшим этапом его создания. Повышение качества проведения испытаний гидравлической аппаратуры связано с разработкой мероприятий по снижению уровней собственных помех стендов, повышению степени автоматизации процессов испытаний и поддержанию стабильности параметров гидросистем стендов.

Стенды для контроля акустических и вибрационных характеристик гидравлической аппаратуры являются достаточно сложными инженерными сооружениями. В их состав входят насосные агрегаты, регулирующая и предохранительная арматура, сами трубопроводы с фасонными элементами. Для возможности получения в ходе стендового контроля достоверных данных необходимо принять все возможные меры для снижения уровней акустических помех от работающих стендовых механизмов до значений гораздо меньших, чем уровни акустического возмущения, создаваемые работающим контролируемым гидравлическим прибором.

Система комплексной автоматизации процессов проведения испытаний предназначена для автоматизации установки и поддержания режимов, процессов измерений и обработки полученных результатов. Она включает в себя систему задания и поддержания режимов, а также виброизмерительный комплекс.

Система задания и поддержания режимов позволяет с пультов управления, установленных на измерительных участках, входящих в состав стендовых установок, дистанционно управлять следующими процессами:

- автоматизированной установкой параметров расхода рабочей жидкости и давлений в магистралях стенда;
- включением и выключением насосных агрегатов;
- изменением частоты вращения электроприводов насосных агрегатов;
- работой запорной и регулирующей арматуры.

В процессе совершенствования стенда был разработан и реализован оригинальный способ программного управления заданием и поддержанием параметров рабочей среды. Применение этого способа позволяет обеспечить минимизацию уровней вибрации и шумности от оборудования и регулирующих органов стенда путём оптимизации комбинации параметров их работы.

Ключевые слова: измерительный стенд; частотное регулирование; виброакустическая защита; система управления; шум; вибрация

Цитирование: Гладилин, Ю. А. Повышение качества проведения испытаний гидравлической аппаратуры на специализированном измерительном стенде / Ю. А. Гладилин, А. А. Франтов, А. Н. Видяскина, Э. Г. Берестовицкий // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 111-120. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-111-120

Введение

Испытания (определение характеристик) оборудования являются важнейшим этапом его изготовления. Повышение качества проведения испытаний гидравлической аппаратуры связано с разработкой мероприятий по снижению уровней собственных помех стендов, повышению степени автоматизации процессов испытаний и поддержанию стабильности параметров гидросистем стендов [1, 7, 8].

Стенды для контроля акустических и вибрационных характеристик гидравлической аппаратуры являются достаточно сложными инженерными сооружениями. В их состав входят насосные агрегаты, регулирующая и предохранительная арматура, сами трубопроводы с фасонными элементами. Для возможности получения в ходе стендового контроля достоверных данных необходимо принять все возможные меры для снижения уровней акустических помех от работающих стендовых механизмов до значений гораздо меньших, чем уровни акустического возмущения, создаваемые работающим контролируемым гидравлическим прибором [2, 4].

Система комплексной автоматизации процессов проведения испытаний предназначена для автоматизации установки и поддержания режимов, процессов измерений и обработки полученных результатов. Она включает в себя систему задания и поддержания режимов, а также виброизмерительный комплекс.

Система задания и поддержания режимов позволяет с пультов управления, установленных на измерительных участках, входящих в состав стендовых установок, дистанционно управлять следующими процессами [5]:

- автоматизированной установкой параметров расхода рабочей жидкости и давлений в магистралях стенда;
- включением и выключением насосных агрегатов;
- изменением частоты вращения электроприводов насосных агрегатов;
- работой запорной и регулирующей арматуры.

1 Снижение собственной помехи стенда

Важной проблемой для выполнения исследований виброакустических характеристик (ВАХ) гидравлического оборудования является корректное их определение (и прежде всего гидродинамического шума – ГДШ) в условиях значительных акустических и гидродинамических помех, возбуждаемых различным стендовым оборудованием [6]. На примере специализированного трубопроводного, насосного измерительного стенда приводится ряд технических решений, позволяющих бороться с источниками собственных помех на измерительном участке. Укрупненная схема стенда по исследованию ВАХ оборудования гидравлических систем представлена на рисунке 1.

При испытаниях требуемые режимы устанавливаются за счет совместного управления клапанами: напорным НК, сливным СК, и байпасным БК. ВАХ испытуемого оборудования

определяются по пульсациям давления до и после объекта, а также по вибрации и шуму гидроприбора [1].

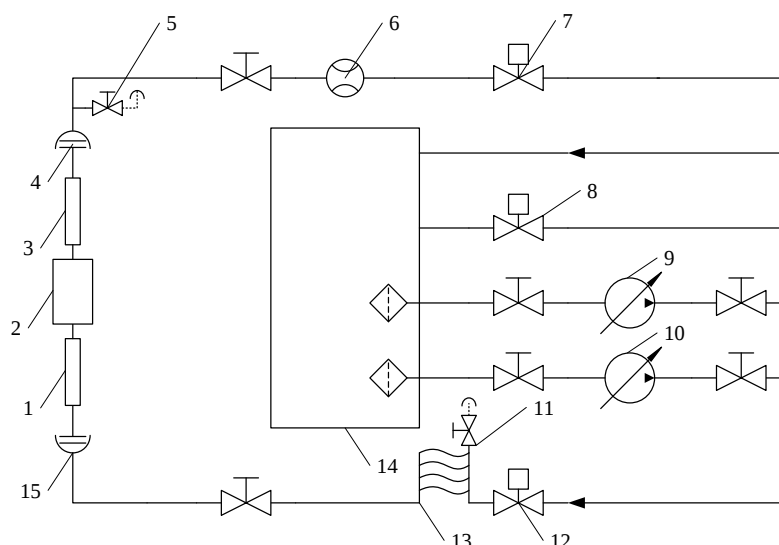


Рисунок 1 – Схема испытательного насосного стенда:

1, 3 – измерительные участки; 2 – объект испытаний; 4, 15 – компенсаторы длины; 5, 11 – клапаны вентиляции; 6 – расходомер; 7, 8, 12 – регулируемые клапаны; 9, 10 – насосные агрегаты; 13 – виброразвязка; 14 – бак

Для снижения собственных виброакустических помех испытательного трубопроводного стенда наиболее эффективны следующие меры:

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

Одним из основных источников, вносящих существенный вклад в формирование собственного ГДШ на ВИУ стенда, является трубопровод сливной магистрали. Его трассировка закладывалась таким образом, чтобы в помещении измерительного участка стенда развернуть поток рабочей жидкости на 180° . Это достигалось путём «закольцовки» сливного трубопровода Ду200. Такое конструктивное решение позволило реализовать плавный разворот потока в стеснённых габаритах помещения измерительного участка. При этом в ходе эксплуатации выявилось его возрастающее влияние на формирование стендовой помехи с ростом объёмного расхода.

Для снижения собственных помех стенда необходимо отказаться от плавного кольцевого участка сливной магистрали в пользу резкого изменения направления движения потока рабочей жидкости в конце сливного трубопровода на измерительном участке. При этом в месте разворота установлены специальные ёмкости, совмещающие в себе как возможности гибкой развязки, так и свойства гасителей пульсации потока [3]. Такие устройства выполняют на ВИУ стенда роль виброакустической защиты (ВАЗ).

Эффективность виброизоляции ВАЗ можно оценить (пренебрегая трением) из следующей зависимости:

$$\Delta L_{ВИ} = 20 \cdot \log \left(1 + \frac{f^2}{f_c^2} \right), \quad (1)$$

где f - частота внешнего возмущения, f_c - собственная частота амортизаторов.

Расчёты по представленной выше формуле показывают, что данные меры позволяют обеспечить виброизоляцию даже при частоте 5 Гц свыше 11 дБ.

Эффективность комплекта ёмкостей по снижению ГДШ оценивается по формуле:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{Y_c}{Y_{и} + Y_{нагр}} \right), \quad (2)$$

где Y_c , $Y_{и}$, $Y_{нагр}$ – акустическая проводимость ёмкостей, источника и нагрузки. При этом $Y_c = V \cdot \omega / V_{см}$, $Y_{и} = Y_{нагр} = 1/Z_v$, при этом V – объём ёмкости, $V_{см}$ – объёмная жёсткость жидкости в ёмкости с воздушной полостью, ω – частота колебаний, $Z_v = \rho \cdot a / S$ – выходное сопротивление входного и выходного трубопровода (S – площадь сечения трубы).

Расчёты по последней формуле показали, что даже при минимальной необходимой частоте 20 Гц снижение ГДШ составляет около 5 дБ.

Общая схема модернизированного измерительного участка приведена на рисунке 2.

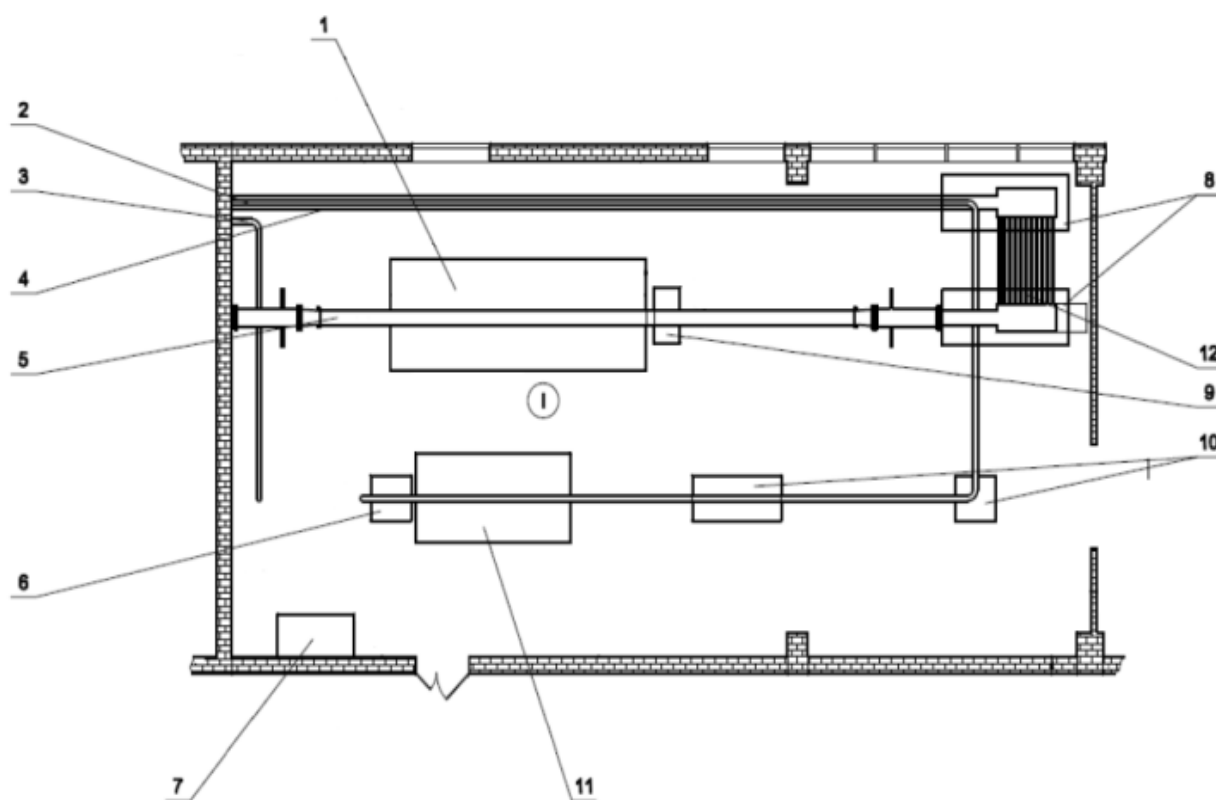


Рисунок 2 – Схема испытательного насосного стенда после модернизации:

1 – амортизированная платформа; 2 – напорный трубопровод «малого» ИУ; 3 – сливной трубопровод «малого» ИУ; 4 – сливной трубопровод «Основного» ИУ; 5 – напорный трубопровод «Основного» ИУ; 6, 8, 10 – виброзадерживающий массив; 7 – пульт дистанционного управления; 9 – сливной приямок; 11 – амортизированная платформа; 12 – виброакустическая защита (ВАЗ)

По результатам проведённой реконструкции были выполнены контрольные испытания собственного ГДШ стенда. На измерительном участке был установлен режим №1. Его результаты в сравнении с первоначальными данными приведены на рисунке 3.

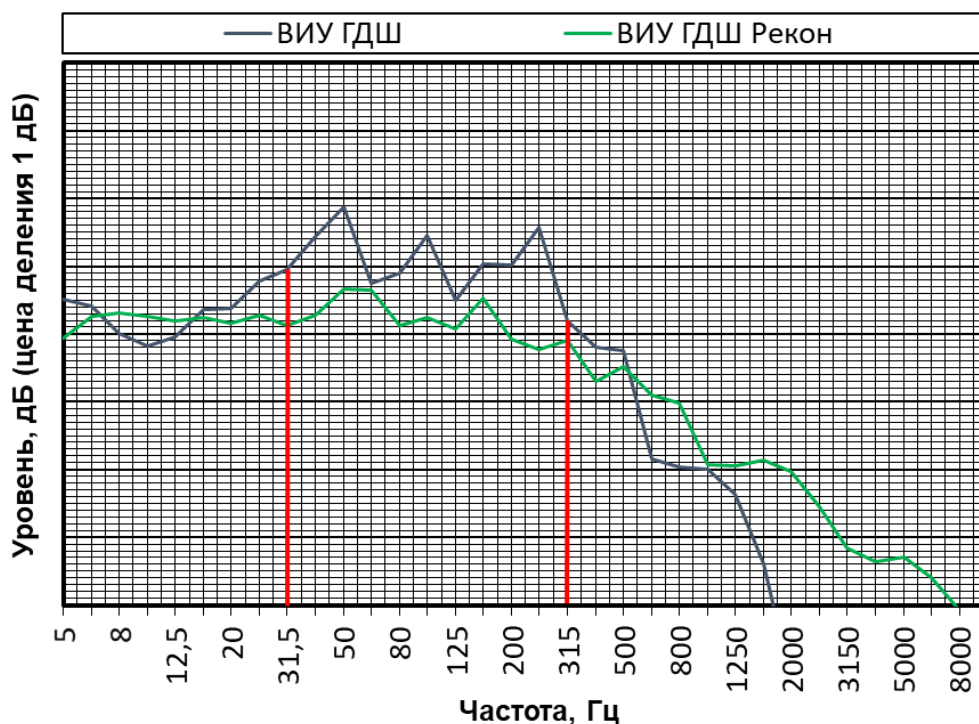


Рисунок 3 – Сравнение уровней ГДШ на измерительном участке стенда на режиме №1 по результатам модернизации.

Применение технических решений, реализованных в комплекте ВА3, позволило виброизолировать сливную магистраль гидросистемы стенда от ВИУ, а также снизило влияние сливного клапана как источника шума (рисунок 4).

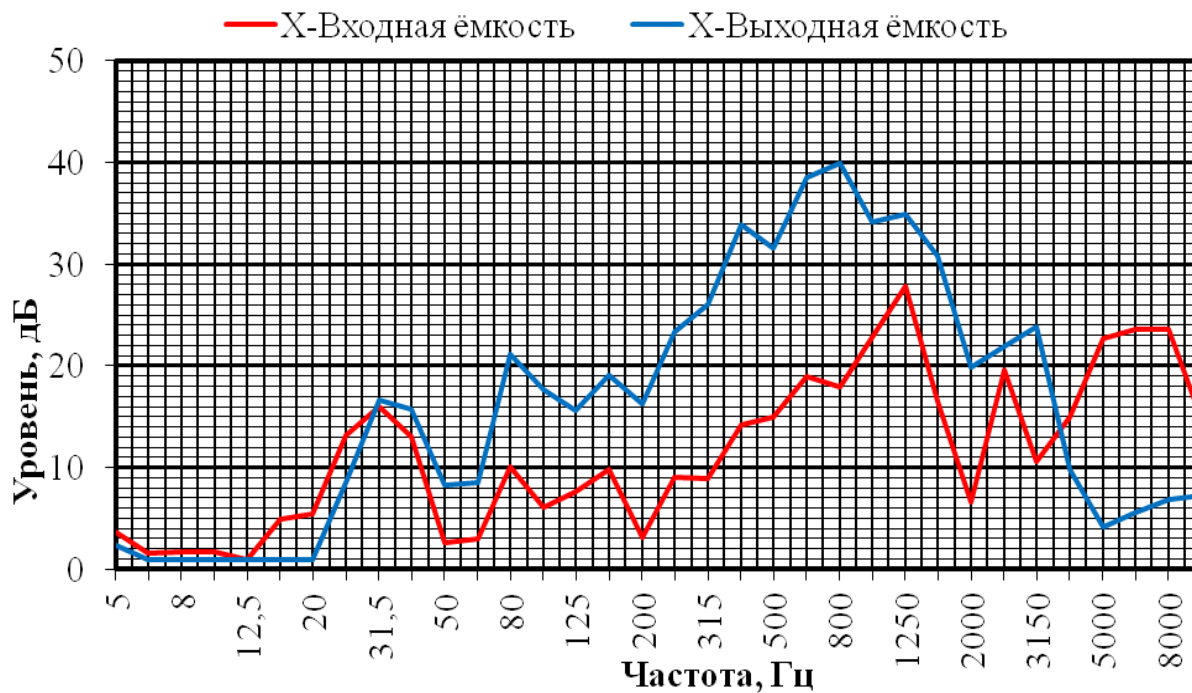


Рисунок 3 – Вибрационные характеристики на фланцах входной и выходной ёмкостей ВА3 в направлении X (по потоку рабочей жидкости)

2 Применение частотного регулирования при проведении испытаний

Для уменьшения уровней собственных вибрационных и шумовых помех стенда путём минимизации влияния проточных частей управляющих клапанов внедрены системы частотного регулирования электроприводами насосных агрегатов [2]. При установке преобразователя частоты (ПЧ) скорость вращения ротора трёхфазного асинхронного двигателя насоса регулируется за счёт преобразования напряжения питания переменного тока в напряжение постоянного тока, которое впоследствии снова преобразуется в напряжение с переменной частотой и амплитудой. Управление ПЧ осуществляется с помощью ПЭВМ со специальным программным обеспечением на основе SCADA.

Регулирование оборотной частотой электропривода насосного агрегата позволило смещать дискретную составляющую спектра, соответствующую оборотной частоте привода, в низкочастотную область, что в случае измерения вибрационных и шумовых характеристик испытываемого изделия позволяет минимизировать влияние насосной установки на получаемые характеристики.

Ещё одним положительным результатом от использования ПЧ в составе насосной установки стенда стала возможность перераспределять параметры открытия управляющих клапанов стенда. Тем самым, в широком диапазоне меняя гидравлические сопротивления управляющих клапанов, появилась возможность подбирать оптимальный режим проведения испытаний гидроаппаратуры с минимальным влиянием стендовой вибрационной и шумовой помехи на измерительный участок стенда.

Кроме того, работа насосного агрегата становится менее нагруженной, т.к. производится плавный запуск и остановка, что увеличивает ресурс работы агрегата. Внешний вид насосного агрегата ЦНС 105-490 и частотного преобразователя, а также график изменения вибрационной характеристики насосного агрегата в зависимости от частоты вращения привода приведены на рисунке 4.

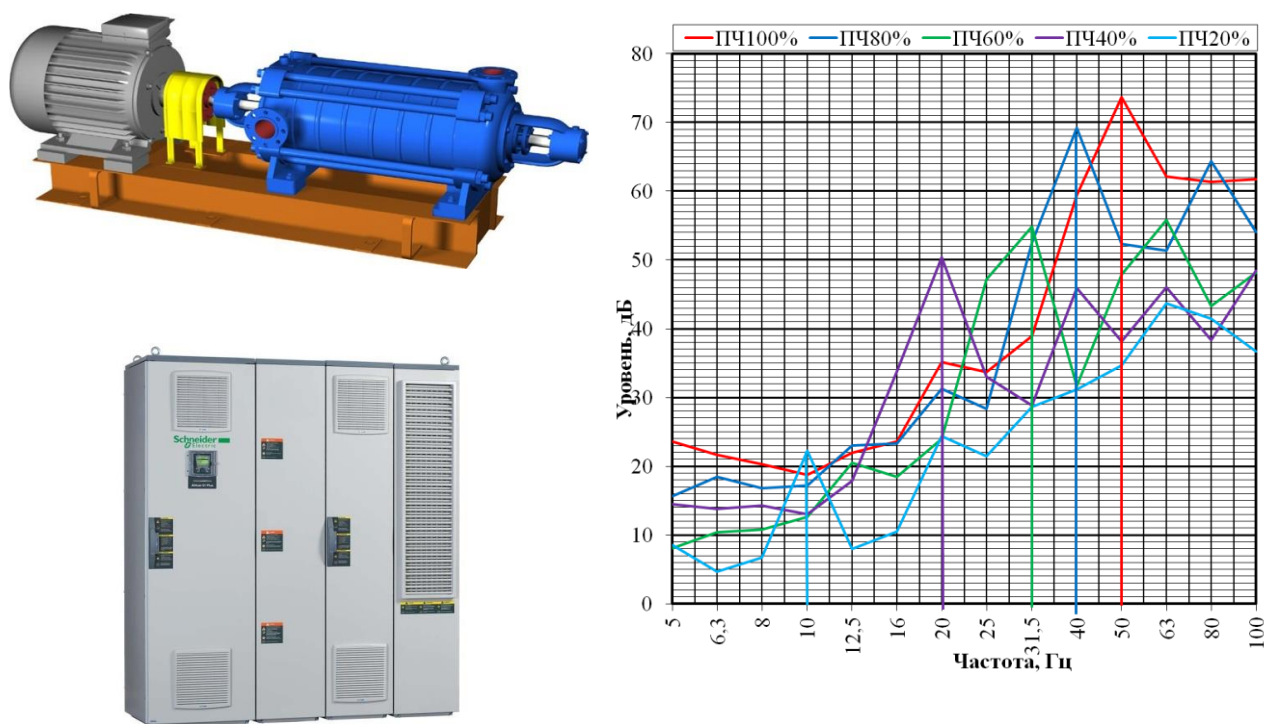


Рисунок 4 – Насосное оборудование и график смещения оборотной частоты агрегата в зависимости от заданных параметров ПЧ.

Интерфейс панели управления работой автоматизированного специализированного измерительного стенда для испытаний гидравлической аппаратуры представлен на рисунке 5.

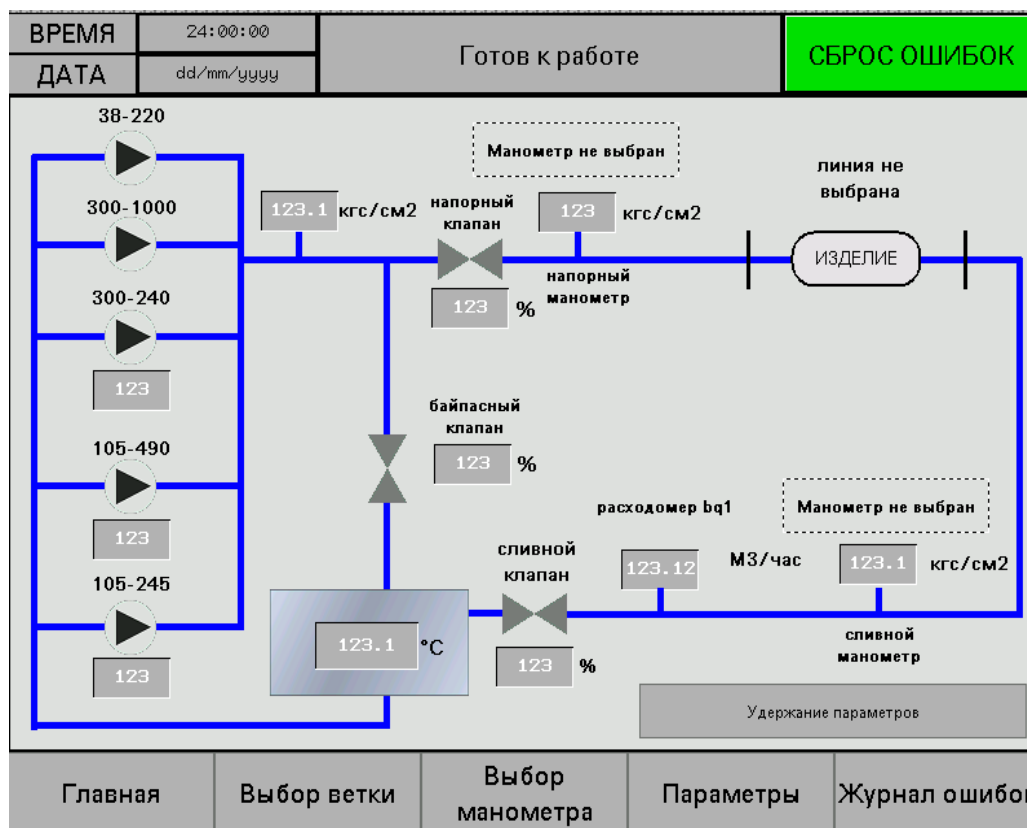


Рисунок 5 – Главный экран панели управления работой автоматизированного специализированного измерительного стенда.

Заданием конкретных значений уставок на главной панели управления можно регулировать частоту вращения насосных агрегатов и степень открытия регулирующих клапанов, таким образом задается режим испытания, а затем осуществляется автоматическое поддержание параметров заданного режима.

Заключение

В процессе совершенствования стенда был разработан и реализован оригинальный способ программного управления заданием и поддержанием параметров рабочей среды. Применение этого способа позволяет обеспечить минимизацию уровней вибрации и шумности от оборудования и регулирующих органов стенда путём оптимизации комбинации параметров их работы.

Список использованных источников

1. Берестовицкий, Э. Г. Создание насосного стенда измерения вибрации и шума перспективных гидравлических приборов / Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, А.А. Франтов // Сборник тезисов и докладов по результатам конференции «Динамика и виброакустика машин» (17-21 июля 2018 г.) / Самара, Самарский университет. – Самара, 2018.
2. Берестовицкий, Э. Г., Гладилин, Ю. А., Франтов, А. А. Регулирование параметров рабочей среды с помощью насосной установки переменной производительности в условиях стенда СУ ПЭУ /

Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладили, А. А. Франтов // Науч.-техн. сб. АО «Концерн «НПО «Аврора»: «Системы управления и обработки информации». – 2019. – март. – №1(44) – С. 82-92.

3. Берестовицкий, Э. Г. Оценка эффективности комплекса мер по снижению собственных виброакустических помех испытательного трубопроводного стенда / Э. Г. Берестовицкий, А. Н. Видяскина, Ю. А. Гладили, А. А. Франтов // Труды VI международной конференции «Динамика и виброакустика машин» (21-23 сентября 2022) / Самара, Самарский университет. – Самара, 2022. – С.96-98.

4. Берестовицкий, Э. Г. Распространение колебательной мощности по трубопроводам стенда / Э. Г. Берестовицкий, Ю. А. Гладили // Системы управления и обработки информации. – 2021. – № 4 (55). – С. 65-74.

5. Берестовицкий, Э. Г. Разработка методов и средств снижения вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами: специальность 01.04.06 «Акустика»: диссертация ... доктора технических наук / Э. Г. Берестовицкий. – Санкт-Петербург, 2011.

6. Гладили, Ю. А. Снижение акустической помехи гидравлического стенда за счет управления частотой вращения электропривода насоса и применения гасителей гидродинамического шума / Ю. А. Гладили., Г. М. Макарянц // Техничко-технологические проблемы сервиса. – 2014. – № 1 (27). – С. 6-12.

7. Crocker, M. J. Handbook of Noise and Vibration Control [Text] / Ed. Malcolm, M. J. Crocker // N.Y. : John Wiley and Sons. – 2007. – 1584 p.

8. Смольяков, А. В. Шум турбулентных потоков [Текст] / А. В. Смольяков. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2005. – 312 с.

Improving the quality of testing of hydraulic equipment on a specialized measuring stand

Yu. A. Gladilin

Candidate of Science (Engineering), Head of the Laboratory - Chief Acoustician;
Concern Avrora Scientific and Production Association JSC,
Saint-Petersburg, Russian Federation;
gladil_01@mail.ru

A. A. Frantov

Candidate of Science (Engineering), Senior Research Fellow - Deputy Chief Acoustics;
Concern Avrora Scientific and Production Association JSC,
Saint-Petersburg, Russian Federation;
aafrantov@gmail.com

A. N. Vidyaskina

Postgraduate student;
Samara National Research University, Samara Russian Federation;
vidiaskina@yandex.ru

E. G. Berestovitsky

Doctor of Science (Engineering), Senior Research Fellow;
St. Petersburg; Russian Federation;
berest40@mail.ru

Improving the quality of testing of electro-hydraulic equipment is associated with the development of measures to reduce the levels of the stands own noise, increasing the stability of the operation of hydraulic systems by increasing the degree of test automation and maintaining the stability of the operating parameters of the test bench's hydraulic systems.

Stands for control of noise and vibration of electro-hydraulic equipment are quite complex engineering structures which include pumps, control valves and the pipelines themselves with fittings. To be able to obtain reliable data during bench testing, it is necessary to take all possible measures to reduce the levels of acoustic interference from operating bench mechanisms to values much lower than the levels of acoustic disturbance created by a working controlled hydraulic device.

The comprehensive automation system for testing processes is designed to automate the installation and maintenance of modes, measurement processes and processing of the results obtained. It includes a system of setting and maintaining modes, as well as a vibration measuring complex.

The system for setting and maintaining modes allows you to remotely control the following processes from control panels installed at the measuring sections included in the bench installations:

- *automated installation of parameters flow of working fluid and pressure in the lines of the stand;*
- *turning on and off pumping units;*
- *changing the rotation speed of electric drives of pumping units;*
- *operation of shut-off and control valves.*

In the process of improving the stand, an original method of programmatic control of setting and maintaining the parameters of the working environment was developed and implemented. The use of this method makes it possible to minimize vibration and noise levels from the equipment and regulatory bodies of the stand by optimizing the combination of their operating parameters.

Keywords: *measuring stand; frequency regulation; vibroacoustic protection; control system; noise; vibration*

Citation: Gladilin, Yu. A., Frantov, A. A., Vidyaskina, A. N. and Berestovitsky, E. G. (2024), "Improving the quality of testing of hydraulic equipment on a specialized measuring stand", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 111-120. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-111-120. (In Russian; abstract in English).

References

1. Berestovitsky, E. G., Gladilin, Yu. A. and Frantov, A. A. (2018), "Creation of a pumping stand for measuring vibration and noise of promising hydraulic devices", *Collection of abstracts and reports on the results of the conference "Dynamics and vibroacoustics of machines"* at Samara University. (In Russian)
2. Berestovitsky, E. G., Gladilin, Yu. A. and Frantov, A. A. (2019), "Regulation of the parameters of the working environment using a pumping unit of variable capacity in the conditions of the SU PES stand Scientific and Technical Collection of JSC Concern NPO Aurora", *Information management and processing systems*, issue No. 1(44), pp. 82-92. (In Russian)
3. Berestovitsky, E. G., Vidyakina, A. N., Gladilin, Yu. A. and Frantov, A. A. (2022), "Evaluation of the effectiveness of a set of measures to reduce the intrinsic vibroacoustic interference of a test pipeline stand", *Proceedings of the VI International Conference "Dynamics and vibroacoustics of machines", DVM-2022*, Samara, September 21-23, pp.96-98. (In Russian)
4. Berestovitsky, E. G. and Gladilin, Yu. A. (2021), "Propagation of oscillatory power through the pipelines of the stand", *Information management and processing systems*, No. 4 (55), pp. 65-74. (In Russian)
5. Berestovitsky, E. G.(2011), "Development of methods and means of reducing vibration and noise of hydraulic devices of control systems of technical means", Abstract of Doctor of Technical Sciences Dissertation, St. Petersburg, Russia. (In Russian)
6. Gladilin, Yu. A. and Makaryants, G. M. (2014), "Reduction of acoustic interference of the hydraulic stand by controlling the rotation frequency of the electric pump drive and the use of hydrodynamic noise dampers", *Technical and technological problems of the service*, no. 1 (27), pp. 6-12. (In Russian)
7. Crocker, M. J, Ed. Malcolm. (2007), *Handbook of Noise and Vibration Control*, John Wiley and Sons, 1584 p.
8. Smolyakov, A. V. (2005), *Noise of turbulent flows*, St. Petersburg: Central Research Institute named after academician A. N. Krylov, 312 p. (In Russian)



Определение упруго-демпфирующих характеристик дренажно-предохранительного клапана

А. Б. Прокофьев	доктор технических наук, доцент; первый проректор – проректор по научно-исследовательской работе; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара; prok@ssau.ru
Г. М. Макарянц	доктор технических наук, доцент; заведующий кафедрой эксплуатации авиационной техники; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара; makaryants@ssau.ru
Д. М. Стадник	кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика РАН Владимира Павловича Шорина; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара; stadnik.dm@ssau.ru
М. В. Баляба	кандидат технических наук, инженер учебной лаборатории пневмогидравлических систем; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара; balyaba.mv@ssau.ru
Г. А. Косов	лаборант-исследователь НИИ-201 (Институт акустики машин); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара; kosov.ga@ssau.ru

Клапанные устройства являются основными элементами, определяющими надёжность пневматических и газовых систем. Одним из основных недостатков клапанных устройств является их работа в колебательном режиме, который возникает из-за неустойчивости системы с клапаном. Для оценки устойчивости была разработана математическая модель в сосредоточенных параметрах системы «клапан – ёмкость». Было показано, что величина коэффициентов такой модели не является постоянной и зависит от режима работы клапана – высоты его подъёма. Учитывалось, что при выходе через затвор клапана часть газа устремляется вслед за тарелью. Математическое моделирование показало, что такое гидродинамическое взаимодействие затвора и газового потока приводит к появлению дополнительных отрицательных слагаемых общего демпфирования и упругости в уравнении равновесия тарели, величина которых пропорциональна подъёму клапана. Это говорит о том, что коэффициенты уравнения равновесия тарели при подъёме клапана могут стать отрицательными при его движении в сторону от седла, что гарантирует неустойчивость системы «клапан – ёмкость» и её работу в колебательном режиме. Полученные зависимости для упруго-демпфирующих свойств клапана экспериментально валидированы.

Ключевые слова: дренажно-предохранительный клапан; имитационная модель; валидация; устойчивость; гидродинамическая сила; пневматическая система

Цитирование: Прокофьев, А. Б. Определение упруго-демпфирующих характеристик дренажно-предохранительного клапана / А. Б. Прокофьев, Г. М. Макарьянц, Д. М. Стадник, М. В. Баляба, Г. А. Косов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 121-137. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-121-137

Введение

Надёжность систем хранения, подачи и транспортировки сжатого воздуха или газа, а также надёжность систем привода, использующего энергию сжатого воздуха, в высокой степени зависит от стабильной работы клапанных устройств. Например, на химическом производстве и в нефтеперерабатывающей промышленности предохранительные клапаны отвечают за защиту ёмкостей хранения газа от превышения допустимого по условиям прочности уровня давления. При этом любая нестабильная работа и колебания клапанов могут привести к повреждению корпуса ёмкости. Другой пример – ракетно-космическая техника, где ответственность работы предохранительных клапанов более широкая. Помимо того, что клапаны снижают нагруженность баков внутренним давлением компонентов, они также обеспечивают некоторое поддавливание на входе в турбонасосный агрегат, гарантируя его бескавитационную работу и штатную подачу топлива в двигатель. Это в свою очередь способствует поддержанию требуемой тяги, скорости и траектории движения ракеты в соответствии с полётным заданием. Потеря устойчивости предохранительного клапана или его автоколебания могут привести к падению давления или его пульсациям на входе в турбонасосный агрегат, что как минимум снизит точность выведения полезной нагрузки, а в худшем случае приведёт к потере продольной устойчивости ракеты в целом. Необходимо отметить, что важность задачи повышения точности траектории движения ракеты-носителя значительно возросла именно в последнее время, когда существенная доля полезной нагрузки представляет собой спутники дистанционного зондирования Земли, а они в большинстве не имеют своей двигательной установки, которая могла бы скорректировать ошибки выведения ракетой-носителем.

За последние 10 лет только из общедоступных новостных источников известны как минимум пять случаев отказа ракетной техники по вине нестабильно работающих клапанов. На космодроме Плесецк 27 июня 2014 г. был отменён испытательный запуск ракеты «Ангара-1.2ПП». Причина: «негерметичный дренаж клапана наддува магистрали окислителя» [1]. На космодроме Байконур 12 октября 2018 г. произошла авария первой ступени ракеты «Союз-ФГ». Госкомиссия установила, что «на ракете был неисправен дренажно-предохранительный клапан бака окислителя» [2]. На космодроме Восточный 9 апреля 2024 г. отменён пуск ракеты-носителя «Ангара-А5». Причина: «сбой системы наддува бака окислителя центрального блока» [3]. На космодроме мыс Канаверал 7 мая 2024 г. отменён пуск ракеты-носителя «Atlas V (Space X)». Причина: «проблема с кислородным клапаном второй ступени [4]. Клапан неоднократно издавал странные звуки, похожие на «дребезжания», когда пытался закрыться» [5]. Как видно, колебания клапанных устройств в ракетной технике имеют серьёзные последствия, поэтому определение причин их возникновения, а также разработка методов расчёта и средств устранения в настоящее время представляет собой важную научно-техническую проблему.

Работа предохранительного клапана происходит в составе некоторой системы. В большинстве случаев это ёмкость, в которой необходимо поддерживать давление, имеющее тенденцию к нарастанию из-за кипения криогенных компонентов или из-за принудительного наддува от внешнего источника. Как показала практика, в процессе поддержания давления при срабатывании клапана зачастую возникают колебания его запорно-регулирующего органа –

тарели. Колебания могут иметь как низкочастотный характер, сопровождаясь ударами тарели о седло, так и высокочастотный дребезг с касанием седла, а также высокочастотный флаттер без касания уплотнительного элемента. Такой нестабильный режим работы клапана приводит к снижению поддерживаемого в ёмкости давления (в ракетной технике это – гарантированная кавитация турбонасосного агрегата) и передаче колебаний давления далее по магистрали (что может вызвать колебания тяги), а в самом клапане – к разрушению седла, тарели и её направляющих.

Нестабильная работа клапана появляется как результат потери динамической устойчивости тарели или как результат возникновения её автоколебаний. В литературе рассмотрен ряд причин, вызывающих нестабильную работу клапана.

В работах [6, 7] отмечено, что одной из причин, вызывающих автоколебания клапана, являются потери давления на участке между ёмкостью и запорно-регулирующим органом. При срабатывании клапана возникает циклический процесс его преждевременного закрытия из-за уменьшения давления перед тарелью (вследствие потерь) и последующего принудительного открытия (вследствие повышения давления в защищаемой ёмкости). Механизм автоколебаний, связанный с потерями на входном участке клапана, приводит к низкочастотным хлопкам тарели о седло. Для борьбы с такими колебаниями рекомендуют не допускать величины потерь давления на входе в клапан более 3 % [8]. В англоязычной литературе оно получило название «правило трёх процентов» и даже отражено в рекомендациях Американского института нефти [9].

Другой причиной автоколебаний клапанов является возникновение гидроудара при резком открытии [10, 11]. Быстрое движение запорно-регулирующего органа создаёт волну разряжения, которая движется против потока от тарели к ёмкости. Это приводит к местному падению давления, действующего на тарель, и её резкому хлопку-закрытию. Возникает высокочастотный дребезг с ударами о седло. Практические рекомендации по недопущению таких автоколебаний сводятся к ограничению длины трубопровода, соединяющего ёмкость и клапан.

В цикле работ [12, 13, 14] причиной автоколебаний называют четвертьволновой резонанс объёма газа в участке между тарелью и ёмкостью. Как и в предыдущих случаях рекомендации касались лишь ограничения длины входного участка.

В рассмотренных публикациях рекомендации по обеспечению стабильной работы клапана затрагивали только изменения свойств присоединённой системы, в частности длины входного участка. Вопрос того, как динамические свойства самого клапана влияют на автоколебания или устойчивость, в литературе освещён слабо. Есть лишь ряд работ [15, 16, 17, 18], исследующих устойчивость клапанных устройств в предположении постоянства их упруго-демпфирующих свойств. Однако, существующие экспериментальные исследования [18, 19, 20, 21] показывают, что колебания тарели могут возникнуть на разной высоте подъёма клапана при его достаточно медленном открытии, т.е. в условиях, когда волновые процессы в присоединённом трубопроводе должны уже затухнуть или даже не проявиться вовсе, что не должно повлиять на стабильность положения тарели. Такое поведение клапана может быть связано только с непостоянством его усилительных, демпфирующих и инерционных свойств вследствие динамического взаимодействия с дросселируемым потоком газа. Решив фундаментальную задачу исследования того, как изменяются упруго-демпфирующие свойства клапана в процессе движения тарели, и использовав эти новые знания как исходные данные о коэффициентах уравнений в другой фундаментальной задаче – об устойчивости системы клапана и присоединённой нагрузки в виде ёмкости, можно выработать практические рекомендации по разработке элементов конструкции клапана, которые бы обеспечили такие его динамические свойства, которые исключили бы неустойчивые режимы его работы, обеспечив надёжность и

работоспособность систем, функционально связанных с клапаном. Например, пневмогидравлической системы ракеты-носителя, его турбонасосного агрегата и двигателя.

Поэтому целью статьи является определение упруго-демпфирующих характеристик клапана, их степени нелинейности в системе «запорно-регулирующий элемент и присоединённая динамическая система» за счёт разработки нелинейной математической модели динамики клапана и её валидации на базе экспериментальных исследований.

1 Математическая модель динамики взаимодействия тарели клапана и дросселируемого потока

В качестве объекта исследований рассматривался клапан такой же размерности, как и реальный предохранительный клапан бака ракеты-носителя, например, такой как дренажно-предохранительный клапан (ДПК) ракеты-носителя, представленный в патенте [22] (рисунок 1).

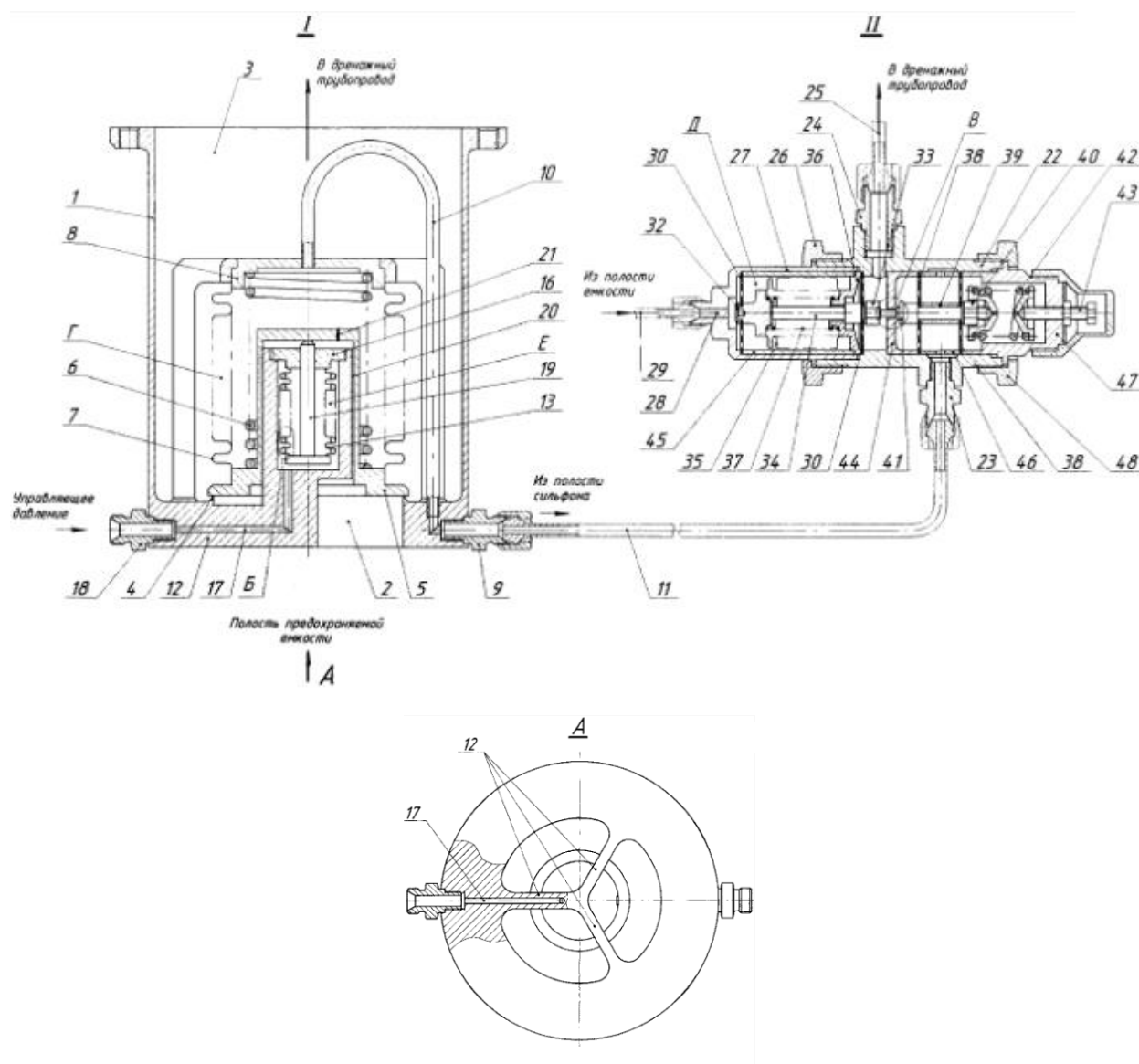


Рисунок 1 – Дренажно-предохранительный клапан, представленный в патенте [22]

Схема системы автоматического регулирования давления (САР) газа в ёмкости с использованием ДПК представлена на рисунке 2. Рассматриваемая САР функционирует следующим образом. Газ высокого давления p_0 через расходную шайбу 1 с расходом G_0 поступает в ёмкость. По мере увеличения давления p_1 в ёмкости возрастает сила, действующая на тарель 3. При достижении этой силы значения, равного усилию предварительной затяжки пружины 4, клапан открывается и сбрасывает излишки среды в атмосферу. При постоянном давлении перед расходной шайбой тарель поднимается над седлом на величину x , при этом расход через клапан соответствует расходу на входе ($G_2 = G_0$), а давление в ёмкости отличается от настроенного давления (определяемого усилием предварительной затяжки пружины) на величину статической ошибки.

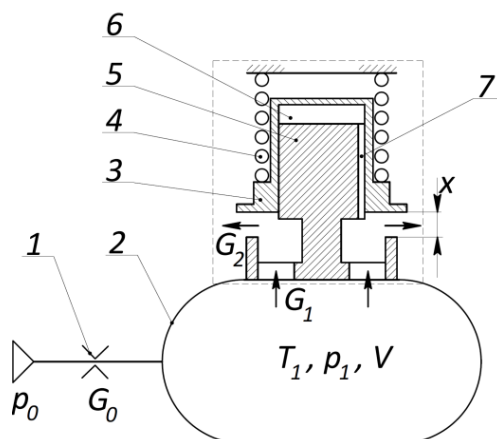


Рисунок 2 – Расчётная схема системы регулирования давления газа в ёмкости:
1 – дроссельная шайба; 2 – ёмкость; 3 – тарель; 4 – пружина; 5 – направляющая фланца;
6 – полость между торцом направляющей и тарелью; 7 – канал

Структурно в САР давления в ёмкости имеются: объект управления – ёмкость и автоматический регулятор – клапан (рисунок 3). Регулируемый параметр – давление газа в ёмкости $p_1(t)$, регулирующий фактор – подъём клапана $x(t)$, возмущающее воздействие – расход газа на входе в ёмкость $G_0(t)$.

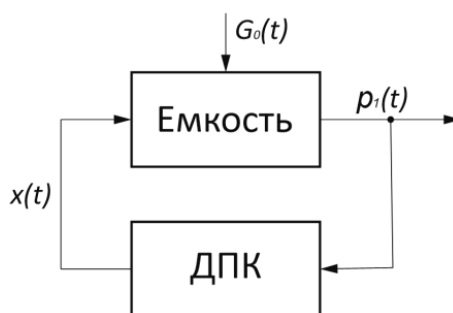


Рисунок 3 – Схема САР экспериментальной установки
 $x(t)$ – высота подъема тарели; $G_0(t)$ – массовый расход на входе в расходную шайбу; p_1 – давление в ёмкости

Для исследования динамики взаимодействия тарели клапана и движущегося дросселируемого потока воздуха использовался метод, основанный на теореме об изменении количества движения среды, проходящей через проточную часть клапана. Использовалось следующее уравнение [23]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{u} dV + \int_S \rho \vec{u} u_n dS = \vec{P}_V + \vec{P}_S + \vec{P}'_{\text{сд}}, \quad (1)$$

где $\vec{u}$ – вектор местной скорости среды; u_n – проекция местной скорости среды на нормаль к поверхности S ; $\vec{P}_V$ – объёмные силы; $\vec{P}_S$ – главный вектор поверхностных сил (определяется действующими на поверхность S силами давления и силами трения); $\vec{P}'_{z\partial}$ – гидродинамическая реакция (равна по величине и противоположна по направлению силе, с которой поток действует на тело $\vec{P}''_{z\partial}$).

Первое слагаемое в левой части уравнения (1) учитывает влияние инерции среды на исполнительный орган. Второе слагаемое выражает действие сил потока. Это слагаемое связано с изменением количества движения среды при её прохождении через проточную часть клапана. Для применения уравнения (1) в рамках исследований динамики рассматриваемой САР был выделен контрольный объём в проточной части клапана, как показано на рисунке 4.

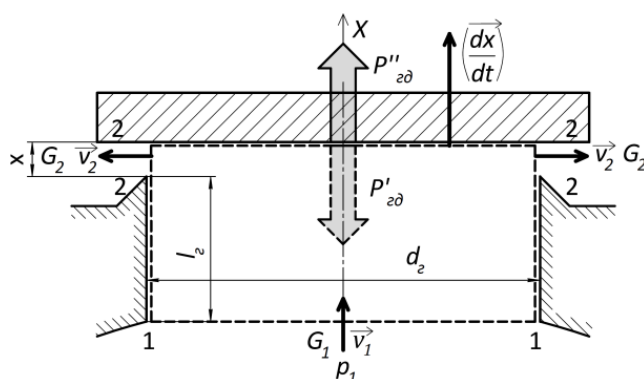


Рисунок 4 – Схема для определения газодинамической силы, действующей на тарель клапана:
 x – высота подъема тарели; dx/dt – скорость движения тарели; v_1 – средняя скорость среды в сечении 1-1; v_2 – средняя скорость среды в сечении 2-2; G_1 – массовый расход воздуха в сечении 1-1; G_2 – массовый расход воздуха в сечении 2-2; d_2 – диаметр горла (диаметр седла); l_2 – длина горла; p_1 – давление в сечении 1-1; $\vec{P}'_{z\partial}$ – газодинамическая реакция; $\vec{P}''_{z\partial}$ – газодинамическая сила, с которой поток действует на тарель клапана

При выводе уравнения, выражающего действие среды на тарель клапана, использовались следующие допущения:

- силы трения в сечениях 1-1 и 2-2 пренебрежимо малы по сравнению с другими силами, действующими на контрольный объём;
- направление скорости среды в сечении 2-2 перпендикулярно направлению движения клапана;
- контрольный объём рассматривается в сосредоточенных параметрах ввиду того, что неизвестен закон распределения параметров среды в каждый момент времени;
- гидравлические потери в горле пренебрежимо малы.

Уравнение (1) в проекциях на ось X с учётом приведённых выше допущений можно записать в следующем виде:

$$P_{ин} - G_1 v_1 + \rho_1 S_2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = p_1 \frac{\pi d_2^2}{4} - P'_{z\partial}, \quad (2)$$

где $P_{ин} = \rho_1 l_2 S_2 \frac{dv_1}{dt}$ – величина инерции среды в горле; S_2 – площадь горла; l_2 – длина горла; d_2 – диаметр горла; $P'_{z\partial}$ – гидродинамическая реакция.

Третье слагаемое в левой части уравнения (2) представляет собой изменение количества движения среды, связанное с движением тарели.

Принимая во внимание, что величина гидродинамической силы, с которой среда действует на тарель клапана, равна и противоположна по знаку гидродинамической реакции, уравнение (2) можно записать в следующем виде:

$$P_{\varepsilon 0}'' = p_1 \frac{\pi d_{\varepsilon}^2}{4} + G_1 v_1 - \rho_1 S_{\varepsilon} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - \rho_1 l_{\varepsilon} S_{\varepsilon} \frac{dv_1}{dt}. \quad (3)$$

Уравнение неразрывности потока среды между сечениями 1-1 и 2-2 с учётом движения тарели клапана имеет вид:

$$G_1 = G_2 + S_{\varepsilon} \rho_1 \frac{dx}{dt}, \quad (4)$$

где $G_2 = A_2 p_1 x$ – массовый расход газа через сечение 2-2 при условии сверхкритического перепада давления в данном сечении; A_2 – коэффициент, учитывающий свойства газа и диаметр горла; x – ход клапана.

Скорость потока газа в сечении 1-1 с учётом уравнения (4) равна:

$$v_1 = \frac{G_2}{S_{\varepsilon} \rho_1} + \frac{dx}{dt}. \quad (5)$$

Подставляя выражения (4) и (5) в уравнение (3), запишем:

$$P_{\varepsilon 0}'' = p_1 \frac{\pi d_{\varepsilon}^2}{4} + \left(G_2 + S_{\varepsilon} \rho_1 \frac{dx}{dt} \right) \left(\frac{G_2}{S_{\varepsilon} \rho_1} + \frac{dx}{dt} \right) - \rho_1 S_{\varepsilon} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - \rho_1 l_{\varepsilon} S_{\varepsilon} \left(\frac{1}{S_{\varepsilon} \rho_1} \cdot \frac{dG_2}{dt} - \frac{G_2}{S_{\varepsilon}} \cdot \frac{1}{\rho_1^2} \cdot \frac{d\rho_1}{dt} + \frac{d^2 x}{dt^2} \right). \quad (6)$$

Раскроем скобки в выражении (6) и запишем:

$$P_{\varepsilon 0}'' = p_1 \frac{\pi d_{\varepsilon}^2}{4} + \frac{G_2^2}{S_{\varepsilon} \rho_1} + 2G_2 \frac{dx}{dt} + S_{\varepsilon} \rho_1 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - \rho_1 S_{\varepsilon} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - l_{\varepsilon} \frac{dG_2}{dt} + \frac{l_{\varepsilon}}{\rho_1} G_2 \frac{d\rho_1}{dt} - \rho_1 l_{\varepsilon} S_{\varepsilon} \frac{d^2 x}{dt^2}. \quad (7)$$

Подставим в выражение (7) записанное ранее уравнение для определения расхода газа через сечение 2-2 $G_2 = A_2 p_1 x$:

$$P_{\varepsilon 0}'' = p_1 \frac{\pi d_{\varepsilon}^2}{4} + \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_{\varepsilon}} x^2 + 2G_2 \frac{dx}{dt} - l_{\varepsilon} A_2 p_1 \frac{dx}{dt} - l_{\varepsilon} A_2 x \frac{dp_1}{dt} + \frac{l_{\varepsilon}}{\rho_1} A_2 p_1 x \frac{d\rho_1}{dt} - \rho_1 l_{\varepsilon} S_{\varepsilon} \frac{d^2 x}{dt^2}. \quad (8)$$

Приводя уравнение (8) к окончательному виду, получим:

$$P_{\varepsilon 0}'' = p_1 \frac{\pi d_{\varepsilon}^2}{4} + \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_{\varepsilon}} x^2 + A_2 p_1 (2x - l_{\varepsilon}) \frac{dx}{dt} - \rho_1 l_{\varepsilon} S_{\varepsilon} \frac{d^2 x}{dt^2}. \quad (9)$$

В уравнении (9) слагаемое $p_1 \frac{\pi d_{\varepsilon}^2}{4}$ выражает влияние статического давления, действующего на тарель клапана; слагаемое $\frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_{\varepsilon}} x^2$ выражает влияние нелинейной восстанавливаю-

щей силы; слагаемое $A_2 p_1 (2x - l_c) \frac{dx}{dt}$ выражает влияние нелинейного демпфирования в системе; слагаемое $\rho_1 l_c S_c \frac{d^2 x}{dt^2}$ выражает влияние дополнительной массы среды в горле на инерцию тарели.

Уравнение равновесия тарели клапана с учётом действия среды, определяемого с помощью выражения (9), можно записать в следующем виде:

$$(M + \rho_1 l_c S_c) \frac{d^2 x}{dt^2} + A_2 p_1 (l_c - 2x) \frac{dx}{dt} + Jx - \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_c} x^2 + F^0 = p_1 \frac{\pi d_c^2}{4} \quad (10)$$

где M – масса тарели (с учётом одной трети массы пружины); J – жесткость пружины; F^0 – усилие предварительной затяжки пружины.

Расход газа через дросселирующее сечение 2-2 выражается формулами Сен-Венана – Ванцеля [24]:

$$G_2 = \mu \pi d_c x p_1 \sqrt{\frac{k}{R T_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} = A_2 x p_1, \quad \text{при } p_a/p_1 \leq \beta_{кр} \quad (11)$$

где $A_2 = \mu \pi d_c \sqrt{\frac{k}{R T_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}$; μ – коэффициент расхода в сечении 2–2; k – показатель адиабаты; p_a – атмосферное давление; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений.

Полагая, что состояние газа в подушке изменяется по адиабатному закону, можно записать [24]:

$$C_1 \frac{dp_1}{dt} = G_0 - G_2 - S_c \rho_1 \frac{dx}{dt}, \quad (12)$$

где $C_1 = \frac{V_1}{k R T_1}$ – акустическая ёмкость.

Полученная система уравнений (10)–(12) отражает функционирование САР давления газа в ёмкости с учётом газодинамической силы, принятой в расчёт на основе теоремы об изменении количества движения для проточной части клапана. Описанная математическая модель включает в себя нелинейные алгебраические и дифференциальные уравнения, описывающие функционирование САР в зависимости от граничных условий и возмущающих воздействий. Для расчёта характеристик использовались следующие исходные данные, представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчёта

Наименование параметра	Условные обозначения	Значение
Приведённая масса подвижных элементов клапана	M	366 г
Жёсткость пружины	J	22 Н/мм
Усилие предварительной затяжки пружины	F^0	2420 Н
Объём ёмкости	V_1	70 л
Диаметр горла	d_c	95 мм
Длина горла	l_c	77 мм
Рабочая среда	-	воздух
Газовая постоянная	R	287 Дж/кг/К
Диапазон изменения массового расхода через клапан	G_0	0...2 кг/с

2 Экспериментальная установка исследования динамики взаимодействия тарели клапана и дросселируемого потока

Экспериментальные исследования проведены на стенде, схема которого представлена на рисунке 5.

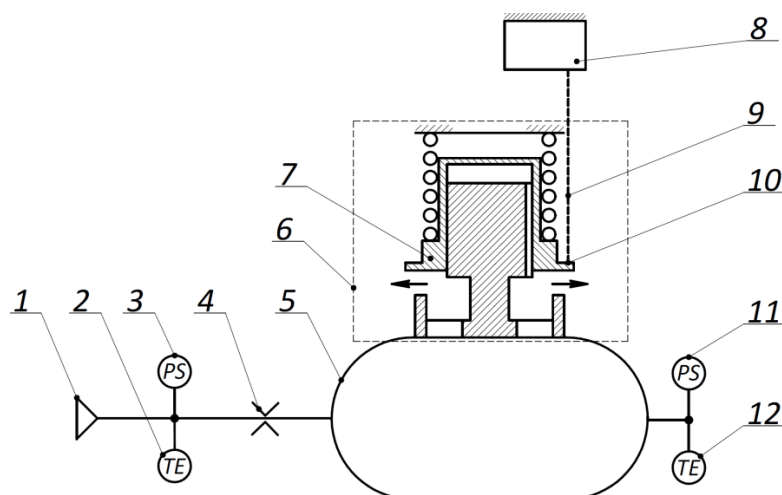


Рисунок 5 – Схема экспериментальной установки

1 – источник сжатого воздуха; 2 – термопара типа К; 3 – статодинамический датчик Kulite NEM-375 (M); 4 – дроссельная шайба; 5 – ёмкость; 6 – ДПК; 7 – тарель; 8 – триангуляционный лазерный датчик РФ603 (показан 1 из 4); 9 – луч лазерного датчика; 10 – место измерения высоты подъёма тарели; 11 – статодинамический датчик давления Kulite ETM-375(M); 12 – термопара типа К

Основными элементами стенда являлись: входной участок с установленной расходной шайбой (4), ёмкость (5) и ДПК (10). Подвод воздуха высокого давления осуществлялся путём подключения металлорукава ко входному участку. Давление на входе в расходную шайбу изменялось с помощью редуктора. Для изменения давления открытия ДПК была предусмотрена возможность подключения его сильфонной полости к источнику сжатого воздуха. Основные конструктивно-настроечные параметры стенда представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Конструктивно-настроечные параметры стенда

Наименование параметра	Значение
Диаметр проходного сечения расходной шайбы	11 мм
Объем ёмкости	70 л
Диапазон изменения давления на входе в расходную шайбу	0 – 100 бар
Диапазон изменения давления наддува сильфонной полости ДПК	0 – 3 бар

Измерительно-обрабатывающий комплекс включал в себя систему LMS Scadas Mobile, пьезорезистивные датчики давления Kulite (3, 11), датчик температуры (2, 12) и лазерные триангуляционные датчики перемещения (8). Система измерения позволяла проводить регистрацию таких параметров, как давление и температура на входе в расходную шайбу, давление в ёмкости и перемещение тарели. Установленные по периметру тарели четыре лазерных триангуляционных датчика позволяли определять её положение с учётом возможного перекоса по отношению к направляющей, по которой она движется. Характеристики первичных преобразователей представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Характеристики используемых первичных преобразователей

№	Наименование	Кол-во	Цель использования	Диапазон измеряемой величины	Разрешение	Частота обновления данных, Гц
1	Триангуляционный лазерный датчик РФ603	4	Измерение высоты подъёма тарели в 4-х местах	0-100 мм	0,01 мм	5050
2	Статодинамический датчик давления Kulite НЕМ-375 (М)	1	Измерение давления до дроссельной шайбы	0-170 бар	1 Па	10200
3	Статодинамический датчик давления Kulite ЕТМ-375(М)	1	Измерение давления в ёмкости	0-17 бар	2 Па	10200
4	Термопара типа К	2	Измерение температуры среды в ёмкости и перед дроссельной шайбой	0-800 °С	0,1 °С	10200

Для регистрации и сбора данных применялась аппаратная платформа LMS SCM05 с модулями VB8 и V8. Управление сбором и настройка передачи данных, а также тарирование измеряемых параметров проводились в программном пакете LMS Test.Xpress.

Эксперимент имитировал работу клапана по поддержанию постоянного давления в ёмкости в процессе увеличения в ней массы, а следовательно, и давления газа. В реальной системе повышение давления в ёмкости может быть связано с кипением криогенного компонента или с заполнением газовой подушки из линии наддува. На стенде такое возмущающее воздействие на САР давления осуществлялось повышением расхода воздуха в ёмкость через расходную шайбу с помощью редуктора давления. Расход в ёмкость повышался, клапан пропорционально открывался, а затем подача давления прекращалась, эксперимент заканчивался, и воздух из ёмкости стравливался. В ходе эксперимента записывались временные реализации давления на входе в расходную шайбу (для дальнейшего пересчёта в расход), давления в ёмкости, соответствующих температур и перемещения тарели клапана. На рисунке 6 представлены результаты трёх последовательно проведённых экспериментов по увеличению и уменьшению расхода в ёмкость. Экспериментальные данные позволили вычислить компоненты демпфирования и упругости клапана, связанные с гидродинамическим воздействием на тарель сбрасываемого воздуха.

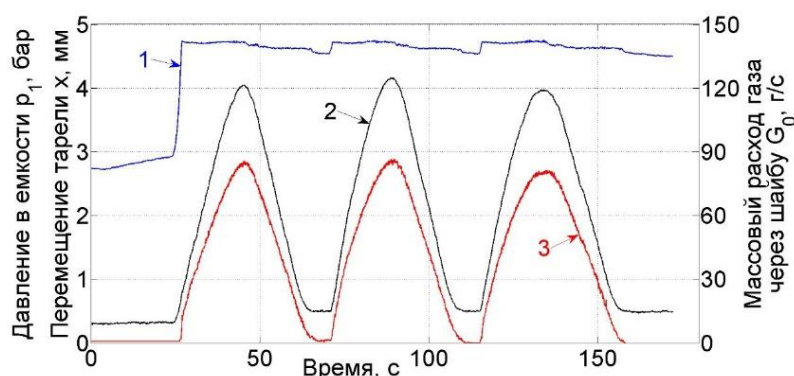


Рисунок 6 – Временные реализации расхода воздуха в ёмкость, перемещения тарели клапана и давления в ёмкости

1 – давление в ёмкости p_1 ; 2 – расход воздуха G_0 , подаваемый в ёмкость; 3 – перемещение x тарели клапана

Компонента, характеризующая положительное демпфирование в системе и связанная с гидродинамическими процессами в горле клапана, как следует из уравнения (10), определяется следующим образом:

$$D^+ = A_2 p_1 l_2. \quad (13)$$

Компонента, характеризующая отрицательное демпфирование в системе и связанная с торможением тарели следующим вслед за ней потоком, из уравнения (10) определяется как:

$$D^- = A_2 p_1 x. \quad (14)$$

Компоненту, характеризующую отрицательную упругость, вызванную противодействием движению тарели массы газа, устремлённой за ней, из уравнения (10) можно найти как:

$$K^- = \frac{A_2^2 p_1 R T_1}{S_2}. \quad (15)$$

Это позволило валидировать разработанную математическую модель.

3 Результаты моделирования динамических свойств клапана. Валидация математической модели

На рисунках 5–7 представлены зависимости параметров системы, связанные с наличием газодинамической силы, от перемещения тарели. Статические характеристики получены при давлении наддува в сильфонной полости давлением 3 бар. На рисунке 7 представлена зависимость параметра, который характеризует положительное демпфирование в системе. Данный параметр зависит от диаметра, длины горла и давления в ёмкости.

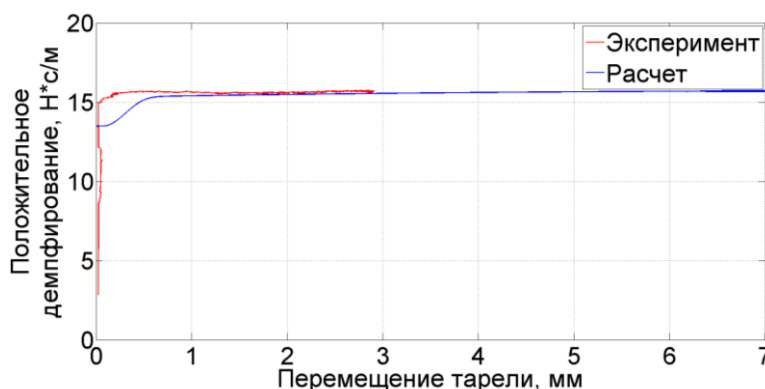


Рисунок 7 – Зависимость демпфирования, способствующего повышению устойчивости системы, от перемещения тарели

Из анализа полученных результатов следует, что положительное демпфирование в системе практически не зависит от перемещения тарели (то есть от расхода воздуха через клапан). Незначительное увеличение связано с ростом давления в ёмкости из-за статической ошибки.

На рисунке 8 представлена зависимость параметра, который характеризует отрицательное демпфирование в системе. Данный параметр зависит от диаметра горла, давления в ёмкости и перемещения тарели.

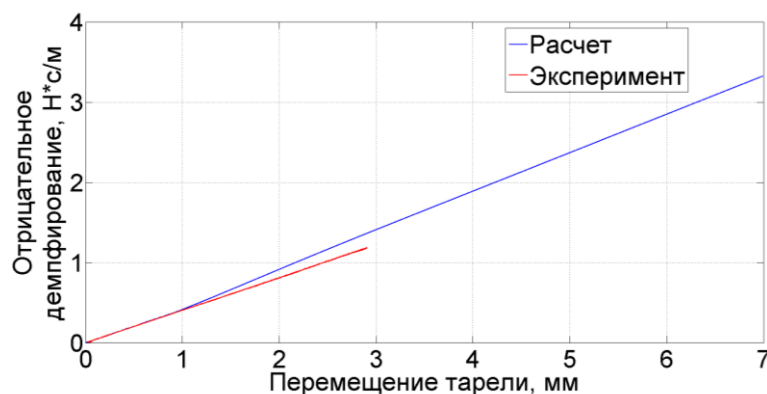


Рисунок 8 – Зависимость демпфирования, приводящего к снижению устойчивости системы, от перемещения тарели

Из анализа полученных результатов следует, что отрицательное демпфирование в системе существенно зависит от перемещения тарели (то есть от расхода воздуха через клапан). Принимая во внимание результаты, представленные ранее на рисунке 7, следует отметить, что для клапанов с малой длиной горла и большими перемещениями тарели вероятность появления неустойчивой работы возрастает.

На рисунке 9 представлена зависимость параметра, который характеризует газодинамическую жёсткость в системе. Данный параметр имеет такую же единицу измерения, как и жёсткость пружины, однако в отличие от неё не является постоянной величиной. Данный параметр зависит от давления в ёмкости и перемещения тарели.

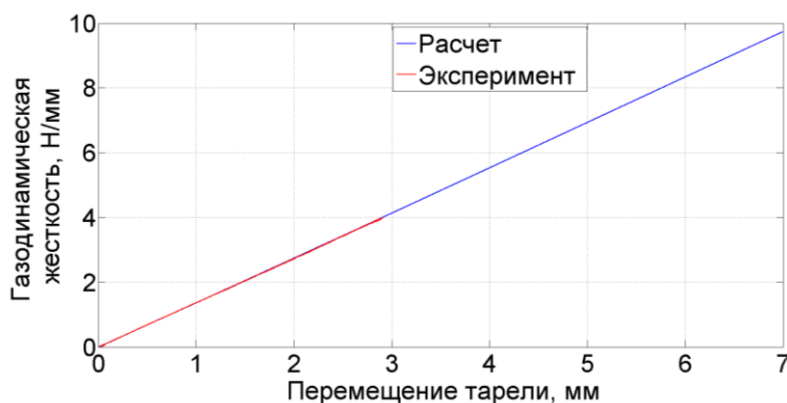


Рисунок 9 – Зависимость жёсткости, приводящей к снижению устойчивости системы, от перемещения тарели

Из анализа полученных результатов следует, что с ростом подъёма тарели над седлом клапана газодинамическая жёсткость возрастает. Газодинамическая жёсткость направлена на уменьшение жёсткости пружины клапана, то есть на снижение восстанавливающей силы в клапане. Причём чем больше перемещение тарели, тем меньше получается в результате восстанавливающая сила. Таким образом, можно отметить, что наличие газодинамической жёсткости, возрастающей с увеличением подъёма тарели, приводит к снижению устойчивости системы в целом.

Полученные теоретические значения для демпфирования и жёсткости экспериментально валидированы.

Заключение

В рамках проблемы обеспечения надёжности и работоспособности систем хранения и подачи компонентов топлива ракеты-носителя решена фундаментальная задача определения упруго-демпфирующих характеристик клапана, а также их степени нелинейности в системе «запорно-регулирующий элемент и присоединённая динамическая система». В качестве клапана рассматривалось устройство размерности дренажно-предохранительный клапан ракеты-носителя, а присоединённая динамическая система представляла собой ёмкость, имитирующую подушку наддува бака хранения компонента топлива ракеты.

Была разработана математическая модель динамики системы «клапан – ёмкость», которая показала, что упругие и демпфирующие свойства клапана, работающего с присоединённой нагрузкой в виде ёмкости, не постоянны. На динамические свойства оказывают большое влияние не только упругость возвратной пружины и вязкость рабочей среды, но и гидродинамические силы, которые связаны с движением газа через клапан при его открытии во время поддержания постоянного давления в ёмкости. Физически такая нелинейность упруго-демпфирующих свойств клапана объясняется силовым воздействием на тарель некоторой массы газа, перемещающейся не на выход из клапана, а устремляющейся вслед за его запорно-регулирующим элементом.

Модель учитывала движение газа через ёмкость и сам клапан, а также движение запорно-регулирующего элемента клапана. Перемещение газа в районе горла описывалось уравнением сохранения количества движения. Модель не учитывала падение силы потока, действующего на тарель вдоль уплотнительного элемента. Также модель не учитывала силу сухого трения в направляющей тарели. Такие существенные упрощения в допущениях позволили изолировать влияние движения присоединённой к тарели массы газа на общее демпфирование и упругость клапана.

Анализ коэффициентов при скорости и перемещении в уравнении движения тарели показал следующее.

1. Даже без учёта сил вязкого трения истекающего газа, взаимодействующего с тарелью и её направляющими, коэффициент при скорости тарели – не нулевой и имеет два слагаемых. Одно, связанное с движением газа вдоль горла клапана, – положительное и для заданного режима постоянное, а второе, связанное с высотой подъёма клапана, – отрицательное. Таким образом, общее демпфирование клапана не только уменьшается с увеличением его подъёма, при этом уменьшая запас устойчивости, но и на высоте подъёма больше половины длины горла становится отрицательным, гарантируя неустойчивую работу клапана.

2. Гидродинамика истекающего газа в дополнение к упругости возвратной пружины вызвала появление нового слагаемого в коэффициенте при перемещении тарели. Его величина растёт пропорционально подъёму клапана и сама по себе отрицательна, а значит уменьшает общую упругость системы «клапан – дросселируемый поток» и на некоторой высоте приведёт к отрицательному коэффициенту упругости. Это также признак неустойчивой работы клапана на ёмкость.

3. Полученные теоретические выводы прошли экспериментальную валидацию.

Проведённые теоретические и экспериментальные исследования позволили сделать следующий вывод. В отсутствие дополнительных конструктивных устройств, уменьшающих податливость клапана и увеличивающих рассеивание энергии его движения, начиная с определённых высот подъёма тарели система «клапан – ёмкость» теряет устойчивость, что обязательно приведёт к незатухающим колебаниям и потере работоспособности клапана.

В дальнейшем планируется исследовать нелинейное поведение подъёмной силы газа, двигающей клапан и связанной с непостоянной эпюрой давления на его затворе.

Благодарности

Результаты исследования были получены при финансовой поддержке Российской Федерации в лице Минобрнауки России (грант на проведение крупных научных проектов по приоритетным направлениям научно-технологического развития, соглашение № 075-15-2024-558).

Список использованных источников

1. Причиной отмены старта «Ангары» стал негерметичный клапан // РИА Новости : [сайт]. – 2014. – URL: <https://ria.ru/20140630/1014111667.html?in=t> (дата обращения 29.10.2024).
2. Источник сообщил об обнаружении неисправного клапана на упавшей ракете «Союз-ФГ» // Интерфакс : [сайт]. – 2018. – URL: <https://www.interfax.ru/russia/633029> (дата обращения 29.10.2024).
3. Глава «Роскосмоса» назвал причину отмены запуска «Ангары-А5» с Восточного // РБК : [сайт]. – 2024. – URL: https://www.rbc.ru/technology_and_media/09/04/2024/66150c299a794784c4e1890d (дата обращения 29.10.2024).
4. Первый пилотируемый запуск корабля Starliner к МКС отложили // Известия : [сайт]. – 2024. – URL: <https://iz.ru/1692860/2024-05-07/pervyi-pilotiruemyi-zapusk-korablia-starliner-k-mks-otlozhili> (дата обращения 29.10.2024).
5. «Buzzing» rocket valve pushes 1st astronaut launch of Boeing's Starliner capsule to May 10 // Space.com : [сайт]. – 2024. URL: <https://www.space.com/starliner-crew-flight-test-launch-delay-may-10> (дата обращения 29.10.2024).
6. Singh, A. A correlation for safety valve blowdown and ring settings / A. Singh, D. Shak // The American society of mechanical engineers. – 1982. – С. 39-46.
7. Singh, A. An analytical study of the dynamics and stability of a spring loaded safety valve / A. Singh // Nuclear Engineering and Design. – 1982. – Т. 72, № 2. – С. 197-204.
8. ISO 4126-9:2008 Предохранительные устройства для защиты от избыточного давления. Часть 9. Применение и установка предохранительных устройств, за исключением автономных устройств с разрывной мембраной (ISO 4126-9:2008 Safety devices for protection against excessive pressure. Part 9. Application and installation of safety devices excluding stand-alone bursting disc safety devices).
9. API Standard 520. Sizing, Selection, and Installation of Pressure-relieving Devices; Part 2 – Installation. – Вашингтон : American Petroleum Institute, 2015. – 55 с.
10. Formmann, O. Analysis of safety relief valve chatter induced by pressure waves in gas flow / O. Formmann, L. Friedel // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 1998. – Т. 11, № 4. – С. 279-290.
11. Cremers, J. Validated sizing rule against chatter of relief valves during gas service / J. Cremers, L. Friedel, B. Pallaks // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2001. – Т. 14, № 2. – С. 261-267.
12. Höß, C. J. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms / C. J. Höß, A. R. Champneys, K. Paul, M. McNeely // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2014. – № 31. – С. 70-81.
13. Höß, C. J. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: II reduced order modelling/ C. J. Höß, A. R. Champneys, K. Paul, M. McNeely // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2015. – № 36. – С. 1-12.
14. Höß, C. J. Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service / C. J. Höß, A. R. Champneys, K. Paul, M. McNeely // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2016. – № 43. – С. 1-9.
15. Kasai, K. On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 1st Report, Considering the Effect of the Inlet Piping System / K. Kasai // JSME. – 1968. – Т. 11, № 48. – С. 1068-1083.
16. Kasai, K. On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 2nd Report, Considering the Effect of both the Inlet and the Outlet Piping System / K. Kasai // JSME. – 1969. – Т. 12, № 53. – С. 1091-1098.
17. MacLeod, G. Safety Valve Dynamic Instability: An Analysis of Chatter / G. MacLeod // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1985. – Т. 107, № 2. – С. 172-177.
18. Izuchi, H. Stability analysis of safety valve / H. Izuchi // Dynamics & Design Conference. – 2008. – С. 8-14.
19. Jie, J. Research on stability and control strategies for a spring-loaded valve with bypass outlet / J. Jie, S. Zhi-Jun, H. Jia-Xuan [и др.] // Annals of Nuclear Energy. – 2023. – № 191. – С. 1-36.
20. Wei, M. Experimental research on the dynamic instability characteristic of a pressure relief valve / M. Wei, M. Fei, G. Rong // Advances in Mechanical Engineering. – 2019. – Т. 11, № 2. – С. 1-13.

21. Chaoyong, Z. High-Fidelity Computational Fluid Dynamics Modeling and Analysis of a Pressure Vessel Pipe-Safety Valve System in Gas Service / Z. Chaoyong, Z. Fengjie, W. Dempster, C. Dianjing // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2021. – № 143. – С. 1-15.
22. Патент № 2521431 Российская Федерация, МПК F16K 17/04 (2006.01). Дренажно-предохранительный клапан бака окислителя : № 2013100645/06 : заявлено 09.01.2013 : опубликовано 27.06.2014 / Васильев В. А., Голева Т. В., Макарянц М. В. [и др.] ; заявитель и патентообладатель ФГУП "ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс". – 10 с.
23. Патрашев, А. Н. Прикладная гидромеханика / А. Н. Патрашев, Л. А. Кивако, С. И. Гожий ; под ред. А. Н. Патрашева. – Москва : Воениздат, 1970. – 683 с.
24. Герц, Е. В. Расчёт пневмоприводов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва : Машиностроение, 1975. – 272 с.

Determination of the elastic-damping characteristics of the vent-relief valve

A. B. Prokof'ev	Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, First Vice-Rector – Vice-Rector for Research and Development; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; prok@ssau.ru
G. M. Makaryants	Doctor of Science (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Aviation Technology Operation; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; makaryants@ssau.ru
D. M. Stadnik	Candidate of Sciences (Engineering), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automatic Systems of Power Plants named after academician of the Russian Academy of Sciences Vladimir Pavlovich Shorin; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; stadnik.dm@ssau.ru
M. V. Balyaba	Candidate of Sciences (Engineering), Engineer of the Educational Laboratory of Pneumatic and Hydraulic systems; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; balyaba.mv@ssau.ru
G. A. Kosov	Master of Engineering Sciences, Postgraduate Student, Laboratory Research Assistant of Research Institute-201 (Institute of Machine Acoustics); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kosov.ga@ssau.ru

Valve devices are the main elements determining the reliability of pneumatic and gas systems. One of the main disadvantages of valve devices is their operation in an oscillatory mode, which occurs due to the instability of the system with the valve. To evaluate stability, linearized mathematical model in lumped parameters was developed. In this paper, it is shown that for a relief valve maintaining pressure in the tank, the values of these coefficients are not constant and depend on the operating mode of the valve - the height of its lift. The model takes into account that when leaving through the valve shatter, part of the gas follows the poppet. Mathematical modeling shows that such hydrodynamic interaction of the valve shatter and gas flow leads to additional negative components of general damping and elasticity in the equilibrium equation of the poppet, the values of which are proportional to the valve lift. This indicates that the coefficients of the poppet equilibrium equation during valve lift can become negative when the valve moves away from the sealing element, which ensures its instability and operation in an oscillatory mode. The obtained dependencies for the elastic-damping properties of the valve are experimentally validated.

Keywords: drain relief valve; simulation model; validation; stability; hydrodynamic force; pneumatic system

Citation: Prokof'ev, A. B., Makaryants, G. M., Stadnik, D. M., Balyaba, M. V. and Kosov, G. A. (2024), "Determination of the elastic-damping characteristics of the vent-relief valve", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 3, pp. 121-137. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-121-137. (In Russian; abstract in English).

References

1. RIA Novosti (2014), "Prichiny otmeny starta «Angary» stal negermetichnyi klapан", available at: <https://ria.ru/20140630/1014111667.html?in=t> (Accessed 29 October 2024). (In Russian)
2. Interfax (2018), "Istochnik soobshhil ob obnaruzhenii neispravnogo klapan na upavshey rakete «Soyuz-FG»", available at: <https://www.interfax.ru/russia/633029> (Accessed 29 October 2024). (In Russian)
3. RBC (2024), "Glava «Roskosmosa» nazval prichinu otmeny zapuska «Angary-A5» s Vostochnogo", available at: https://www.rbc.ru/technology_and_media/09/04/2024/66150c299a794784c4e1890d (Accessed 29 October 2024). (In Russian). (In Russian)
4. Izvestia (2024), "Perviy pilotiruemyy zapusk korablya Starliner k MKS otlozhili", available at: <https://iz.ru/1692860/2024-05-07/pervyi-pilotiruemyi-zapusk-korablia-starliner-k-mks-otlozhili> (Accessed 29 October 2024). (In Russian)
5. Space.com (2024), "«Buzzing» rocket valve pushes 1st astronaut launch of Boeing's Starliner capsule to May 10", available at: <https://www.space.com/starliner-crew-flight-test-launch-delay-may-10> (Accessed 29 October 2024).
6. Singh, A. and Shak, D. (1982), "A correlation for safety valve blowdown and ring settings", *The American society of mechanical engineers*, pp. 39-46.
7. Singh, A. (1982), "An analytical study of the dynamics and stability of a spring loaded safety valve", *Nuclear Engineering and Design*, vol. 72, no. 2, pp. 197-204.
8. International Standards Office (2008), ISO 4126-9 Safety devices for protection against excessive pressure. Part 9. Application and installation of safety devices excluding stand-alone bursting disc safety devices, ISO, Geneva, Switzerland.
9. American Petroleum Institute (2014), *API Standard 520: Sizing, Selection, and Installation of Pressure-relieving Devices*; Part 2 – Installation, API, Washington, D.C., U.S.A.
10. Formmann, O. and Friedel, L. (1998), "Analysis of safety relief valve chatter induced by pressure waves in gas flow", *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 11, no. 4, pp. 279-290.
11. Cremers, J., Friedel, L. and Pallaks, B. (2001), "Validated sizing rule against chatter of relief valves during gas service", *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 14, no. 2, pp. 261-267.
12. Hös, C. J., Champneys, A. R., Paul, K. and McNeely, M. (2014), "Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms", *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 31, pp. 70-81.
13. Hös, C. J., Champneys, A. R., Paul, K. and McNeely, M. (2015), "Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: II reduced order modelling", *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 36, pp. 1-12.
14. Hös, C. J., Champneys, A. R., Paul, K. and McNeely M. (2016), "Dynamic behaviour of direct spring loaded pressure relief valves: III valves in liquid service", *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 43, pp. 1-9.
15. Kasai, K. (1968), "On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 1st Report, Considering the Effect of the Inlet Piping System", *JSME*, vol. 11, no. 48, pp. 1068-1083.
16. Kasai, K. (1969), "On the Stability of a Poppet Valve with an Elastic Support : 2nd Report, Considering the Effect of both the Inlet and the Outlet Piping System", *JSME*, vol. 12, no. 53, pp. 1091-1098.
17. MacLeod, G. (1985), "Safety Valve Dynamic Instability: An Analysis of Chatter", *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 107, no. 2, pp. 172-177.
18. Izuchi, H. (2008), "Stability analysis of safety valve", *Dynamics & Design Conference*, 2008, pp. 8-14.
19. Jie, J., Zhi-Jun, S., Jia-Xuan, H. [et al.] (2023), "Research on stability and control strategies for a spring-loaded valve with bypass outlet", *Annals of Nuclear Energy*, vol.191, pp. 1-36.
20. Wei, M., Fei, M. and Rong, G. (2019), "Experimental research on the dynamic instability characteristic of a pressure relief valve", *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 2, pp. 1-13.
21. Chaoyong, Z., Fengjie, Z., Dempster, W. and Dianjing, C. (2021), "High-Fidelity Computational Fluid Dynamics Modeling and Analysis of a Pressure Vessel Pipe-Safety Valve System in Gas Service", *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 143, pp. 1-15.
22. Vasil'ev, V. A., Goleva, T. V., Makar'yanc, M. V., Ozhigov, V. S. and Tumanov, D. V., FGUP "GNPRKTs"TsSKB-Progress" (2013), *Drenazhno-predohranitel'niy klapан baka okislitelya* [Drain-safety valve of oxidiser tank], Russian Federation, Pat. № 2521431. (In Russian)
23. Patrashev, A. N., Kivako, L. A. and Gozhiy, S. I. (1970), *Prikladnaya gidromekhanika* [Applied hydromechanics], Voenizdat, Moscow, Russia. (In Russian)
24. Gerc, E. V. (1975), *Raschet pnevmoprivodov* [Design of pneumatic actuators], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian)