

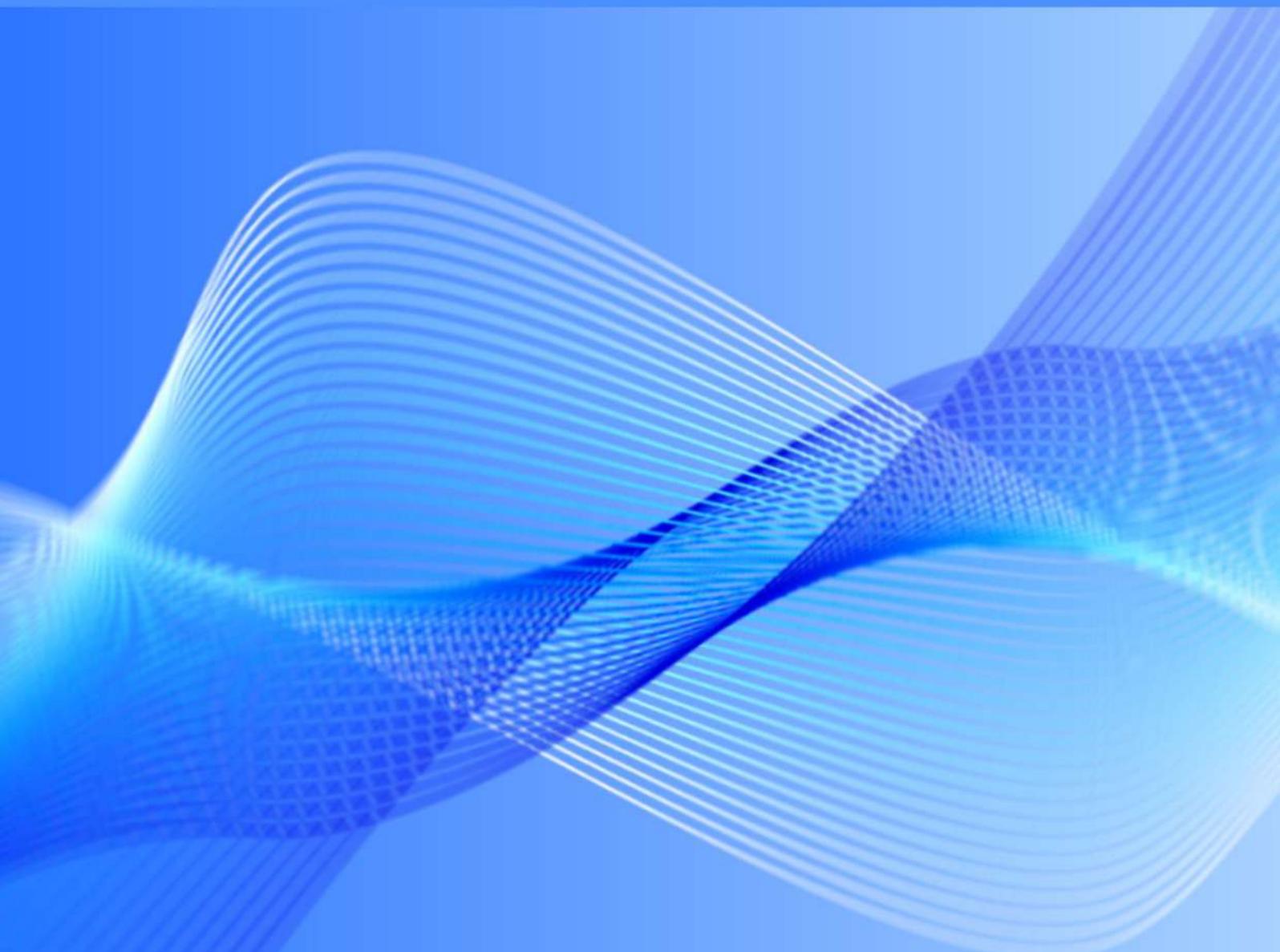
Динамика и виброакустика



Journal of Dynamics and Vibroacoustics

ISSN 2409-4579

Том 10 - №4 - 2024 год



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

ISSN 2409-4579 (Online)

Динамика и виброакустика

Том 10
Выпуск №4

2024



САМАРСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва

Динамика и виброакустика

Т. 10, №4, 2024

Дата выхода в свет: 30 декабря 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 №4

2024



SAMARA
UNIVERSITY

Samara National
Research University

Journal of Dynamics and Vibroacoustics

V. 10, №4, 2024

Release date: December 30, 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

Расчёт динамических характеристик торцовых уплотнений турбомашин <i>С. В. Фалалеев, Р. Р. Бадыков, М. А. Бенедюк</i>	7
Оптимизация цикла малоразмерной газотурбинной установки с использованием САЕ-системы «АСТРА» <i>А. Ю. Ткаченко, Е. П. Филинов, О. В. Тремкина</i>	20
Определение гидродинамических и виброакустических характеристик запорного клапана методом гибридного инжиниринга <i>Т. Г. Чистякова, Е. А. Куличкова</i>	33
Vibration Suppression of Concrete Pump Boom During Pumping by Feedforward Control Method <i>Huiming Bao, Songjing Li</i>	43
Разработка конечно-элементной модели резонатора для вибрационного сигнализатора уровня камертонного типа <i>А. М. Бражников, С. Ю. Ганигин</i>	54
Анализ возможностей организации ресурсных испытаний конического подшипника при внешнем высокочастотном нагружении силой <i>П. Д. Рекадзе, М. И. Попов, В. П. Показеев, Л. В. Родионов</i>	63
Цифровые технологии в пневмогидравлических приводах технологического оборудования: проблемы и перспективы <i>Н. С. Кривошеев, А. А. Жарковский</i>	78
Угловое движение наноспутника с модулем на рельсовой платформе при переходе в положение гравитационного равновесия <i>А. В. Дорошин, А. В. Ерёменко</i>	92
Разработка рекомендаций по формированию численных моделей рабочего процесса осевых компрессоров для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормоза <i>А. Б. Прокофьев, Ю. Д. Новикова, В. Н. Матвеев</i>	109
Снижение колебаний давления в магистралях нагнетания винтовых компрессоров <i>Г. О. Белов, А. Н. Видяскина, А. Н. Крючков, К. С. Тазиев</i>	122

CONTENTS

Calculation of dynamic characteristics of turbomachinery mechanical seals S. V. Falaleev, R. R. Badykov, M. A. Benedyuk	7
Optimization of the cycle of a small-sized gas turbine plant using the CAE-system «ASTRA» A. Yu. Tkachenko, E. P. Filinov, O. V. Tremkina	20
Determination of hydrodynamic and vibroacoustic characteristics of a shut-off valve by hybrid engineering method <i>T. G. Chistyakova, E. A. Kulichkova</i>	33
Vibration Suppression of Concrete Pump Boom During Pumping by Feedforward Control Method <i>Huiming Bao, Songjing Li</i>	43
Development of a finite element resonator model for a tuning fork-type vibration level detector <i>A. M. Brazhnikov, S. Y. Ganigin</i>	54
Analysis of the possibilities of organizing life tests of a conical bearing under external high-frequency force loading <i>P. D. Rekadze, M. I. Popov, V. P. Pokazeev, L. V. Rodionov</i>	63
Digital technologies in pneumohydraulic drives of technological equipment: problems and prospects <i>N. S. Krivosheev, A. A. Zharkovskiy</i>	78
Attitude motion of a nanosatellite with a movable module on a rail platform during gravity-gradient stabilization process <i>A. V. Doroshin, A. V. Eremenko</i>	92
Development of recommendations for forming numerical models of the working process of axial compressors to calculate, using them, the operational boundaries of a pneumatic brake <i>A. B. Prokof'ev, Yu. D. Novikova, V. N. Matveev</i>	109
Reduction of pressure fluctuations in the discharge lines of screw compressors <i>Г. О. Белов, А. N. Vidyaskina, А. N. Kryuchkov, К. S. Taziev</i>	122



Расчёт динамических характеристик торцовых уплотнений турбомашин

- С. В. Фалалеев** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара;
falaleev.sv@ssau.ru
- Р. Р. Бадыков** кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара;
renatbadykov@gmail.com
- М. А. Бенедюк** лаборант;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, г. Самара;
maximbenedyuk@mail.ru

Вибрация ротора является одной из основных причин выхода из строя механических уплотнений. Известные динамические модели уплотнений часто не могут объяснить причину выхода из строя. Предлагаемая систематизация динамических моделей, включая модели, разработанные авторами, оказывается неоценимой для прогнозирования динамического поведения уплотнений в процессе эксплуатации в конкретных турбомашинах или объяснения причин выхода уплотнений из строя. Одномассовая динамическая модель может быть использована для контактных механических уплотнений и простых сухих газовых уплотнений. В то же время двухмассовая динамическая модель используется для моделирования рабочих процессов в сухих газовых уплотнениях при сложной нагрузке. Трёхмассовая динамическая модель предназначена для моделирования работы различных сложных типов механических уплотнений. Эта модель используется для точного определения диапазона нормальных условий эксплуатации для таких типов уплотнений и определения механизма потери герметичности при чрезмерных вибрациях ротора.

Ключевые слова: торцовое уплотнение; жёсткость; демпфирование; динамическая модель; вибрация ротора

Цитирование: Фалалеев, С. В. Расчёт динамических характеристик торцовых уплотнений турбомашин / С. В. Фалалеев, Р. Р. Бадыков, М. А. Бенедюк // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 7–19. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-7-19

Введение

При проектировании различных типов торцовых уплотнений приходится решать задачи обеспечения в паре трения балансов осевых сил, изгибающих моментов и тепловых потоков. При обеспечении баланса осевых сил выбирается величина номинального зазора в паре тре-

ния, которая определяет величины утечек в уплотнении и мощности трения. Величина зазора учитывает параметры шероховатости контактирующих поверхностей. Баланс изгибающих моментов важен для уплотнений с высоким перепадом давления и особенно для уплотнений с применением графита, который обладает невысоким значением модуля упругости. При обеспечении баланса изгибающих моментов достигается плоскопараллельность уплотнительных поверхностей, либо заданное значение конусности зазора уплотнения. Рассмотрение теплового баланса необходимо для высоконагруженных уплотнений и высокооборотных турбомашин, а также в том случае, если на уплотнении реализуется значительный перепад температур.

В работе [1] на примере торцовых газодинамических уплотнений продемонстрировано, каким образом в ходе обеспечения вышеперечисленных балансов можно поэтапно выбирать рациональные геометрические параметры уплотнительных колец. Приведённый в данной работе алгоритм решения обратных математических задач существенно сокращает затраченное на проектирование уплотнений время и, как показал практический опыт, гарантирует успешный результат.

Процесс проектирования уплотнений роторов турбомашин, а также поиск причин аварийной остановки турбомашин из-за потери герметичности, требует также анализа динамических характеристик уплотнений. Наиболее частой причиной отказа уплотнений является повышенная вибрация ротора [2, 3]. Традиционно проводятся расчётные исследования, далее в случае необходимости - частотная отстройка за счёт изменения массы уплотнительного кольца либо жесткости упругих элементов или жёсткости слоя смазки в паре трения. Если проблему не удаётся решить, необходимо обеспечение требуемого демпфирования.

Для анализа динамических процессов в уплотнении необходим правильный выбор динамической модели. В известных публикациях [1, 4–12] приводятся отрывочные данные по некоторым динамическим моделям, которые не закрывают весь спектр существующих конструкций и не позволяют решить проблему надёжной работы уплотнений при наличии действующего в них сложного спектра вибрационных нагрузок от ротора. Для анализа динамики наиболее сложных сухих уплотнений и гидродинамических уплотнений необходимо совместное решение задач гидродинамики и колебаний. При этом на гидродинамические процессы влияет тепловое состояние пары трения [13, 14].

Динамическую реакцию тонкого слоя смазки в бесконтактном механическом уплотнении упрощённо можно представить в виде жёсткости и демпфирования, которые для жидкостей определяются вязкостью и геометрическими параметрами колец уплотнения, а для газа зависят ещё и от частоты колебаний. Имеется также достаточно много работ по расчёту коэффициентов жёсткости и демпфирования в слое смазки [1, 15–21]. Но в них в основном рассматриваются малые изменения величины зазора в уплотнении по сравнению с номинальной величиной зазора. Традиционно используется метод малых возмущений, который позволяет при допустимых упрощениях получить аналитическое решение, достаточно легко исследовать влияние геометрических факторов и сравнительно прост в употреблении. Этот метод, в частности, позволил объяснить работоспособность торцового газодинамического уплотнения, имеющего величину зазора 2 мкм, при наличии осевых колебаний ротора с частотой до 100 Гц и амплитудой до 0,3 мм [1]. При больших значениях частоты колебаний необходимо учитывать сдавливание плёнки газа в щели [22]. В последнее время появились работы по численному определению жёсткости и демпфирования в механическом уплотнении при больших амплитудах осевых колебаний торца ротора [23].

Целью исследования в данной статье является разработка рекомендаций по применению существующих и разработанных авторами динамических моделей различных типов ме-

ханических уплотнений турбомашин для конкретных условий эксплуатации и конструктивного исполнения.

1 Одномассовая динамическая модель механического контактного уплотнения

Типичная схема торцового уплотнения представлена на рисунке 1. В зависимости от назначения уплотнения и требований к нему уплотнительные поверхности колец 1 и 2 могут контактировать, либо между ними имеется слой смазки.

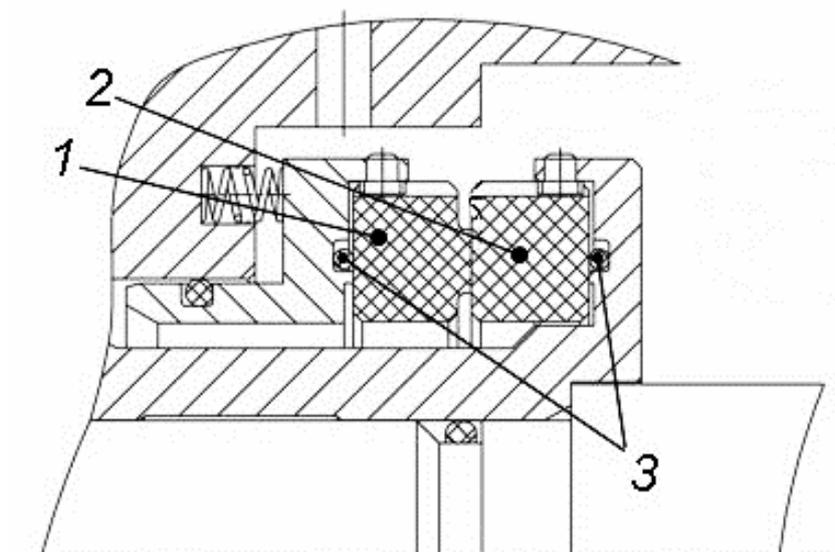


Рисунок 1 – Схема торцового уплотнения:
1 – неврещающееся кольцо; 2 – вращающееся кольцо; 3 – вторичные уплотнения

Динамическая модель механического контактного уплотнения в отличие от уплотнений со слоем смазки имеет ограничитель перемещений – торцовую поверхность вращающегося кольца [24]. Динамическая модель торцового контактного уплотнения для двух рассматриваемых положений (контактная работа и раскрытие стыка) представлена на рисунке 2.

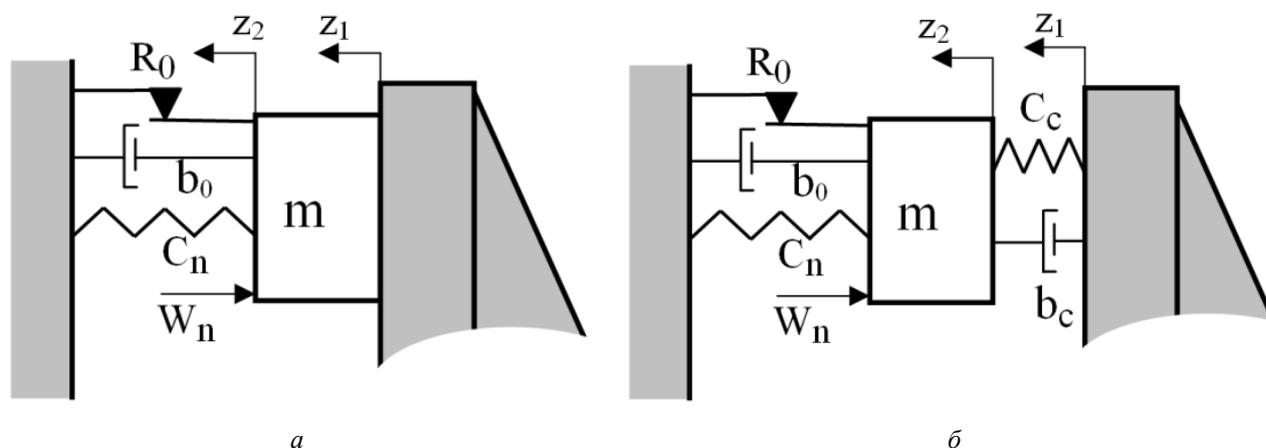


Рисунок 2 – Динамическая модель торцового контактного уплотнения:
а – контактный режим работы; б – раскрытие

Здесь: c_n – жёсткость пружин; R_0 и b_0 – сила трения и демпфирование во вторичном уплотнении; c_c , b_c – жёсткость и демпфирование слоя рабочего тела в зазоре уплотнения (в случае раскрытия уплотнительного стыка). Уплотнительное кольцо массой m прижимается перепадом давления рабочей среды и пружинами (контактная сила W_n) к торцу ротора. В начале движения перемещения торца ротора и кольца уплотнения идентичны $z_2=z_1$. Кольцо уплотнения будет отрываться от торца ротора, когда осевое ускорение вала будет больше ускорения «контактной силы». В результате была найдена граница, когда возможно раскрытие уплотнения, ω_{\min} . Параметр ω – частота осевой вибрации ротора. Для описания движения раскрытого уплотнения можно использовать известные решения, однако необходимо учесть зависимость жёсткости рабочего слоя от величины зазора. Также необходимо учесть, что сила трения во вторичном уплотнении изменяет свой знак во время движения. В этом случае возможны два варианта. Если $\dot{z}_2 < 0$ при $0,5\pi\omega < t < 1,5\pi\omega$, то реализуется движение без остановки. Здесь t – время. Если $\dot{z}_2 > 0$, то кольцо уплотнения имеет остановку при максимальном осевом смещении ротора. Время остановки (или «зависания») зависит от величины $2R_0/(c_n + c_0)$. Раскрытие заканчивается, когда z_2 и z_1 сравниваются вновь. Далее уплотнение функционирует с контактом уплотнительных поверхностей.

Так как вибрация в таких уплотнениях является нежелательной, то с практической точки зрения необходимо определить условия, при которых уплотнение будет раскрываться. Граница, при которой отрыв может произойти:

$$\omega_{\min} = \sqrt{p_0^2 + \frac{W_n + R_1 \cdot \operatorname{sgn} \dot{z}_2}{m \cdot z_0}}, \quad (1)$$

где $p_0 = \sqrt{\frac{c_n}{m}}$ – собственная частота уплотнения при контактной работе.

Следует учитывать, что когда частота вибрации ротора существенно превысит собственную частоту уплотнения при бесконтактной работе, то раскрытие уплотнения прекратится.

Если частота ω не превышает ω_{\min} , то возможен ещё один случай нарушения контактной работы, когда уплотнительное кольцо «зависает». В этом случае

$$\omega_{\min 1} = \sqrt{p_0^2 + \frac{W_n - R_0}{m \cdot z_0}}. \quad (2)$$

В работе [25] рассмотрен механизм работы уплотнения после раскрытия уплотнительного стыка и предложены конструктивные мероприятия, позволяющие избежать этого нежелательного явления.

Существенное влияние на функционирование всех типов механических уплотнений имеют свойства вторичных уплотнений. Необходим учёт их параметров: величина действительного гидравлического диаметра, сила трения, жёсткость и демпфирование. При высоких контактных давлениях резинового вторичного уплотнения с металлической поверхностью и небольших перемещениях поджатого пружинами кольца не имеет место проскальзывание во вторичном уплотнении, либо оно незначительно [26]. Осевое перемещение кольца уплотнения в этом случае происходит в основном за счёт эластичности вторичного уплотнения. Это изменяет нагруженность уплотнения и, в итоге, его динамические характеристики. Имеется размер, на который нужно скорректировать гидравлический диаметр механического уплотнения. На величину этого размера при расчёте механического уплотнения нужно условно сместить диаметр контакта резинового вторичного уплотнения с металлической по-

верхностью «вглубь» вторичного уплотнения. При традиционном исполнении (подвижное соединение по наружной поверхности резинового кольца) радиальное смещение контакта для резинового вторичного уплотнения с твёрдостью 90 Sh (по Шору) при малых перепадах давления составляет примерно 5 % от диаметра резинового кольца. При росте перепада давления оно уменьшается и составляет 2 % при перепаде давления 10 МПа. В случае, если подвижное соединение осуществляется по внутренней поверхности резинового кольца, радиальное смещение контакта «вглубь» вторичного уплотнения в 2 раза больше. В этом случае при расчёте уплотнения силу трения во вторичном уплотнении не учитывают. При этом следует отметить малое количество публикаций, в которых определяются жёсткость и демпфирование вторичных уплотнений при динамическом воздействии. Для оценочных расчётов можно пользоваться результатами, полученными в работе [27].

Учёт массы упругого элемента (пружины, сильфон) осуществляется путем увеличения массы кольца уплотнения на $1/3$ массы этого элемента.

2 Одномассовая динамическая модель торцового газодинамического уплотнения

Традиционная динамическая модель торцового газодинамического уплотнения (или «сухого» уплотнения) представляет собой совокупность невращающегося, подвижного в осевом направлении кольца уплотнения, тонкого слоя смазки между кольцом и ротором и упругого элемента, которое поджимает в осевом направлении кольцо к ротору [2]. Также в ряде случаев учитываются свойства вторичного уплотнения. Тонкий слой смазки в случае герметизации полости с жидкостью моделируется параллельно расположенными жёсткостью и демпфированием (модель Кельвина). Данная динамическая модель аналогична приведённой модели на рисунке 2, б, однако контактная сила W_n в этом случае отсутствует (обеспечивается баланс осевых сил). При оптимизации параметров уплотнения стремятся к максимуму демпфирования, что обеспечивает минимальное изменение величины зазора. При значительных амплитудах колебаний кольца уплотнения (значительное динамическое изменение величины зазора) необходимо учитывать изменение статической жёсткости слоя смазки при изменении величины зазора. В итоге происходит характерный для нелинейных систем «завал» амплитудно-частотной характеристики. Следует отметить, что этот эффект проявляется при малых значениях демпфирования. Опыт исследования динамических характеристик уплотнений показал, что учёт нелинейности характеристик слоя смазки наиболее просто реализовать с помощью модели Кельвина.

Для газа применяется модель с релаксационным механизмом демпфирования (модель Зенера), в которой демпфирующая сила действует не непосредственно между кольцом и торцом ротора, а через упругость. На рисунке 3 в качестве примера представлена динамическая модель торцового газодинамического уплотнения, которая рассматривается как совокупность твёрдого тела (невращающееся кольцо уплотнения), безынерционной упруго-вязкой подвески (рабочий слой, C_{dyn}) и упругого элемента (пружины, $C_{y.э.}$) [1]. Вторичное уплотнение представляется элементом, обладающим жёсткостью (C_0), демпфированием (b_0) и сухим трением (R_0).

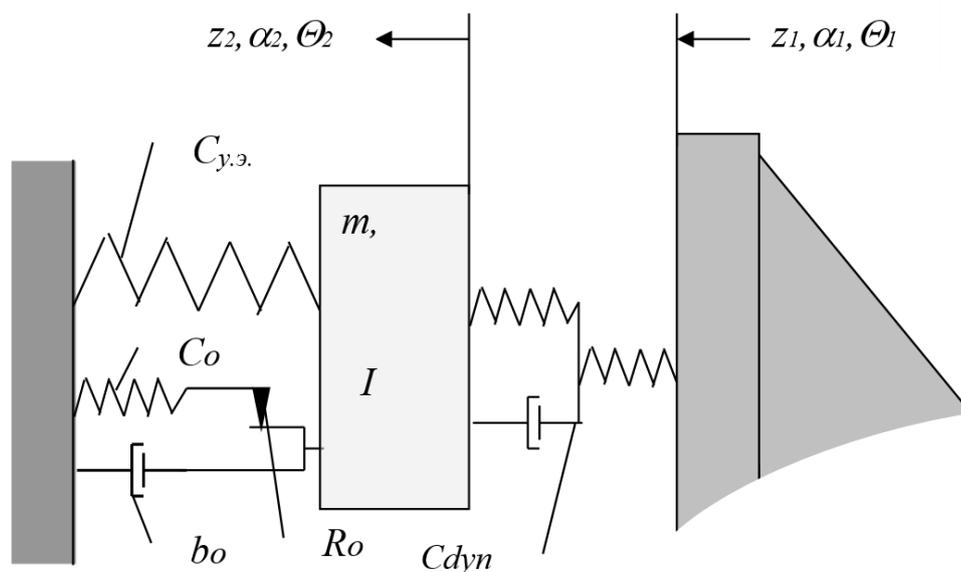


Рисунок 3 – Динамическая модель «сухого» уплотнения

В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. При расчёте необходимо учитывать массу и моменты инерции кольца уплотнения, осевую силу и гидромеханические моменты со стороны слоя смазки, характеристики упругого элемента и вторичного уплотнения, действующие от торца ротора силу и моменты. Определяются осевое, угловое и изгибное перемещение кольца уплотнения и изменение величины и формы торцового зазора в процессе колебаний.

При наличии сложных видов колебаний в случае, когда кольцо уплотнения совершает малые периодические перемещения относительно положения статического равновесия, динамические характеристики слоя смазки линейно связаны с перемещениями и их скоростями с помощью коэффициентов жёсткости и демпфирования.

В большинстве практических случаев достаточно рассмотрения только осевых колебаний. В качестве воздействия рассматривается амплитуда осевых колебаний ротора или его торцовое биение. Это возможно при тщательном соблюдении технологии монтажа и высокой угловой жёсткости слоя смазки.

В общем случае осевые, угловые и изгибные перемещения подвижного кольца оказывают взаимное влияние за счёт перекрестных связей. В этом случае угловые перемещения торца ротора возбуждают осевую вибрацию кольца уплотнения и т.д.

Колебания невращающегося кольца описываются системой уравнений [1]:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0; I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0; I_p\ddot{\theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0, \quad (3)$$

где m, I, I_p – масса и моменты инерции кольца; z_2, α_2, θ_2 – осевое, угловое, изгибное перемещение кольца; P_z, M_α, M_θ – осевая сила и гидродинамические моменты со стороны газового слоя; W_z, L_α, L_θ – внешние нагрузки. Воздействие ротора на систему рассматриваем в виде трёх составляющих: осевого $z_1 = z_{1,0} \sin \omega t$; углового $\alpha_1 = \alpha_{1,0} \sin \omega t$; изгибного $\theta_1 = \theta_{1,0} \sin \omega t$. Здесь $z_{1,0}, \alpha_{1,0}, \theta_{1,0}$ – амплитуды воздействий.

3 Двухмассовая динамическая модель сухого уплотнения

При выполнении уплотнительного кольца целиком из графита пружины действуют на прижим, который контактирует с графитовым кольцом через вторичное уплотнение. В этом случае необходимо рассматривать двухмассовую модель уплотнения [1] (рисунок 4).

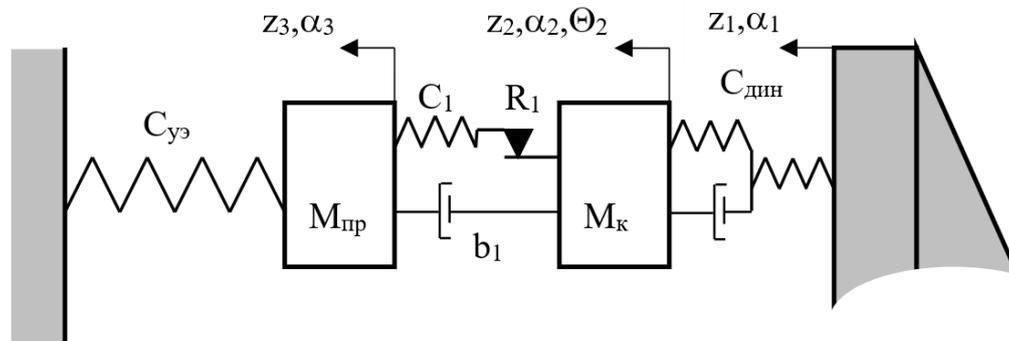


Рисунок 4 – Двухмассовая динамическая модель «сухого» уплотнения

Проведённый анализ величин поперечных коэффициентов жёсткости и демпфирования показал, что в рассматриваемой двухмассовой модели на практике могут быть реализованы следующие виды колебаний:

- осевые колебания $z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_3$;
- угловые колебания $\alpha_1 \rightarrow \alpha_2 \rightarrow \alpha_3$;
- совместные осевые и изгибные колебания $z_1 \rightarrow z_2, \theta_2 \rightarrow z_3$.

В работе [1] указывается, что можно отдельно рассматривать осевые и угловые колебания, а перемещения колец суммировать. Также было выявлено, что осевые и изгибные колебания нужно рассматривать совместно.

На рисунке 5 приведено изменение зазора в «сухом» уплотнении за период колебаний с учётом изгибных деформаций уплотнительного графитового кольца [1]. Перепад давления составляет 5,2 МПа. Частота осевых колебаний ротора – 100...200 Гц. Амплитуды осевых колебаний торца ротора 100...300 мкм, амплитуды угловых колебаний – до 1 мрад. Номинальная величина зазора 2,5 мкм.

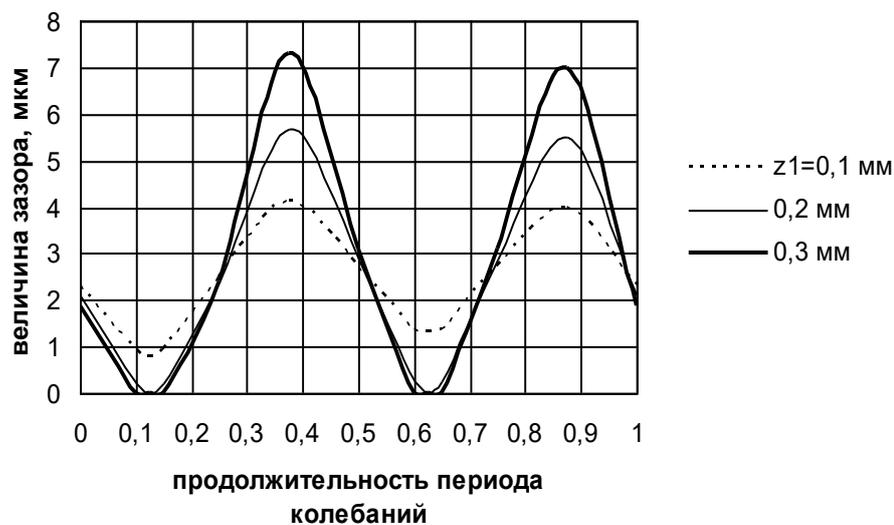


Рисунок 5 – Изменение зазора при частоте колебаний 200 Гц (амплитуды осевых колебаний 0,1...0,3 мм, угловых - 1 мрад)

При наличии осевых колебаний ротора с амплитудой более 200 мкм и угловых колебаний с амплитудой 1 мрад с частотой колебаний ротора 200 Гц будут происходить соударения уплотнительных поверхностей. Для сравнения, как показали расчёты, при частоте 100 Гц касания колец отсутствуют, однако величина зазора при рассматриваемых воздействиях снижается до 0,5...1 мкм.

4 Трёхмассовая динамическая модель сухого уплотнения

Анализ существующих и перспективных конструкций «сухих» уплотнений показал, что в случае не «жёсткого» крепления вращающегося кольца на роторе наиболее корректной является динамическая модель, представленная на рисунке 6 [21]. Она состоит из 3-х масс. Прижим ($M_{\text{п}}$) установлен в корпусе турбомшины и поджимается к невращающемуся кольцу ($M_{\text{с}}$) набором пружин жёсткостью $C_{\text{пр}}$. Массы пружин могут быть учтены в модели добавлением к массе прижима $1/3$ массы пружин. Вторичное уплотнение, установленное между невращающимся кольцом и прижимом, представляется элементом, обладающим жёсткостью (C_1), демпфированием (d_1) и сухим трением (R_1). Между невращающимся кольцом ($M_{\text{с}}$) и вращающимся кольцом ($M_{\text{р}}$) находится безынерционная упруго-вязкая подвеска (рабочий слой, $C_{\text{дин}}$). Между вращающимся кольцом ($M_{\text{р}}$) и торцом ротора находится вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жёсткостью (C_0) и демпфированием (d_0). К ротору кольцо прижимается в осевом направлении неуравновешенной силой F и имеет ограничитель перемещений в виде зазора δ'_0 . Впереди от вращающегося кольца имеется ограничитель в виде зазора δ_0 . В процессе работы вращающееся кольцо имеет возможность «отрываться» от торца ротора и обеспечивать отсутствие угловых колебаний при наличии торцового биения торца ротора. При наличии колебаний величины зазоров δ_0 и δ'_0 изменяются. На вал втулка монтируется либо на гофрированный демпфер, либо на резиновое кольцо. Взаимное осевое перемещение в этом элементе моделируется сухим трением (R_0). Торцев ротора передаёт воздействие на узел уплотнения, имеющее вибрацию с амплитудой z_0 . Необходимо заметить, что такое исполнение «сухого» уплотнения позволяет обеспечить его работоспособность в более широком диапазоне амплитуд осевых колебаний торца ротора.

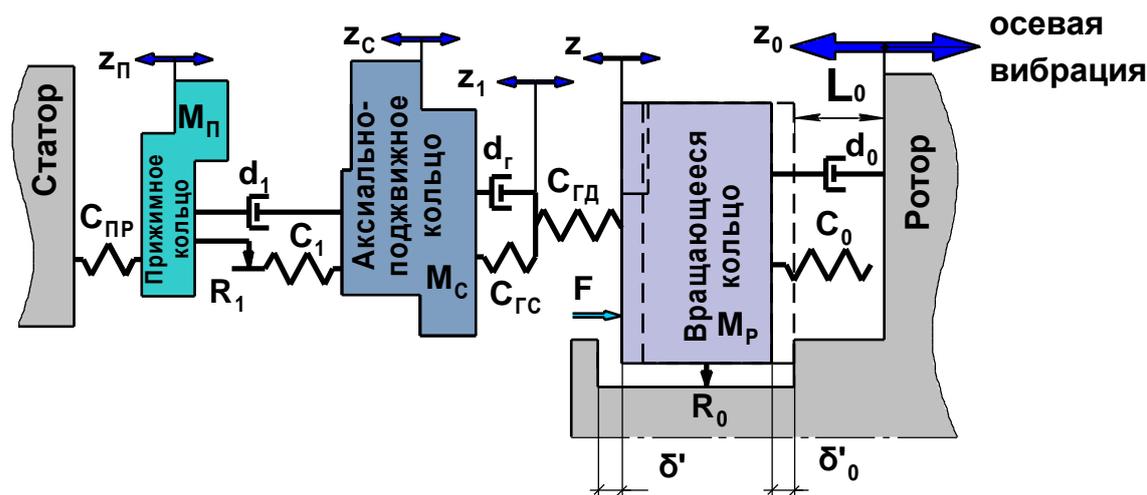


Рисунок 6 – Трёхмассовая динамическая модель «сухого» уплотнения

Явление осевого смещения вращающегося кольца от торца ротора наблюдалось в уплотнении нагнетателя НЦ-16, имеющего магнитные подшипники, при амплитуде осевых колебаний ротора 150 мкм и частоте 800 Гц [28]. В результате осмотра колец были выявлены следы контакта вращающихся колец о передний упор. То есть, конструктивный зазор δ' при

отрыве кольца выбирается полностью. Расчёт с использованием представленной модели подтвердил наличие явления отрыва вращающегося кольца от упора на роторе для данной возбуждающей нагрузки (рисунок 7).



Рисунок 7 – Перемещения колец и изменение зазора в уплотнении

Происходит два соударения вращающегося кольца с упорами на роторе, которые в свою очередь оказывают негативное влияние на работу газового слоя в зазоре. Так в результате первого соударения величина зазора изменяется в диапазоне от 1 мкм до 5 мкм (точка 3 на рисунке 7), а в результате второго соударения – в диапазоне от 0,2 мкм до 8 мкм (точка 4 на рисунке 7). Учитывая дополнительное негативное влияние угловых и изгибных колебаний, можно сделать вывод о том, что торцовое газодинамическое уплотнение работает с периодическим контактом уплотнительных колец. Это приводит к абразивному износу уплотнительных колец и засорению зазора, что в свою очередь в короткий промежуток времени приводит к отказу всего уплотнительного узла. При этом согласно результатам расчёта двухмассовой модели торцовое газодинамическое уплотнение в этом случае остается работоспособным, что фактически является неверным.

Заключение

Вибрация ротора – одна из причин неудовлетворительной работы уплотнений. Однако не всегда возможно объяснить отказ с использованием традиционно применяемых динамических моделей. Поэтому проведённая систематизация динамических моделей является полезной для прогнозирования поведения уплотнения во время эксплуатации в конкретной турбомашине или объяснения причин их поломки.

Проведён анализ одно, двух и трёхмассовой динамических моделей торцового уплотнения. В самом простом механическом контактном уплотнении при использовании одномассовой динамической модели получена частота колебаний, при которой под действием осевой вибрации или биения торца ротора происходит раскрытие контакта в паре трения. Для простых по конструкции сухих уплотнений предлагается одномассовая модель бесконтактного механического уплотнения с применением моделей Кельвина и Зенера для динамической реакции слоя смазки. Учёт нелинейности характеристик слоя смазки жидкости наиболее просто реализовать с помощью модели Кельвина. Для газа применяется модель с релаксаци-

онным механизмом демпфирования (модель Зенера), в которой демпфирующая сила действует не непосредственно между кольцом и торцем ротора, а через упругость.

Рассмотрена необходимость исследования осевых, угловых и изгибных колебаний кольца уплотнения при динамическом анализе. Приведены рекомендации по учёту свойств вторичных уплотнений и массы пружин.

Одномассовая динамическая модель позволяет решать практические задачи для контактных механических уплотнений и простых по конструктивному исполнению «сухих» уплотнений. Двухмассовая динамическая модель позволяет рассмотреть механизм функционирования большинства «сухих» уплотнений в случае сложного нагружения. В случае не «жёсткого» крепления вращающегося кольца на роторе наиболее корректной является трёхмассовая динамическая модель механического уплотнения. Такая динамическая модель позволяет для наиболее сложных типов механических уплотнений достаточно точно определить диапазон работоспособности таких уплотнений, а также выявить механизм потери герметичности в присутствии чрезмерных колебаний ротора. В ходе проведения исследований на основе трёхмассовой модели уплотнения было выявлено, что отказ уплотнения наступает при более чем вдвое меньших частотах осевой вибрации ротора в сравнении с максимально допустимой частотой, определённой при использовании двухмассовой модели ТГДУ.

Список использованных источников

1. Фалалеев, С. В. Торцовые газодинамические уплотнения / С. В. Фалалеев, Д. К. Новиков, В. Б. Балякин, В. В. Седов. – Самара : Самарский научный центр Российской академии наук, 2013. – 300 с.
2. Falaleev, S. V. Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal / S. V. Falaleev, A. S. Vinogradov // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2017. – vol. 46. – pp. 40-45.
3. Ojile, J. Mechanical seal failure analysis / J. Ojile, J. Teixeira, C. Carmody. // *Tribology Transactions*. – 2010. – vol. 53. – pp. 630-635.
4. Ruan, B. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of noncontacting gas face seals / B. Ruan // *Journal of Tribology, ASME*. – 2002. – vol. 124. – pp. 196-202.
5. Miller, B. Numerical Formulation for the Dynamic Analysis of Spiral-Grooved Gas Face Seals / B. Miller, I. Green // *Journal of Tribology, ASME*. – 1998. – vol. 120. – pp. 345-352.
6. Miller, B. Numerical Techniques for Computing Rotor dynamic Properties of Mechanical Gas Face Seals / B. Miller, I. Green // *Journal of Tribology, ASME*. – 2001. – vol. 123. – pp. 395-403.
7. Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation / I. Green // *Tribology and Lubrication Technology*. – 2005. – vol. 61. – pp. 52-63.
8. Lee, S. Analyses of both steady behavior and dynamic tracking of non-contacting spiral-grooved gas face seals / S. Lee, X. Zheng // *Computers and Fluids*. – 2013. – vol. 88. – pp. 326-333.
9. Chen, Y. Dynamic characteristics and transient sealing performance analysis of hyperelliptic curve groove dry gas seals / Y. Chen, J. Jiang, X. Peng // *Tribology International*. – 2017. – vol. 116. – pp. 217-228.
10. Chen, Y. Experimental and theoretical studies of the dynamic behavior of a spiral-groove dry gas seal at high-speeds / Y. Chen, X. Peng, J. Jiang, X. Meng, J. Li, / *Tribology International*. – 2018. – vol. 125. – pp. 17-26.
11. Blasiak, S. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces / S. Blasiak, A. V. Zahorulko // *Tribology International*. – 2016. – vol. 94. – pp. 126-137.
12. Sun, D. F. Frequency-Domain-Based Nonlinear Response Analysis of Stationary Ring Displacement of Noncontact Mechanical Seal / D. F. Sun, J. J. Sun, C. B. Ma, Q. P. Yu // *Shock and Vibration*. – 2019. – Article ID 7082538.
13. Фалалеев, С. В. Методика расчета гидродинамических характеристик торцового уплотнения со сложной формой зазора / С. В. Фалалеев // *Трение и износ*. – 2015. – Т. 36, №2. – С. 230-237.
14. Балякин, В. Б. Исследование температурного состояния торцового газодинамического уплотнения / В. Б. Балякин, С. В. Фалалеев // *Трение и износ*. – 2015. – Т. 36, № 3. – С. 213-217.
15. Green, I. Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals / I. Green, I. Etsion // *Journal of Tribology*. – 1983. – vol. 105. – pp. 297-302.
16. Ruan, B. Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions - slip flow consideration / B. Ruan // *Tribology Transactions*. – 2000. – vol. 43. – pp. 411-418.

17. Xu, J. CFD simulation of microscale flow field in spiral groove dry gas seal / J. Xu, X. Peng, S. Bai, X. Meng // Proceedings of 2012 8th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications, MESA. – 2012. – pp. 211–217.
18. Wang, B. Flow dynamics of a spiral-groove drygas seal / B. Wang, H. Zhang, H. Cao // Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition). –2013. – vol. 26. – pp. 78-84.
19. Su, H. Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow / H. Su, R. Rahmani, H. Rahnejat // International Journal of Thermal Sciences. – 2016. – vol. 110. – pp. 270–284.
20. Chen, Z. Numerical Simulation of the Influence of the Angle of End Face Gap on the Performance of Dry Gas Seal / Z. Chen, P. Zhao, J. Wang, H. Ji // Advanced Engineering Science. – 2018. – vol. 50. – pp. 203-210.
21. Фалалеев, С. В. Применение гидродинамического демпфера осевых колебаний для снижения вибрации ГТД / С. В. Фалалеев, В. Б. Балякин // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2014. – №3. – С. 72-75.
22. Чегодаев, Д. Е. Динамические характеристики газового слоя торцового уплотнения с эластичной поверхностью / Д. Е. Чегодаев, С. В. Фалалеев // Трение и износ. – 1985. – Т. 6, №5. – С. 945-949.
23. Badykov, R. R. Gas film vibration inside dry gas seal gap / R. R. Badykov, S. V. Falaleev, H. Wood, A. S. Vinogradov // 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS). – 2018.
24. Фалалеев, С. В. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: основы теории и проектирования / С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев. – Москва : Изд-во МАИ, 1998. – 276с.
25. Badykov, R. R. Influence of turbomachinery vibration processes on the mechanical contact and dry gas seals / R. R. Badykov, S. V. Falaleev // 2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM 2020). – 9243903.
26. Балякин, В. Б. Герметичность вторичного уплотнения / В. Б. Балякин, С. В. Фалалеев, Д. К. Новиков // Газовая промышленность. – 2002. – №8. – С. 56-58.
27. Green, I. Pressure and Squeeze Effects on the Dynamic Characteristics of Elastomer O-rings Under Small Reciprocating Motion / I. Green, I. Etsion // Trans. ASME Jour. of Trib. – 1986. – vol. 108, № 3. – pp. 439-445.
28. Бадьков, Р. Р. Исследование сопряженных динамических процессов в торцовых газодинамических уплотнениях: диссертация ... кандидата технических наук : защищена 4.09.2020 / Бадьков Ренат Раисович. – Самара, 2019. — 176 с.

Calculation of dynamic characteristics of turbomachinery mechanical seals

S. V. Falaleev | Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; falaleev.sv@ssau.ru

R. R. Badykov | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; renatbadykov@gmail.com

M. A. Benedyuk | Assistant; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; maximbenedyuk@mail.ru

Rotor vibration stands out as one of the primary causes of mechanical seal failure. However, classical dynamic seal models often would not be able to fully explaining the failure process. Therefore, the proposed dynamic model systematization, including the models developed by the authors, proves invaluable in predicting the dynamic behavior of seals during operation within specific turbomachines or explaining the causes of seal failure. The single-mass dynamic model can be used to study the operation of the contact mechanical seals and simple dry gas seals. Meanwhile, the two-mass dynamic model is used for the studding of operational processes in classical dry gas seals under complex loading. Additionally, the three-mass dynamic model finds application in studying the operation of various complex mechanical seal types. This model is used to accurately determine the range of normal operating conditions for such seal types and to identify the mechanism of leakage loss in the presence of excessive rotor vibrations.

Keywords: mechanical seal; stiffness; damping; dynamic model; rotor vibration

Citation: Falaleev, S. V., Badykov, R. R. and Benedyuk, M. A. (2024), "Calculation of dynamic characteristics of turbomachinery mechanical seals", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 7-19. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-7-19. (In Russian; abstract in English).

References

1. Falaleev, S. V., Novikov, D. K., Balyakin, V. B. and Sedov, V. V. (2013), *Tortsovye gazodinamicheskie uplotneniya* [Mechanical dry gas face seal], Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, Samara, 300 p. (In Russian)
2. Falaleev, S. V. and Vinogradov, A. S. (2017), "Development of a dynamic model and study of the dynamic characteristics of an end gas dynamic seal", *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, vol. 46, pp. 40-45.
3. Ojile, J., Teixeira, J. and Carmody, C. (2010), "Mechanical seal failure analysis", *Tribology Transactions*, vol. 53, pp. 630-635.
4. Ruan, B. (2002), "A semi-analytical solution to the dynamic tracking of noncontacting gas face seals", *Journal of Tribology*, ASME, vol. 124, pp. 196-202.
5. Miller, B. and Green, I. (1998), "Numerical Formulation for the Dynamic Analysis of Spiral-Grooved Gas Face Seals", *Journal of Tribology*, ASME, vol. 120, pp. 345-352.
6. Miller, B. and Green, I. (2001), "Numerical Techniques for Computing Rotor dynamic Properties of Mechanical Gas Face Seals", *Journal of Tribology*, ASME, vol. 123, pp. 395-403.
7. Green, I. (2005), "A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation", *Tribology and Lubrication Technology*, vol. 61, pp. 52-63.
8. Lee, S. and Zheng, X. (2013), "Analyses of both steady behavior and dynamic tracking of non-contacting spiral-grooved gas face seals", *Computers and Fluids*, vol. 88, pp. 326-333.

9. Chen, Y., Jiang, J. and Peng, X. (2017), “Dynamic characteristics and transient sealing performance analysis of hyperelliptic curve groove dry gas seals”, *Tribology International*, vol. 116, pp. 217–228.
10. Chen, Y., Peng, X., Jiang, J., Meng, X. and Li, J. (2018), “Experimental and theoretical studies of the dynamic behavior of a spiral-groove dry gas seal at high-speeds”, *Tribology International*, vol. 125, pp. 17–26.
11. Blasiak, S. and Zahorulko, A. V. (2016), “A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces”, *Tribology International*, vol. 94, pp. 126–137.
12. Sun, D. F., Sun, J. J., Ma, C. B. and Yu, Q. P. (2019), “Frequency-Domain-Based Nonlinear Response Analysis of Stationary Ring Displacement of Noncontact Mechanical Seal”, *Shock and Vibration*, Article ID 7082538.
13. Falaleev, S. V. (2015), “Methodology for calculating the hydrodynamic characteristics of a dry gas face seal with a complex gap shape”, *Trenie i Iznos [Friction and Wear]*, vol. 36, No 2, pp. 230–237. (In Russian)
14. Balyakin, V. B. and Falaleev, S. V. (2015), “Study of the temperature state of the dry gas face seal”, *Trenie i Iznos [Friction and Wear]*, vol. 36, no 3, pp. 213–217. (In Russian)
15. Green, I. and Etsion, I. (1983), “Fluid film dynamic coefficients in mechanical face seals”, *Journal of Tribology*, vol. 105, pp. 297–302.
16. Ruan, B. (2000), “Finite element analysis of the spiral groove gas face seal at the slow speed and the low pressure conditions – slip flow consideration”, *Tribology Transactions*, vol. 43, pp. 411–418.
17. Xu, J., Peng, X., Bai, S. and Meng, X. (2012), “CFD simulation of microscale flow field in spiral groove dry gas seal”, *Proceedings of 2012 8th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications, MESA*, pp. 211–217.
18. Wang, B., Zhang, H. and Cao, H. (2013), “Flow dynamics of a spiral-groove drygas seal”, *Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)*, vol. 26, pp. 78–84.
19. Su, H., Rahmani, R. and Rahnejat, H. (2016), “Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow”, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 110, pp. 270–284.
20. Chen, Z., Zhao, P., Wang, J. and Ji, H. (2018), “Numerical Simulation of the Influence of the Angle of End Face Gap on the Performance of Dry Gas Seal”, *Advanced Engineering Science*, vol. 50, pp. 203–210.
21. Falaleev, S. V. and Balyakin, V. B. (2014), “Usage of a hydrodynamic axial vibration damper to reduce vibration of gas turbine engines”, *Proceedings of universities. Aeronautical engineering*, no 3. pp. 72–75. (In Russian)
22. Chegodaev, D. E. and Falaleev, S. V. (1985), “Dynamic characteristics of gas layer of face with elastic surface”, *Trenie i Iznos [Friction and Wear]*, vol.6, no.5, pp.136–139. (In Russian)
23. Badykov, R. R., Falaleev, S. V., Wood, H. and Vinogradov, A. S. (2018), “Gas film vibration inside dry gas seal gap”, *2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)*.
24. Falaleev, S. V. and Chegodaev, D. E. (1998), *Non-contact mechanical seals for aircraft engines: fundamentals of theory and design*, MAI, Moscow, 276 p. (In Russian)
25. Badykov, R. R. and Falaleev, S. V. (2020), “Influence of turbomachinery vibration processes on the mechanical contact and dry gas seals”, *2020 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM 2020)*, 9243903.
26. Balyakin, V. B., Falaleev, S. V. and Novikov, D. K. (2002), “Secondary seal tightness”, *Gas industry*, no. 8, pp. 56–58. (In Russian)
27. Green, I. and Etsion, I. (1986), “Pressure and Squeeze Effects on the Dynamic Characteristics of Elastomer O-rings Under Small Reciprocating Motion”, *Trans. ASME Jour. of Trib.*, V. 108, no. 3, pp. 439–445.
28. Badykov, R. R. (2019), “Study of coupled dynamic processes in mechanical gas-dynamic seals”, Ph.D. Thesis, Samara National Research University, Samara, Russian Federation, 176 p. (In Russian)



Оптимизация цикла малоразмерной газотурбинной установки с использованием САЕ-системы «АСТРА»

- А. Ю. Ткаченко** кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; tau@ssau.ru
- Е. П. Филинов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; filinov@ssau.ru
- О. В. Тремкина** кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; tereshchenko.ov@ssau.ru

В данной работе проведена оптимизация цикла малоразмерной газотурбинной установки, определены её термодинамические параметры с использованием САЕ-системы «АСТРА». Построены компьютерные модели энергетических установок, работающих по регенеративному циклу Брайтона, по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией, и по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией, а также проведена оценка их термодинамических параметров. Установлены закономерности влияния конструктивных параметров энергетических установок на их эффективность.

Ключевые слова: малоразмерная газотурбинная установка; энергетическая установка; термодинамический расчёт; математическое моделирование; оптимизация цикла

Цитирование: Ткаченко, А. Ю. Оптимизация цикла малоразмерной газотурбинной установки с использованием САЕ-системы «АСТРА» / А. Ю. Ткаченко, Е. П. Филинов, О. В. Тремкина // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 20-32. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-20-32

Введение

Авиадвигатели, изначально разработанные для авиации, обладают высокой удельной мощностью и эффективностью, что делает их привлекательными для использования в энергетике. Исследования в этой области рассматривают возможности адаптации газотурбинных двигателей (ГТД) для стационарных энергетических установок, например, для малых газотурбинных электростанций (ГТЭС). В частности, рассматриваются вопросы модификации системы охлаждения, повышения надёжности при длительной эксплуатации, а также оптимизации топливной системы для работы на различных типах топлива.

Существуют примеры успешного использования авиационных двигателей в энергетических установках. Например, двигатели, бывшие в эксплуатации на военных и гражданских самолётах, используются в малых газотурбинных электростанциях в удалённых районах, где требуется компактное и надёжное решение для генерации энергии. Также такие двигатели применяются в морских энергетических установках, где важны компактность и высокая мощность.

На сегодняшний день наблюдается тенденция к увеличению интереса к использованию авиационных двигателей в энергетике, что связано с развитием технологий и повышением требований к энергетическим установкам в различных секторах экономики. Основными направлениями исследований остаются оптимизация конструкций и увеличение эффективности таких установок, а также поиск новых применений для авиационных двигателей, например, в гибридных энергетических системах.

Экономичность ГТД можно существенно увеличить, например, путём реализации чисто изотермического процесса расширения газа в турбине, применив в качестве топлива метан. Если при этом снять ограничения на максимальную температуру газов с точки зрения прочности материалов, то можно заметно снизить необратимость процесса передачи теплоты рабочему телу. Это рассматривается специалистами как чисто гипотетическое решение, при котором за счёт глубокого охлаждения деталей турбины осуществляется одновременно горение топлива и расширение газа. После турбины с изотермическим процессом расширения предполагается разместить ГТД обычного цикла и затем теплоутилизационный контур. В подобном цикле за счёт высокой температуры выходящих из турбины газов повышается эффективность утилизации теплоты. КПД такой установки может быть получен по расчётам до 75 % [1].

Исследования в области перевода авиационных двигателей в энергетические установки показывают значительный потенциал такого направления, особенно с учётом роста потребностей в мобильных и компактных энергетических решениях. Однако для успешной реализации проектов требуется дальнейшая работа по адаптации авиационных двигателей к наземным условиям эксплуатации и снижению эксплуатационных затрат.

Рынок малоразмерных газотурбинных установок (далее – МГТУ) для России является достаточно молодым [2].

Оптимизация МГТУ заключается в улучшении их производительности, эффективности и надёжности с минимальными затратами на эксплуатацию, а также в снижении их воздействия на окружающую среду.

Основные направления оптимизации включают:

1) Повышение эффективности: увеличение коэффициента полезного действия МГТУ, что означает более эффективное преобразование топлива в полезную энергию. Это достигается за счёт модернизации оборудования, улучшения теплообмена, использования более совершенных технологий сгорания или внедрения более эффективных методов управления процессами.

2) Снижение потерь энергии: минимизация тепловых и электрических потерь в процессе работы МГТУ, что включает оптимизацию системы теплообмена, уменьшение утечек тепла и оптимизацию электрических систем.

3) Улучшение надёжности и долговечности: снижение частоты отказов и продление срока службы оборудования путём улучшения конструкции, использования более качественных материалов и внедрения систем мониторинга и диагностики для своевременного обнаружения проблем.

4) Экологическая оптимизация: снижение выбросов вредных веществ и парниковых газов за счёт использования более чистых видов топлива, внедрения технологий очистки выбросов, а также повышения энергоэффективности МГТУ.

5) Снижение эксплуатационных затрат: оптимизация затрат на обслуживание, ремонт и эксплуатацию установки путём внедрения автоматизации процессов, применения интеллектуальных систем управления и повышения квалификации персонала.

6) Гибкость и адаптивность: увеличение способности МГТУ адаптироваться к изменяющимся условиям работы, например, к изменению нагрузки, различным видам топлива или колебаниям спроса на энергию.

7) Энергетическая интеграция: внедрение систем рекуперации энергии и использования отходов производства для улучшения общей энергетической эффективности МГТУ.

Оптимизация этих аспектов позволяет добиться лучших экономических показателей МГТУ и снизить воздействие на окружающую среду.

1 Описание схемы МГТУ и термодинамический расчёт в САЕ-системе «АСТРА»

Одним из способов повышения эффективности цикла МГТУ является увеличение удельной полезной работы цикла и уменьшение количества подведённой теплоты, что может быть достигнуто применением регенерации теплоты [1]. Поэтому в качестве прототипа была выбрана энергетическая установка (ЭУ), работающая по регенеративному циклу Брайтона, принципиальная схема которой представлена на рисунке 1.

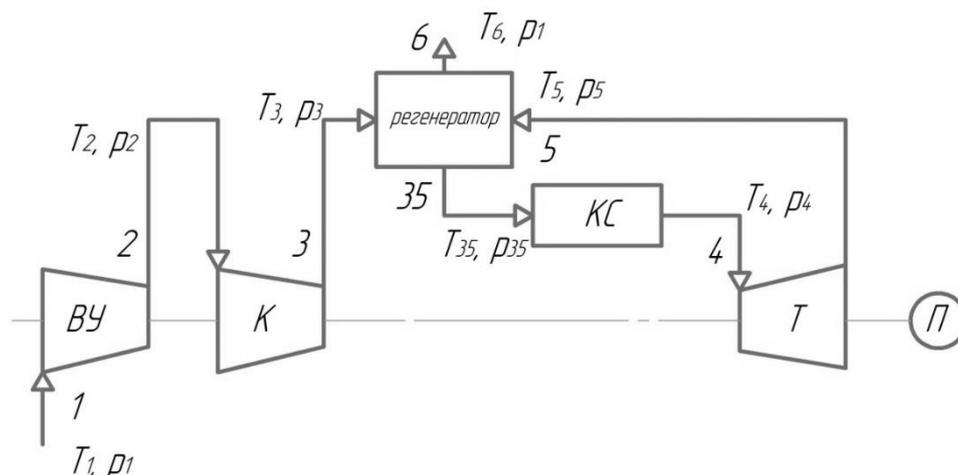


Рисунок 1 – Принципиальная схема ЭУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона

Как видно на рисунке 1 рабочее тело из компрессора (К) с температурой T_3 поступает в регенератор, где подогревается до температуры T_{35} и затем идёт в камеру сгорания (КС). За КС перед турбиной (Т) рабочее тело имеет температуру T_4 и после расширения в турбине с температурой T_5 входит в регенератор. Регенератор выполнен в виде теплообменника с «холодной» и «горячей» сторонами.

В координатах T-S регенеративный цикл Брайтона показан на рисунке 2. Сжатие рабочего тела в регенеративном цикле Брайтона происходит в процессе 1-3, после чего сжатое рабочее тело нагревается до температуры T_{35} в регенераторе. Уходящее горячее рабочее тело после турбины отдаёт в регенераторе теплоту, в результате чего его температура снижается от T_5 до T_6 .

Термодинамический расчёт ЭУ проводился в автоматизированной системе термогазодинамического расчёта и анализа (АСТРА) газотурбинных двигателей и энергетических установок, которая представляет собой интегрированную среду для совместного решения задач начального этапа проектирования ГТД и ГТУ любых типов и схем. Использование си-

стемы АСТРА позволяет повысить эффективность, сократить время создания энергетических установок и уменьшить стоимость их жизненного цикла [3].

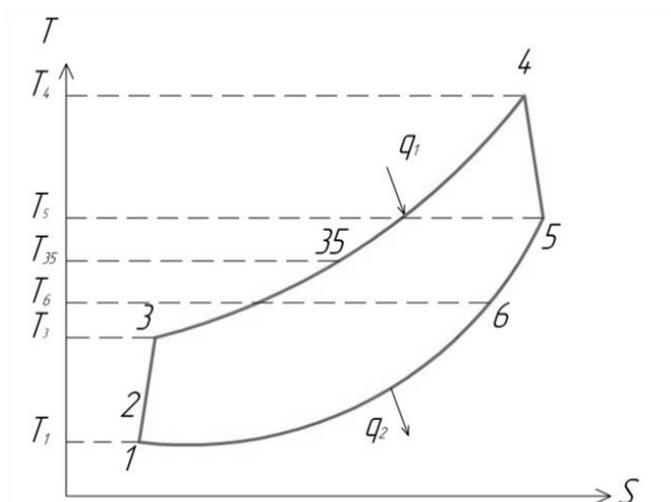


Рисунок 2 – Цикл ЭУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона, в T-S координатах

На рисунке 3 представлена укрупнённая структура компьютерной модели ЭУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона, а результаты термодинамического расчёта ЭУ представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты термодинамического расчёта ЭУ, работающей по циклу Брайтона с регенерацией

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Эффективная мощность МГТУ	$N\{e\}$	кВт	75,0
Эффективный КПД МГТУ	$\eta\{e\}$	-	18,53
Степень повышения давления в К	$\Pi^*\{к\}$	-	3,28
Полная температура за КС	$T^*\{4\}$	К	1103
Степень расширения в Т	$\Pi^*\{т\}$	-	2,491
Часовой расход топлива	$G\{т.ч\}$	кг/ч	29,213

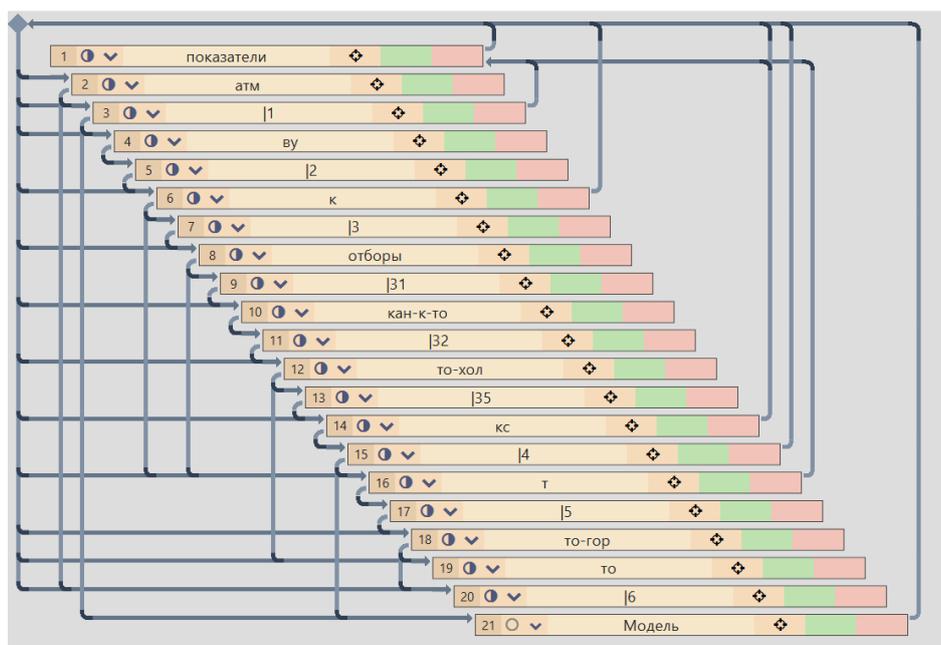


Рисунок 3 – Реализация компьютерной модели ЭУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона, в САЕ-системе «АСТРА»

2 Оптимизация цикла МГТУ

2.1 Описание схемы и термодинамический расчёт ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, в САЕ-системе «АСТРА»

С целью улучшения характеристик термодинамического совершенства цикл Брайтона может быть ещё более усложнён за счёт одновременного применения промежуточного охлаждения и регенерации. При этом удельная полезная работа цикла увеличится за счёт промежуточного охлаждения рабочего тела, а количество подведённой теплоты в цикле – за счёт применения регенератора [1].

Принципиальная схема ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, представлена на рисунке 4. После первого этапа адиабатного сжатия (2-2.4) в компрессоре низкого давления (КВД) воздух охлаждается в промежуточном охладителе (2.4-2.5) и снова поступает в компрессор высокого давления (КВД). После второго этапа адиабатного сжатия (2.5-3) воздух поступает в регенератор, где подогревается (3-35). В камере сгорания (КС) воздух ещё больше подогревается (35-4) и адиабатно расширяется в турбине (Т), совершая работу (4-5). После адиабатного расширения газ проходит через регенератор, где его температура снижается (5-6), после чего он уходит из цикла.

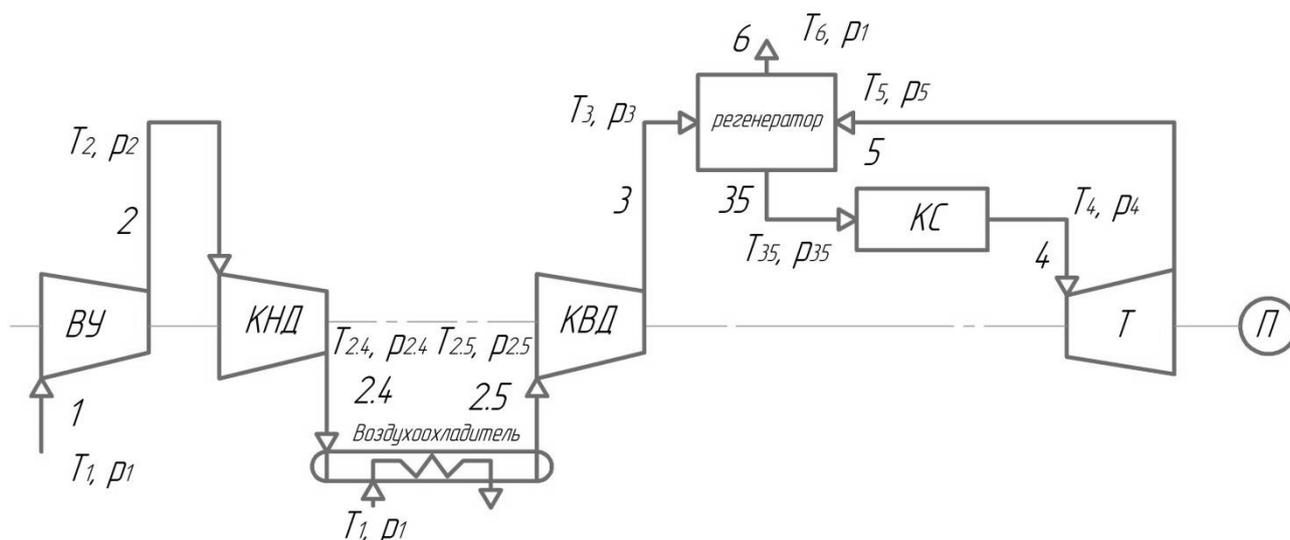


Рисунок 4 – Принципиальная схема ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией

На рисунке 5 представлена укрупнённая структура компьютерной модели ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией.

Результаты термодинамического расчёта ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, представлены в таблице 2.

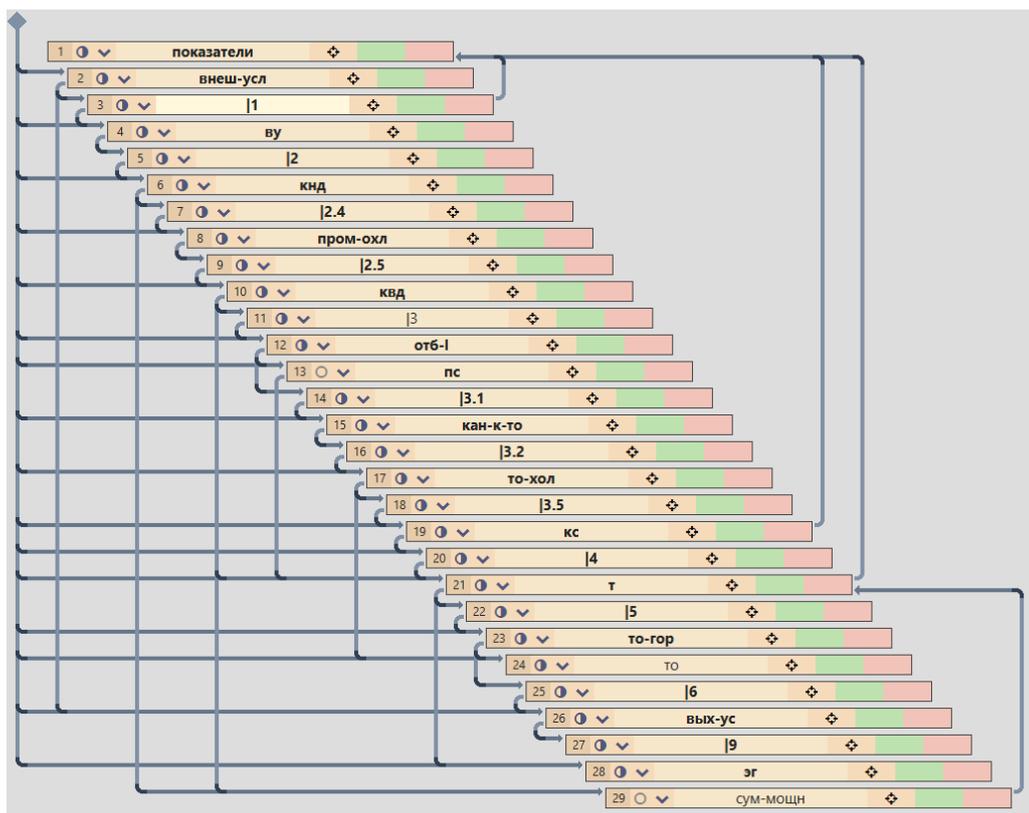


Рисунок 5 – Реализация компьютерной модели ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, в САЕ-системе «АСТРА»

Таблица 2 – Результаты термодинамического расчёта ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Эффективная мощность МГТУ	$N\{e\}$	кВт	75,0
Эффективный КПД МГТУ	$\eta\{e\}$	-	21,33
Степень повышения давления в КНД	$\Pi^*\{кнд\}$	-	2
Степень повышения давления в КВД	$\Pi^*\{квд\}$	-	2
Полная температура за КС	$T^*\{4\}$	К	1103
Степень расширения в Т	$\Pi^*\{т\}$	-	2,947
Часовой расход топлива	$G\{т.ч\}$	кг/ч	25,381

2.2 Описание схемы и термодинамический расчёт ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией, в САЕ-системе «АСТРА»

Улучшение характеристик термодинамического совершенства цикла Брайтона может быть достигнуто за счёт одновременного применения промежуточного подогрева и регенератора [1]. Принципиальная схема ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией, представлена на рисунке 6.

После адиабатного сжатия (2-3) в компрессоре (К) воздух поступает в регенератор, где подогревается (3-35). В камере сгорания (КС1) воздух ещё больше подогревается (35-4) и адиабатно расширяется в турбине высокого давления (ТВД) (4-4.5).

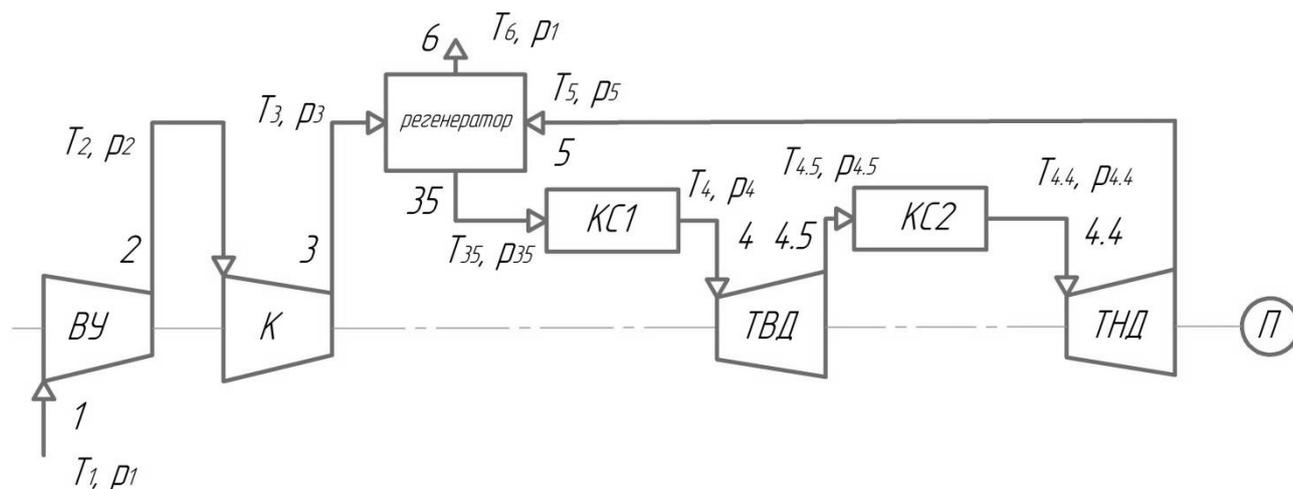


Рисунок 6 – Принципиальная схема ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией

После первого этапа адиабатного расширения газ поступает во вторую камеру сгорания (КС2), где подогревается (4.5-4.4). Затем газ поступает в турбину низкого давления (ТНД), где снова адиабатно расширяется (4.4-5). После адиабатного расширения газ проходит через регенератор, где его температура снижается (5-6), после чего он уходит из цикла.

На рисунке 7 представлена укрупнённая структура компьютерной модели ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией, а результаты термодинамического расчёта ЭУ представлены в таблице 3.

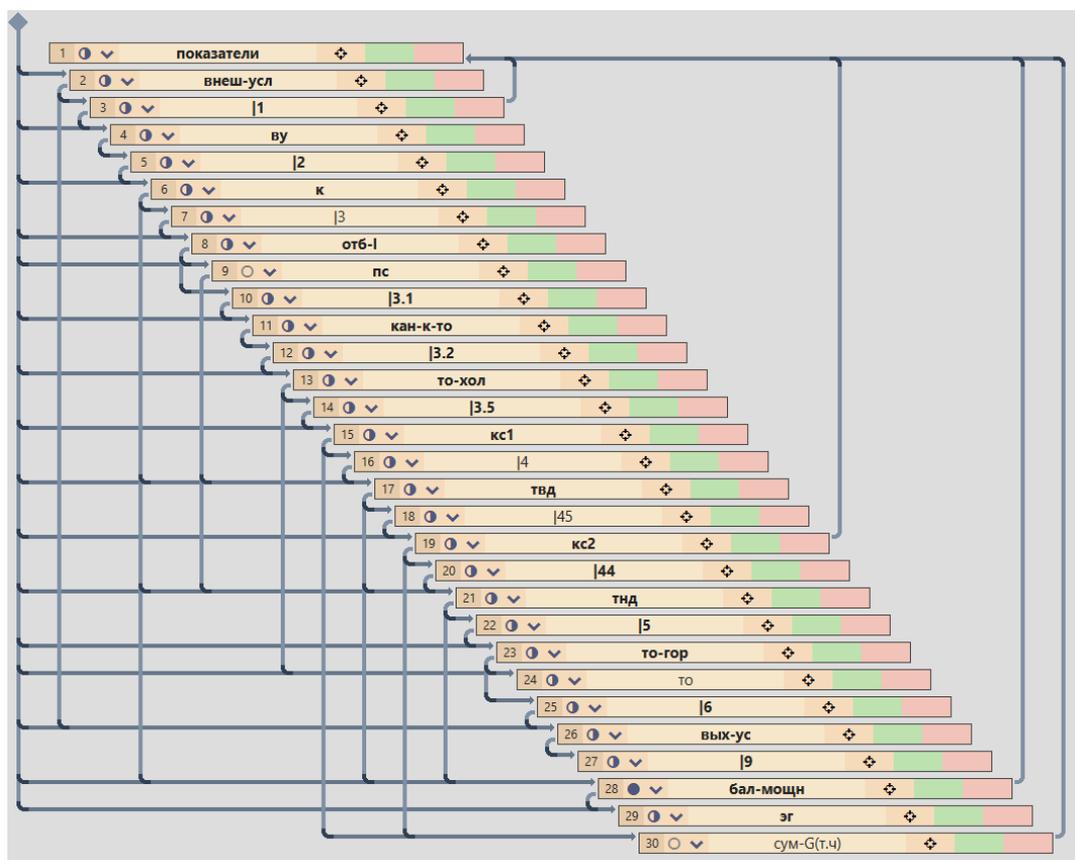


Рисунок 7 – Реализация компьютерной модели ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией, в САЕ-системе «АСТРА»

Таблица 3 – Результаты термодинамического расчёта ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Эффективная мощность МГТУ	$N\{e\}$	кВт	75,0
Эффективный КПД МГТУ	$\eta\{e\}$	-	13,24
Степень повышения давления в К	$\Pi^*\{k\}$	-	3,28
Полная температура за КС2	$T^*\{4\}$	К	1000
Степень расширения в ТВД	$\Pi^*\{твд\}$	-	1,522
Степень расширения в ТНД	$\Pi^*\{тнд\}$	-	1,522
Часовой расход топлива	$G\{т.ч\}$	кг/ч	40,899

2.3 Описание схемы и термодинамический расчёт ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией, в САЕ-системе «АСТРА»

Одновременное использование в цикле Брайтона промежуточного охлаждения, нагрева и регенератора позволяет существенно повысить эффективность цикла [1]. Принципиальная схема ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией, представлена на рисунке 8.

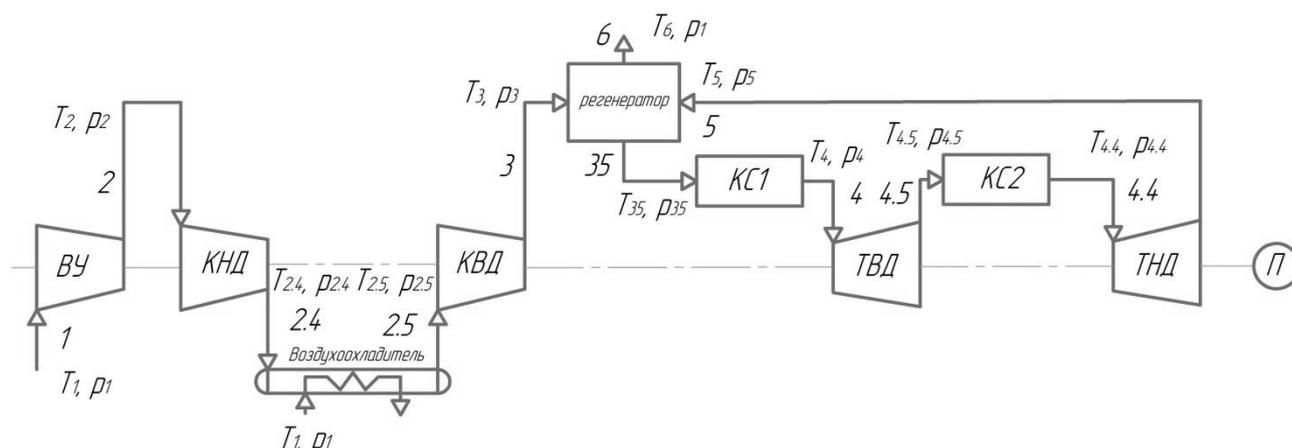


Рисунок 8 – Принципиальная схема ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией

После первого этапа адиабатного сжатия (2-2.4) в КНД воздух охлаждается в промежуточном охладителе (2.4-2.5) и поступает в КВД. После второго этапа адиабатного сжатия (2.5-3) воздух поступает в регенератор, где подогревается (3-35). В КС1 воздух ещё больше подогревается (35-4) и адиабатно расширяется в ТВД (4-4.5). После первого этапа адиабатного расширения газ поступает в КС2, где подогревается (4.5-4.4). Затем газ поступает в ТНД, где снова адиабатно расширяется (4.4-5). После адиабатного расширения газ проходит через регенератор, где его температура снижается (5-6), после чего он уходит из цикла.

На рисунке 9 представлена укрупнённая структура компьютерной модели ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, а результаты термодинамического расчёта ЭУ представлены в таблице 4.

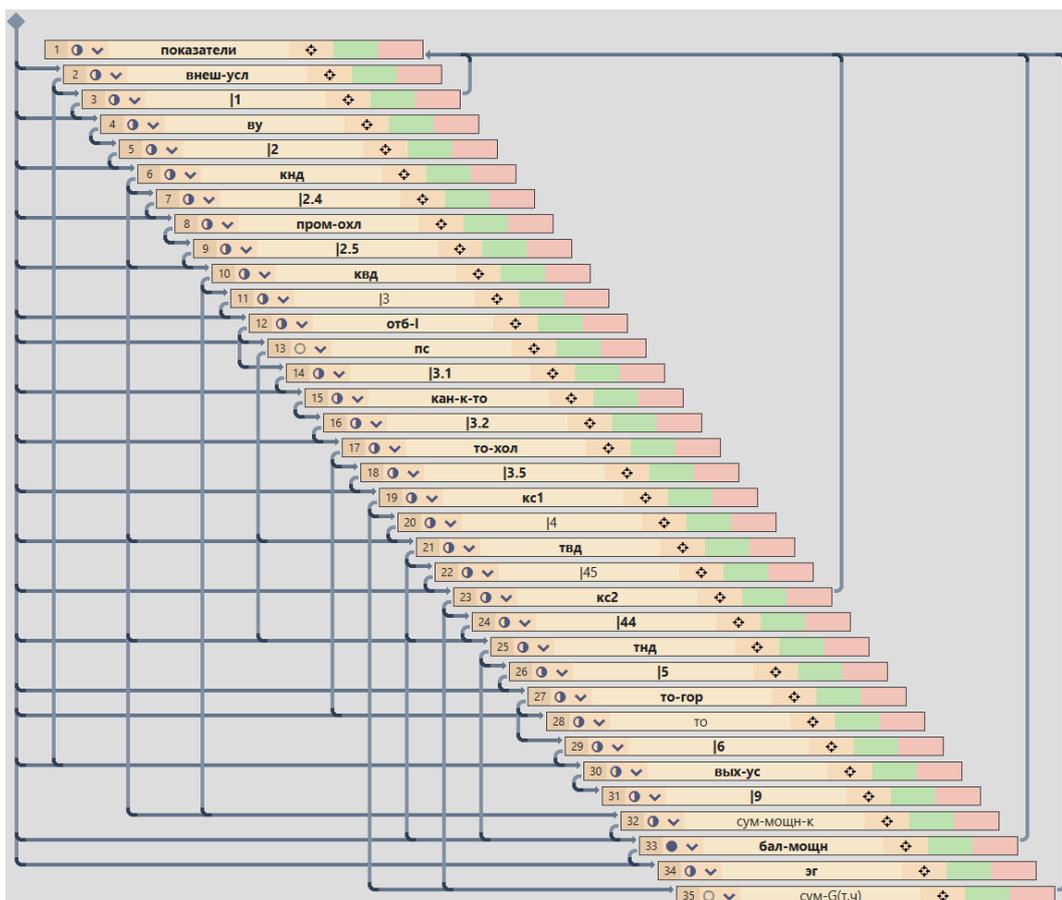


Рисунок 9 – Реализация компьютерной модели ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией, в САЕ-системе «АСТРА»

Таблица 4 – Результаты термодинамического расчёта ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Эффективная мощность МГТУ	$N\{e\}$	кВт	75,0
Эффективный КПД МГТУ	$\eta\{e\}$	-	21,42
Степень повышения давления в КНД	$P^*\{кнд\}$	-	3,28
Степень повышения давления в КВД	$P^*\{квд\}$	-	3,28
Полная температура за КС2	$T^*\{4\}$	К	1000
Степень расширения в ТВД	$P^*\{твд\}$	-	2,715
Степень расширения в ТНД	$P^*\{тнд\}$	-	2,715
Часовой расход топлива	$G\{т.ч\}$	кг/ч	25,273

3 Сравнительный анализ циклов ЭУ

Сравнительный анализ циклов ЭУ, работающей по регенеративному циклу Брайтона, ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным подогревом и регенерацией, и ЭУ, работающей по циклу Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией, проводился на основании результатов термодинамического расчёта.

Результаты термодинамического расчёта показали, что применение регенератора вместе с промежуточным охлаждением позволяет наряду с удельной полезной работой увеличить и эффективность цикла. Одновременное использование промежуточного нагрева и регенератора не позволило наряду с удельной полезной работой повысить эффективность цикла. При одинаковых условиях использование промежуточного охлаждения и регенератора

позволяет увеличить эффективность цикла немного больше, чем использование промежуточного нагрева и регенератора. Одновременное использование в цикле Брайтона промежуточного охлаждения, нагрева и регенератора позволяет существенно повысить эффективность цикла.

Результаты термодинамического расчёта ЭУ представлены графически на рисунке 10.



Рисунок 10 – Показатели эффективности циклов ЭУ при эффективной мощности 75,5 кВт

Заключение

В результате проведённой оптимизации цикла малоразмерной газотурбинной установки было определено, что реализация цикла Брайтона с промежуточным охлаждением, промежуточным подогревом и регенерацией показывает наиболее высокие значения эффективного КПД – 21,42%, одновременно в этом возрастают и массогабаритные характеристики энергетической установки за счёт использования дополнительных узлов ЭУ. Оптимальным вариантом является реализация цикла Брайтона с промежуточным охлаждением и регенерацией, эффективный КПД цикла имеет значение 21,33 % при часовом расходе топлива 25,381 кг/с и эффективной мощности 75,0 кВт.

Благодарности

Работа выполнена по проекту FSSS-2022-0019, реализуемого в рамках федерального проекта «Развитие человеческого капитала в интересах регионов, отраслей и сектора исследований и разработок».

Список использованных источников

1. Злобин, В. Г. Газотурбинные установки. Часть 1. Тепловые схемы. Термодинамические циклы / В. Г. Злобин, А. А. Верхоланцев. – Санкт-Петербург : ВШТЭ СПбГУПТД, 2020. – 114 с.
2. Смелов, В. Г. Аддитивное производство деталей МГТУ в условиях импортозамещения / В. Г. Смелов, В. В. Кокарева, В. П. Алексеев [и др.] // Сборник статей международной научной конференции «Перспективное научно-техническое развитие: тенденции, проблемы и пути совершенствования». – 2024. – С. 48-50.

3. Кузьмичев, В. С. Формирование математической модели выполненного ГТД различных типов и схем в САЕ-системе АСТРА / В. С. Кузьмичев, В. В. Кулагин, И. Н. Крупенич, А. Ю. Ткаченко, В. Н. Рыбаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2012. – 24 с.

4. Зысин, Л. В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции / Л. В. Зысин. – Санкт-Петербург : Изд.-во Политехн. ун-та, 2010. – 368 с.

5. Филинов, Е. П. Выбор параметров рабочего процесса малоразмерной газотурбинной установки / Е. П. Филинов // Сборник трудов конференции «Всероссийский научно-технический форум по двигателям и энергетическим установкам имени Н.Д. Кузнецова, посвященный 110-летию ПАО «ОДК-Кузнецов». – 2022. – С. 129-130.

6. Патент на изобретение 2819326 С1 Российская Федерация, МПК F02C 7/08 (2006-01-01), F02C 3/08 (2006-01-01). Малоразмерная газотурбинная установка : № 2024100642 : заявлено 10.01.2024 : опубликовано 17.05.2024 / Смелов В. Г., Ткаченко А. Ю., Шиманов А. А., Виноградов А. С., Филинов Е. П., Батулин О. В., Зубрилин И. А.; патентообладатель ФГАОУ ВО Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева. – 18 с.

7. Патент 2023614609 Российская Федерация. Библиотека модулей универсальной компьютерной модели рабочего процесса газотурбинного двигателя для среды концептуального проектирования «АСТРА» : программа для ЭВМ № 202268703 : заявлено 20.12.2022 : опубликовано 03.03.2023 / Ткаченко А. Ю., Остапюк Я. А., Филинов Е. В.; правообладатель ФГАОУ ВО Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева. – 1 с.

8. Патент 2023614608 Российская Федерация. Среда концептуального проектирования «АСТРА-9.С» : программа для ЭВМ № 202268748: заявлено 13.12.2022 : опубликовано 03.03.2023 / Ткаченко А. Ю., Остапюк Я. А., Филинов Е. В.; правообладатель ФГАОУ ВО Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева. – 1 с.

Optimization of the cycle of a small-sized gas turbine plant using the CAE-system «ASTRA»

A. Yu. Tkachenko	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; tau@ssau.ru
E. P. Filinov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; filinov@ssau.ru
O. V. Tremkina	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Heat Engineering and Heat Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; tereshchenko.ov@ssau.ru

In this work, the optimization of the cycle of a small-sized gas turbine unit was carried out, its thermodynamic parameters were determined using the CAE-system «ASTRA». Computer models of power plants operating on the regenerative Brayton cycle, on the Brayton cycle with intermediate cooling and regeneration, on the Brayton cycle with intermediate heating and regeneration, and on the Brayton cycle with intermediate cooling, intermediate heating and regeneration were built, and their thermodynamic parameters were assessed. Regularities in the influence of design parameters of power plants on their efficiency were established.

Keywords: *small-sized gas turbine unit; power plant; thermodynamic calculation; mathematical modeling; cycle optimization*

Citation: Tkachenko, A. Yu., Filinov, E. P. and Tremkina, O. V. (2024), "Optimization of the cycle of a small-sized gas turbine plant using the CAE-system «ASTRA»", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 20-32. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-20-32. (In Russian; abstract in English)

References

1. Zlobin, V. G. and Verkholtantsev, A. A. (2020), *Gazoturbinnnye ustanovki. Chast' 1. Teplovye skhemy. Termodinamicheskie tsikly* [Gas turbine units. Part 1. Thermal schemes. Thermodynamic cycles], VShTE SPbGUPTD, St. Petersburg, 114 p. (In Russian)
2. Smelov, V. G., Kokareva, V. V. and Alekseev, V. P. [et al.] (2024), "Additive manufacturing of MSTU parts in the context of import substitution", *Collection of articles from the international scientific conference "Promising scientific and technical development: trends, problems and ways of improvement"*, p. 48-50. (In Russian)
3. Kuzmichev, V. S., Kulagin, V. V., Krupenich, I. N., Tkachenko, A. Yu. and Rybakov, V. N. (2012), *Formirovanie matematicheskoy modeli vypolnennogo GTD razlichnykh tipov i skhem v CAE-sisteme ASTRA* [Formation of a mathematical model of the completed GTE of various types and schemes in the ASTRA CAE system], Publishing house of Samara state aerospace University, Samara, 24 p. (In Russian)
4. Zysin, L. V. (2010), *Combined-cycle and gas-turbine thermal power plants*, Publishing house of Polytechnic University, St. Petersburg, 368 p. (In Russian)
5. Filinov, E. P. (2022), "Selection of parameters of the working process of a small-sized gas turbine unit", *Collection of works of the conference «All-Russian scientific and technical forum on engines and power plants named after N. D. Kuznetsov, dedicated to the 110th anniversary of PJSC «UEC-Kuznetsov»*, pp. 129-130. (In Russian)
6. Smelov, V. G., Tkachenko, A. Yu., Shimanov, A. A., Vinogradov, A. S., Filinov, E. P., Baturin, O. V. and Zubrilin, I. A. (2024), *Malorazmernaya gazoturbinnaya ustanovka* [Small-sized gas turbine plant], Russian Federation, Pat. No. 2819326, 18 p. (In Russian)

7. Tkachenko, A. Yu., Ostapyuk, Ya. A. and Filinov, E. V. (2023), *Biblioteka moduley universal'noy komp'yuternoy modeli rabocheho protsessa gazoturbinnogo dvigatelya dlya sredy kontseptual'nogo proektirovaniya «ASTRA» : programma dlya EVM № 202268703* [Library of modules of the universal computer model of the working process of a gas-turbine engine for the conceptual design environment «ASTRA»: computer program No. 202268703], Russian Federation, Pat. № 2023614609, 1 p. (In Russian)

8. Tkachenko, A. Yu., Ostapyuk, Ya. A. and Filinov, E. V. (2023), *Sreda kontseptual'nogo proektirovaniya «ASTRA-9.S» : programma dlya EVM № 202268748* [Conceptual design environment «ASTRA-9.S»: computer program No. 202268748], Russian Federation, Pat. № 2023614608, 1 p. (In Russian)



Определение гидродинамических и виброакустических характеристик запорного клапана методом гибридного инжиниринга

Т. Г. Чистякова | ведущий специалист;
Санкт-Петербургский государственный морской
технический университет, г. Санкт-Петербург;
tg.chist@gmail.com

Е. А. Куличкова | кандидат технических наук;
заместитель генерального директора по науке;
АО «Армалит», г. Санкт-Петербург;
elenakulichkova@mail.ru

Новые технологии являются значимым фактором повышения эффективности деятельности промышленных предприятий. Традиционные способы проектирования не позволяют закрыть потребности в технологическом оборудовании. Перспективным направлением является гибридный инжиниринг, объединяющий физические и виртуальные подходы в единый процесс. Основой данного подхода является обратный инжиниринг и численное моделирование. В статье на примере создания невозвратно-запорного клапана рассматривается реализация гибридного инжиниринга. Приведены результаты лазерного сканирования деталей, сформулированы преимущества и недостатки. Приведены результаты гибридного подхода к численному моделированию для прогнозирования уровней шума. Выявлена необходимость дальнейших исследований для накопления практического опыта, достоверной статистической информации, результатов верификации и валидации, базы знаний. Подтверждено, что гибридные подходы являются наиболее перспективными для ускоренного проектирования и прогнозирования характеристик, позволяют уже на начальном этапе выявить недостатки конструкции, и в случае необходимости произвести оптимизацию с целью достижения заданных требований.

Ключевые слова: технология проектирования; методы численного моделирования; лазерное сканирование; виброакустические характеристики

Цитирование: Чистякова, Т. Г. Определение гидродинамических и виброакустических характеристик запорного клапана методом гибридного инжиниринга / Т. Г. Чистякова, Е. А. Куличкова // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 33–42. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-33-42

Введение

В последние несколько лет отечественная промышленность находится в условиях технической потребности и в то же время больших возможностей развития технологий и адаптации подходов к проектированию оборудования. Чем быстрее будет создано оборудование и подтверждены его свойства и характеристики, тем более интенсивным будет технологическое развитие различных отраслей промышленности. Ускорение проектирования инноваци-

онной продукции в рамках традиционной системы последовательной разработки не всегда возможно. В свою очередь обратный инжиниринг направлен на анализ уже существующего изделия, что позволяет понять конструктивные особенности для его воспроизведения, модернизации или интеграции в новые разработки и ускорить процесс проектирования.

Обратный инжиниринг успешно внедряется в практику инновационной деятельности передовых отечественных предприятий. В судостроительной отрасли метод применяется для создания 3D моделей изделий судовых машиностроительных частей (МСЧ) [1], комплектующих, гребных винтов, корпусов маломерных судов [2]. В компрессорной технике реализован реверс инжиниринг сменной проточной части и детандерного колеса [3], коленчатых валов [4]. Корпусные детали в нефтегазовой и автомобильной промышленности [5], лопадки сошника в сельском хозяйстве [6], ротор газовых счётчиков в энергетике [7] – эти реализованные проекты не только позволяют воссоздать исходное изделие, но и создают задел для дальнейшего совершенствования.

Однако практически во всех приведённых работах наряду с преимуществами использования обратного инжиниринга приведены ограничения. Их анализ позволил обобщить и выделить основные: проблемы при сканировании мелких и труднодоступных конструктивных элементов; трудности работы с изношенными деталями; ограничения возможности полной разборки узлов; сложности определения материалов; ошибки в измерениях или интерпретации результатов сканирования.

Минимизация ограничений возможна при комбинировании обратного инжиниринга с традиционными методами проектирования. Переход к такому комплексному подходу, гибриднему инжинирингу, является необходимостью и позволяет не только значительно сократить сроки вывода на рынок изделий, но и улучшить отдельные эксплуатационные свойства разрабатываемых изделий, такие как долговечность, надёжность, виброакустические характеристики. Гибридный инжиниринг, в частности, позволяет существенно продвинуться в направлении прогнозирования гидродинамических и виброакустических характеристик трубопроводной арматуры. Так, например, лазерное сканирование оборудования позволяет получить геометрию проточной части, а методы численного моделирования дают возможность проанализировать характер потока, прогнозировать и оптимизировать характеристики, и вследствие модернизировать конструкцию [8]. Уровень гидродинамического шума (ГДШ), возникающий при турбулентном течении жидкости, является одним из основных критериев оценки соответствия клапанов предъявляемым требованиям [9], поэтому необходимо на этапе проектирования иметь возможность расчёта данной характеристики. В данной работе также предлагается использовать гибридный подход при расчёте прогнозируемых уровней ГДШ численными методами, основанный на раздельном расчёте генерации шума и его распространения.

Целью исследования является обоснование применения подходов гибридного инжиниринга для проектирования оборудования и прогнозирования его акустических характеристик.

1 Формирование 3D-модели

Для реализации процесса гибридного инжиниринга выбран типовой представитель трубопроводной арматуры – клапан невозвратно-запорный DN100 PN16 бронзовый с фланцевым типом присоединения к трубопроводу (рисунок 1). Клапан является распространённым элементом судовых трубопроводных систем, предназначен для перекрытия и автоматического предотвращения обратного потока рабочей среды.

Для получения данных о внутренней геометрии проточной части клапана использовался 3D сканер Solutionix C500 (рисунок 2). Сканирование позволяет получить облако точек,

массив которых определяет геометрию детали гораздо быстрее, чем при измерении контактными методами.



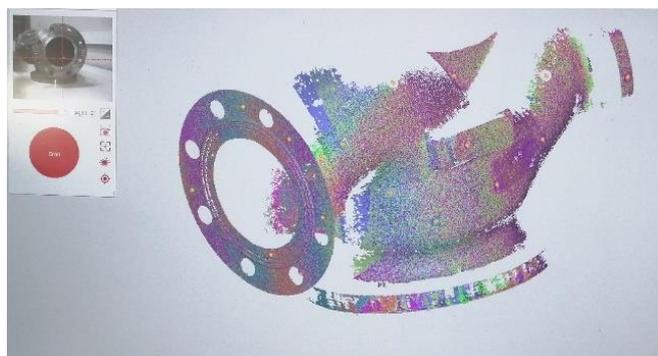
Рисунок 1 – Клапан невозвратно-запорный



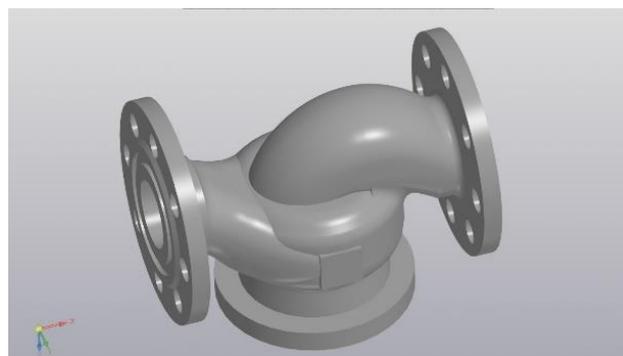
Рисунок 2 – 3D сканер Solutionix C500

Для проведения замеров деталей клапана проведены следующие работы: разборка, нанесение специальных маркеров на сложные криволинейные поверхности исследуемого изделия и обработка антибликовым покрытием глянцевых поверхностей.

В результате сканирования создаётся облако точек, которое затем автоматически преобразовывается в полигональную модель. Для дальнейшей работы полученная полигональная модель передаётся в Компас 3D (рисунок 3, а и 3, б).



а



б

Рисунок 3 – 3D-модель корпуса клапана: а – полигональная; б – математическая

Анализируя полученные результаты, можно выделить закономерность, заключающуюся в том, что размеры, пригодные для замеров ручным измерительным инструментом, и те же самые размеры, снятые с изделия сканером, отличаются совсем незначительно. В то время как сложные криволинейные поверхности, недоступные для замера измерительным ин-

струментом, не всегда корректно определяются 3D сканером. Погрешность, возникающая на этапе сканирования, во многом зависит от типа используемого оборудования, условий сканирования и компетенций оператора. Для каждого вида деталей необходимо учитывать эти особенности и формулировать рекомендации.

Также при построении твердотельной модели по полученным после сканирования полигонам часто возникают сложности по сшивке поверхности и технологические коллизии (столкновения твердотельных границ), рисунок 4.

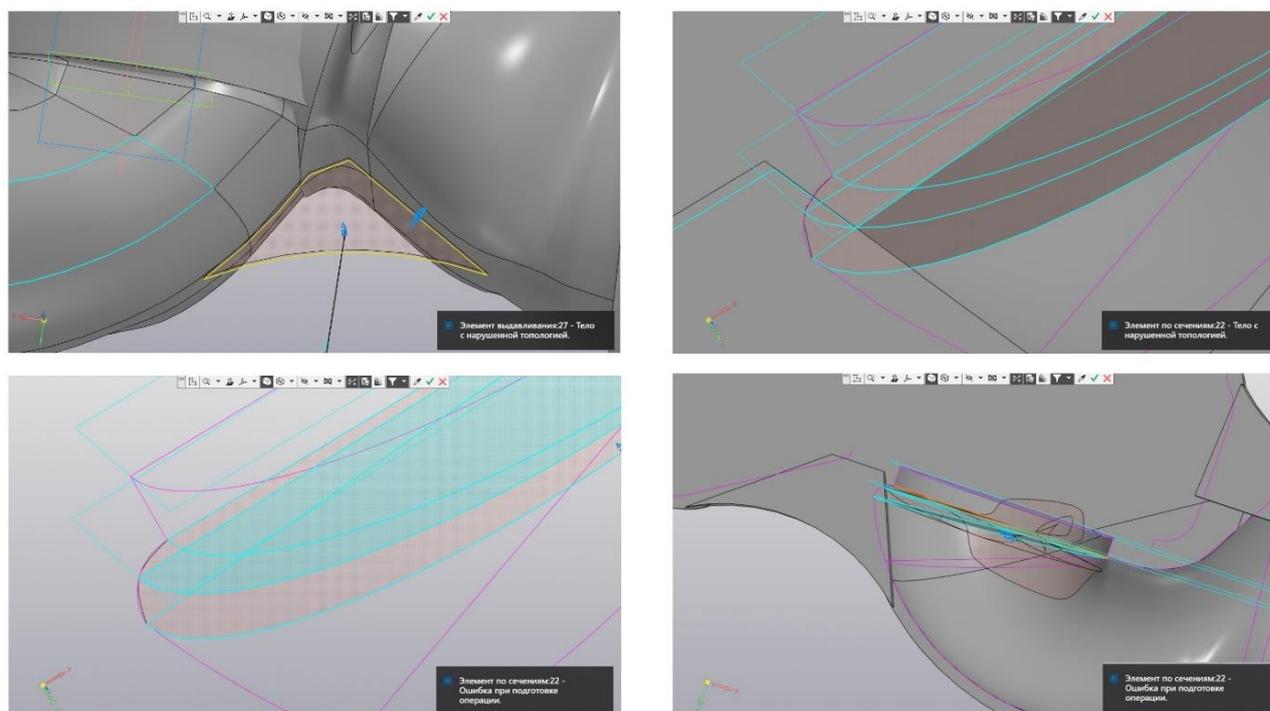


Рисунок 4 – Коллизии при построении твердотельной модели (нарушение топологии и ошибки при подготовке операций)

Правильная электронная модель, с точки зрения поверхности или частей поверхности, должна быть описана математической формулой, например конус, сфера или тор. Такой подход необходим как для проектирования, так и для последующих расчётов методом конечных элементов и численного моделирования. Обратный инжиниринг в таком случае можно применять как процесс извлечения ценных технических данных для дальнейшего анализа и обработки информации.

Стоит также отметить неоспоримое преимущество этой технологии. Она позволяет существенно сократить стадию разработки проектной документации: исключить анализ аналогов и вариантов конструкции, выбор оптимального решения и его обоснование. Иными словами, пропустить наиболее длительную и наукоёмкую стадию технического предложения и детально сосредоточиться на процессе моделирования, модернизации и материального воплощения нового изделия.

В результате сканирования, обработки облака точек и устранения коллизий получена 3D модель клапана (рисунок 5).

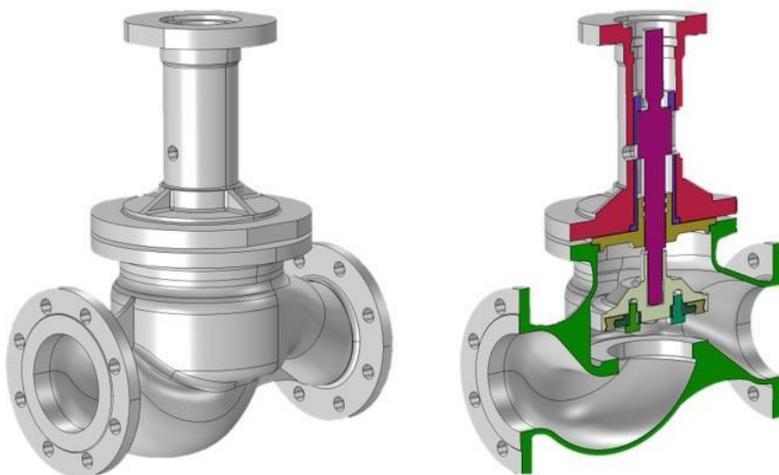


Рисунок 5 – 3D модель невозвратно-запорного клапана

2 Определение гидродинамических и виброакустических характеристик

Расчёт прогнозируемых уровней шума с помощью акустической аналогии Лайтхилла [10] основан на преобразовании системы уравнений Навье-Стокса в неоднородное волновое уравнение, описывающее воздействие на неподвижную среду распределённых в поле турбулентного потока квадрупольных источников. Уравнение имеет следующий вид:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla \cdot \nabla(p') = \frac{\partial^2 L_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}, \quad (1)$$

$$p' = c_0^2(\rho - \rho_0); \quad (2)$$

$$L_{ij} = \rho v_i v_j + ((p - p_0) - c_0^2(\rho - \rho_0))\delta_{ij} - \tau_{ij}, \quad (3)$$

где c_0 – скорость распространения звука в среде, L_{ij} – тензор Лайтхилла, p – суммарное давление, ρ – суммарная плотность, τ_{ij} – тензор вязких напряжений, индекс 0 обозначает параметры жидкости в состоянии покоя, p' – представляет линейную акустическую вариацию давления вне области источников.

В рамках гибридного подхода на первом этапе производится CFD (Computational fluid dynamics) расчёт течения жидкости, выходными параметрами которого являются поля скоростей и давлений, а также компоненты тензора напряжений, которые используются в качестве членов источников в неоднородном волновом уравнении. На втором этапе производится расчёт распространения звука с помощью акустической аналогии. Данный подход позволяет существенно снизить требования к вычислительным ресурсам, при этом основным недостатком является разделение задачи на гидродинамическую и акустическую части, которые позволяют учесть только влияние турбулентного течения на генерацию акустических волн, взаимодействие между собой не учитывается.

По полученной на предыдущем этапе 3D модели создана расчётная область течения жидкости в клапане и сеточная модель. Для определения характеристик потока в начальном приближении был проведён предварительный стационарный расчёт течения несжимаемой жидкости с использованием модели турбулентности $k-\omega$ SST со следующими граничными условиями:

- начальное состояние с нулевым значением искоемых переменных;
- течение у стенок без проскальзывания;

- на входе в расчётную область задано среднее значение скорости течения жидкости, равное 1 м/с;
- на выходе из расчётной области задано нулевое давление.

На рисунке 6 представлены результаты предварительного расчёта в виде скалярных полей давления и скорости для последующего использования в качестве начального приближения при расчёте течения вихререзающим методом.

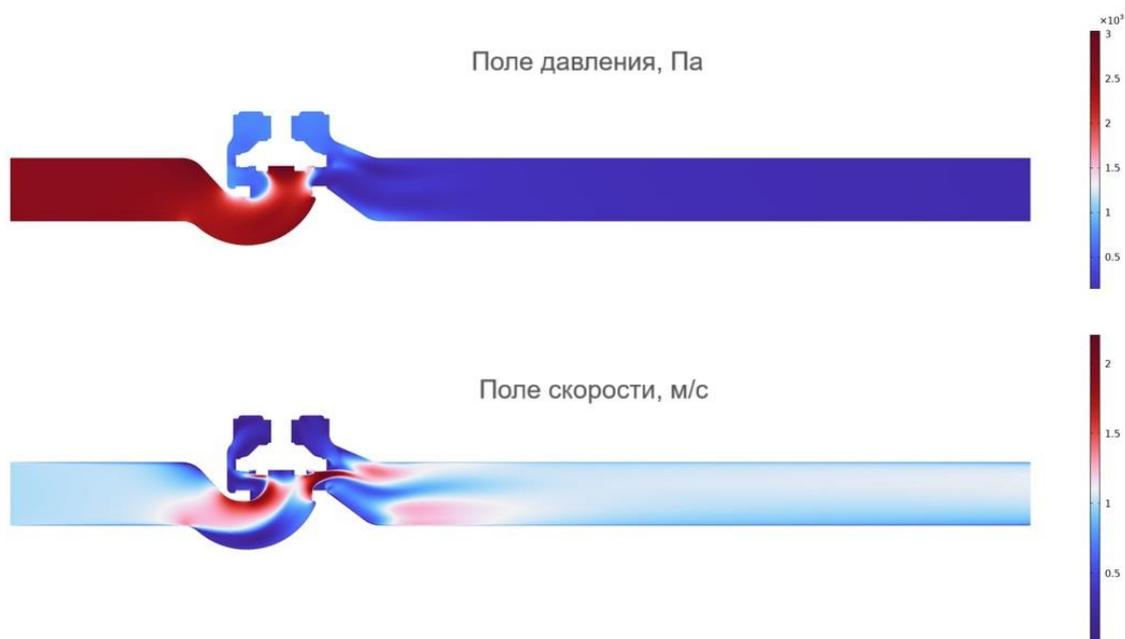


Рисунок 6 – Скалярные поля давления и скорости

Моделирование течения жидкости в клапане методом отсоединённых вихрей производилось в нестационарной постановке с расчётом пристеночного течения RANS моделью Спаларта-Аллмареса. Моделируемое время – 500 мс, шаг – 0,4 мс. По результатам моделирования можно сделать вывод о том, что при течении жидкости в клапане наблюдаются обширные отрывы потоков (рисунок 7 и 8).

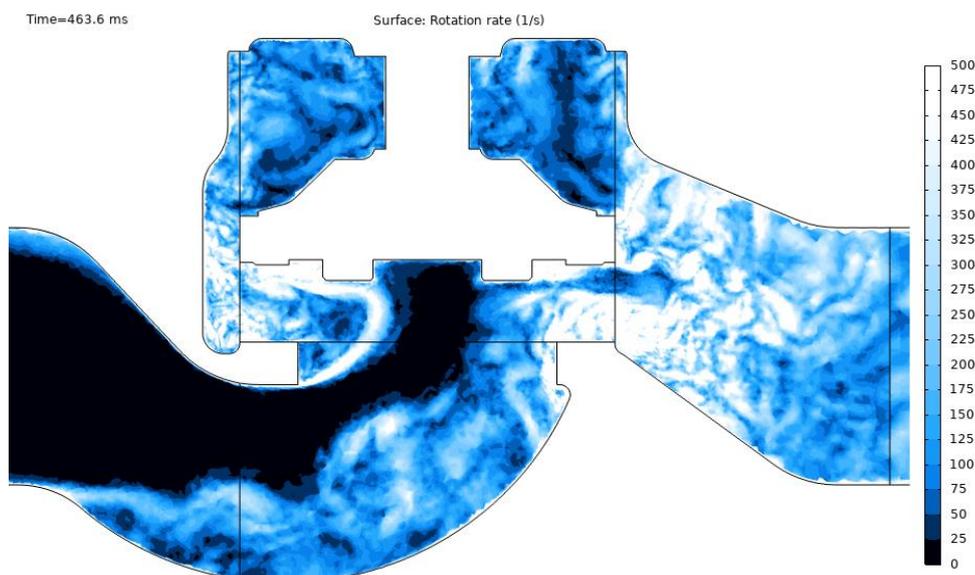


Рисунок 7 – Скалярное поле завихрённости

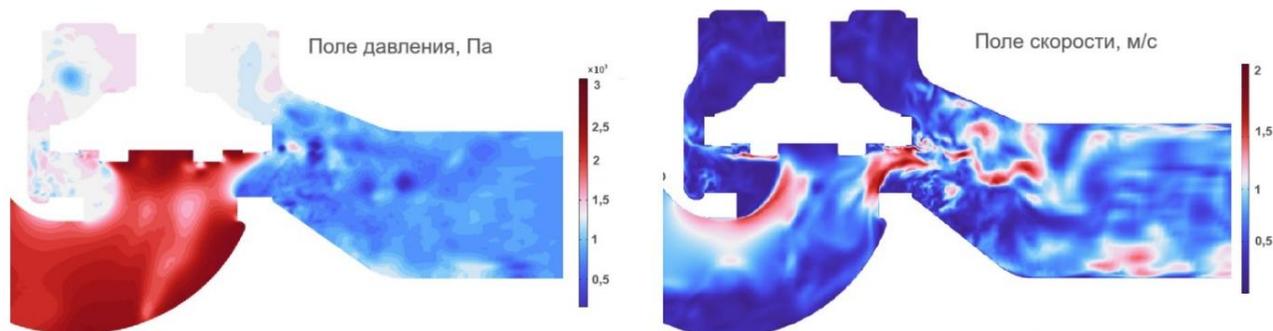


Рисунок 8 – Поле давления и скорости

Прогнозные спектры пульсации гидродинамического давления в контролируемых точках 1 и 2 (приведены на рисунке 9), полученные методом численного моделирования, подтверждают генерацию шума за счёт наличия турбулентных вихревых структур (рисунок 10). Дальнейшие исследования планируется проводить в направлении экспериментального подтверждения результатов, полученных в данной работе.

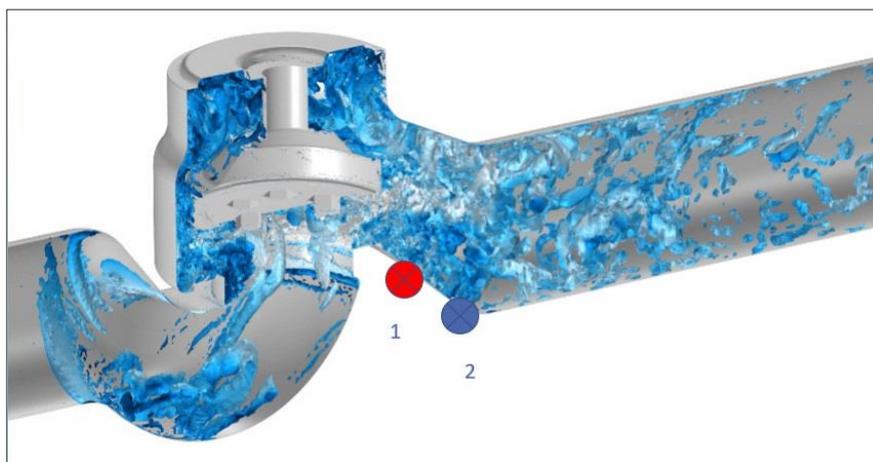


Рисунок 9 – Контролируемые точки 1 и 2 в проточной части клапана

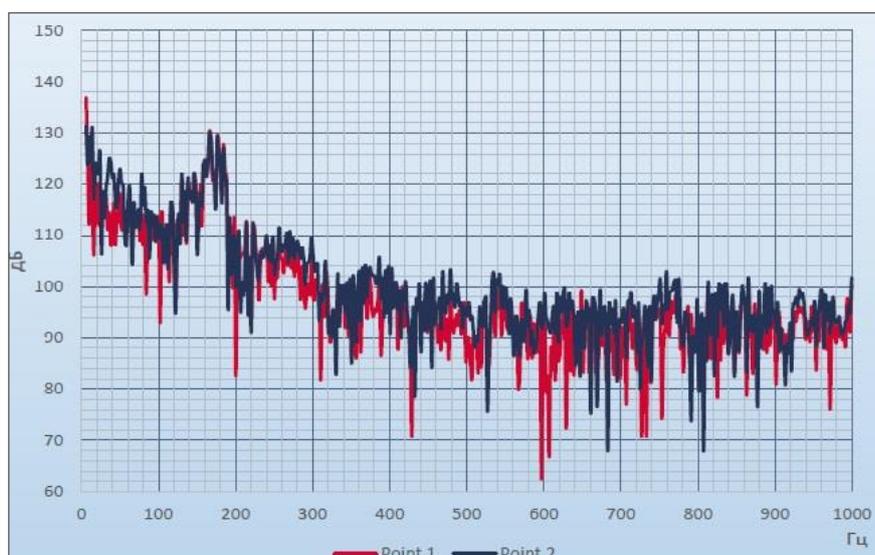


Рисунок 10 – Спектр пульсации гидродинамического давления в контролируемых точках 1 и 2

Заключение

Гибридные подходы, основанные на обратном и традиционном проектировании с использованием методов численного моделирования, являются наиболее перспективными для ускоренного проектирования и прогнозирования характеристик, в том числе виброшумовых. Позволяют уже на начальном этапе выявить недостатки конструкции и, в случае необходимости, произвести оптимизацию с целью достижения заданных требований.

Однако, в отличие от традиционных подходов, отсутствие практического опыта, достоверной статистической информации, результатов верификации и валидации, накопленной базы знаний требует проведения дополнительных исследований, которые должны включать этапы:

- получение информации об объекте инжиниринга;
- разработка и реализация решений для совершенствования;
- разработка документации и производство;
- верификация и валидация результатов;
- анализ результатов и стандартизация подходов.

Список использованных источников

1. Зобов, П. Г. Сравнительный анализ сканирования мелкогабаритных судовых изделий машиностроительной части со сложной внутренней конструкцией при помощи различных моделей 3D-сканеров / П. Г. Зобов, А. В. Дектярев, В. Н. Морозов // Известия КГТУ. – 2020. – №56. – С. 159-171.
2. Китаев, М. В. Применение средств и методов реверс-инжиниринга в судостроении и судоремонте / М. В. Китаев, О. Э. Сувор, Е. Е. Соловьева [и др.] // Судостроение. – 2023. – №3(868). – С. 26-33.
3. Сарманаева, А. Ф. Комплексный подход для обеспечения качества продукции, разрабатываемой с применением методов реверс-инжиниринга / А. Ф. Сарманаева, Н. В. Соколов, О. Ю. Паранина [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. – 2023. – №4. – С. 42-45.
4. Тараховский, А. Ю. Реверс-инжиниринг коленчатого вала компрессора / А. Ю. Тараховский, И. А. Смирнов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2023. – №18. – С. 91-97. – DOI: 10.26160/2658-3305-2023-18-91-97.
5. Петров, Н. В. Применение технологий 3D-сканирования в реверсивном инжиниринге корпусных деталей / Н. В. Петров, Ш. С. Нозирзода, Е. Д. Петрова // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2023. – №1(155). – С. 34-41. – DOI: 10.26730/1999-4125-2023-1-34-41.
6. Кожарина, Т. В. Реверс-инжиниринг деталей почвообрабатывающих машин для проведения конечно-элементного анализа / Т. В. Кожарина, С. В. Карпов, А. Р. Гороновский // Труды БГТУ. Серия 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. – 2024. – №1(276). – С. 150-156. – DOI: 10.52065/2519-402X-2024-276-20.
7. Солощенко, П. П. Техническое обслуживание импортных счетчиков газа с использованием реверс-инжиниринга / П. П. Солощенко, Г. В. Симонова // Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2024. – Т. 6. – С. 263-268. – DOI: 10.33764/2618-981X-2024-6-263-268.
8. Крутиков, М. В. Численное исследование течения в проточной части центробежного нагнетателя природного газа при различных положениях входного направляющего аппарата / М. В. Крутиков, В. Л. Блинов // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. – 2021. – № 2(137). – С. 94-108. – DOI: 10.18698/0236-3941-2021-2-94-108.
9. Козлов, В. А. Разработка конструктивных элементов для создания малощумной регулирующей арматуры / В. А. Козлов, Е. А. Куличкова, С. Е. Петров // Динамика и виброакустика. – 2022. – Т. 8, №4. – С. 41-47. – DOI 10.18287/2409-4579-2022-8-4-41-47.
10. Смольяков, А. В. Шум турбулентных потоков / А. В. Смольяков. – Санкт-Петербург: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2005. – 312 с.

Determination of hydrodynamic and vibroacoustic characteristics of a shut-off valve by hybrid engineering method

T. G. Chistyakova	Lead Specialist; State Marine Technical University, St. Petersburg; tg.chist@gmail.com
E. A. Kulichkova	Candidate of Science (Engineering); Deputy CEO; JSC «Armalit», St. Petersburg; elenakulichkova@mail.ru

New technologies are a significant factor in improving the efficiency of industrial enterprises. Traditional design methods do not fully meet the needs for technological equipment. A promising direction is hybrid engineering, which combines physical and virtual approaches into a unified process. The basis of this approach is reverse engineering and numerical modeling. The article illustrates the implementation of hybrid engineering through the example of creating a check valve. The results of laser scanning of the parts are presented, with the advantages and disadvantages outlined. The results of the hybrid approach to numerical modeling for noise level prediction are also provided. The necessity for further research to accumulate practical experience, reliable statistical information, verification and validation results, and a knowledge base has been identified. It is confirmed that hybrid approaches are the most promising for accelerated design and prediction of characteristics, allowing the identification of design flaws at an early stage and enabling optimization to meet the specified requirements if necessary.

Keywords: design technology; numerical modeling methods; laser scanning; vibroacoustic characteristics

Citation: Chistyakova, T. G. and Kulichkova, E. A. (2024), "Determination of hydrodynamic and vibroacoustic characteristics of a shut-off valve by hybrid engineering method", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 33-42. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-33-42. (In Russian; abstract in English)

References

1. Zobov, P. G. Dektyarev, A. V. and Morozov, V. N. (2020), "Comparative analysis of the scanning of small-sized shipboard products of an engineering part with a complex internal structure using various models of 3D scanners", *Izvestiya KGTU*, no. 56, pp. 159-171. (In Russian)
2. Kitaev, M. V., Surov, O. E., Solov'eva, E. E. and Novosel'tsev, I. A. (2023), "Application of means and methods of reverse engineering in shipbuilding and shiprepair industry", *Sudostroenie*, no. 3(868). – S. 26-33. (In Russian)
3. Sarmanaeva, A. F., Sokolov, N.V., Paranina, O. Y., Davletshin, I. S., Korshunov, M. V., Akhmetzyanov, A. M. and Ibragimov, E. R. (2023), "An integrated approach to ensure the quality of products developed using reverse engineering methods", *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, no. 4, pp. 42-45. (In Russian)
4. Tarakhovskiy, A. Yu. and Smirnov, I. A. (2023), "Reverse engineering of the compressor crankshaft", *Transport, mining and construction engineering: science and production*, no. 18, pp. 91-97, DOI: 10.26160/2658-3305-2023-18-91-97. (In Russian)
5. Petrov, N. V., Nozirezoda, Sh. S. and Petrova, E. D. (2023), "Application of 3D-scanning technologies in reverse engineering of body parts", *Bulletin of the Kuzbass State Technical University*, no. 1(155), pp. 34-41. DOI: 10.26730/1999-4125-2023-1-34-4. (In Russian)
6. Kozharina, T. V., Karpov, S. V. and Goronovskiy, A. R. (2024), "Reverse engineering of tillage machine parts for finite element analysis", *Trudy BGTU. Seriya 1: Lesnoe khozyaystvo, prirodopol'zovanie i pererabotka vobnovlyаемых ресурсов*, no. 1(276), pp. 150-156. DOI: 10.52065/2519-402X-2024-276-20. (In Russian)

7. Soloshchenko, P. P. and Simonova, G. V. (2024), "Maintenance of imported gas meters using reverse engineering", *Interekspo Geo-Sibir'*, vol. 6, pp. 263-268. DOI: 10.33764/2618-981X-2024-6-263-268. (In Russian)
8. Krutikov, M. V. and Blinov, V. L. (2021), "Numerical study of the flow in the flow path of a centrifugal natural gas compressor at different positions of the inlet guide vane", *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, № 2(137), pp. 94-108. DOI: 10.18698/0236-3941-2021-2-94-108. (In Russian)
9. Kozlov, V. A., Kulichkova, E. A. and Petrov, S. E. (2022), "Development of structural elements for the creation of low-noise control valves", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 8, no. 4, pp. 41-47. DOI: 10.18287/2409-4579-2022-8-4-41-47. (In Russian)
10. Smol'yakov, A. V. (2005), *Shum turbulentnykh potokov* [Turbulent flow noise], Krylov State Research Centre, St. Petersburg, 312 p. (In Russian)



Vibration Suppression of Concrete Pump Boom During Pumping by Feedforward Control Method

Huiming Bao

Doctor of Engineering, Associate Researcher;
Department of Fluid Control and Automation
Harbin Institute of Technology, Harbin, China;
hmbao@hit.edu.cn

Songjing Li

Doctor of Engineering, Professor, Head of Department;
Department of Fluid Control and Automation
Harbin Institute of Technology, Harbin, China;
lisongjing@hit.edu.cn

In this paper, boom of truck-mounted concrete pump is taken as the research object. Firstly, both mathematical and simulation models of the boom system are constructed, then vibration characteristics of the boom, especially vibration state of pump truck chassis are analyzed. According to the results of this theoretical analysis, a feedforward control method based on least mean square (LMS) algorithm and the finite impulse response (FIR) filtering algorithm is proposed to suppress the vibration of truck-mounted concrete pump boom which is mainly caused by the operation of pump system. After that, proposed feedforward control method simulation model is established; the effect on vibration suppression performance of it is analyzed. According to the simulation results conducted under three typical operation conditions, acceleration at the end of the boom decreases by 39.3% ~ 52.0% after the feedforward control force is applied. Therefore, it can be seen that the adaptive FIR-based feedforward vibration suppression algorithms designed in this paper can effectively suppress the vibration at the end of the boom.

Ключевые слова: truck-mounted concrete pump boom; vibration suppression; least mean square (LMS) algorithm; finite impulse response (FIR) filtering algorithm; simulation

Цитирование: Bao, H. and Li, S. (2024), "Vibration Suppression of Concrete Pump Boom During Pumping by Feedforward Control Method", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 43-53. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-43-53. (In Russian; abstract in English)

Introduction

When the boom is excited by the external environment to trigger its vibration, it needs to be controlled and intervened. This kind of research can be divided into two categories according to the different research objects for small booms and for large booms, that is, truck-mounted concrete pump booms.

Firstly, in the vibration suppression study of small arm under external excitation, Qiu, Z. used a combination of acceleration feedback and PPF control to suppress the unwanted vibration of a flexible manipulator due to environmental stimuli or caused by the torque of an AC servomotor during the hub slewing motion [1]. Bian, Y. proposed a vibration absorbing method based on modal interaction to attenuate the nonlinear vibration of a flexible manipulator. The vibration absorber is made to establish a 1:1 internal resonance state with the flexible arm, so as to transfer the vibration energy from the flexible arm to the absorber to suppress the nonlinear vibration of the flexible arm based on modal interaction [2]; meanwhile, a vibration absorber based on the servomotor is de-

signed with a 2:1 internal resonance relationship with the flexible arm [3]. Alexander, A. designed an active vibration control scheme using the boom position and boom hydraulic cylinder pressure or boom acceleration as feedback signals, which are computed to obtain the control output by a PD controller that modifies the proportional and differential coefficients according to the current operating conditions. The optimal gain coefficient values are obtained using an extreme value search algorithm. Finally, an objective function was determined using a time-domain signal (e.g., pressure or acceleration), and then different control strategies were compared and investigated [4].

Truck-mounted concrete pump boom will be affected by the vibration of the truck chassis due to the operation of the pumping system. Some researchers have studied the vibration suppression of the boom during the pumping operation. Zorn, S. realized the vibration suppression of the truck-mounted concrete pump boom by controlling the hydraulic cylinders of the last two arm sections with a compensating motion, and the compensating motion made the end operation point of the boom could be kept in its original position. The designed controller consists of three basic components: firstly, the measurement of vibration using acceleration sensors, then the calculation of the target force for vibration damping of the corresponding hydraulic cylinders of each boom section based on this information, and finally the force control signal to reach the target force [5]. Wu Zhiyong applies time series analysis based on the historical vibration data of truck-mounted concrete pump boom to predict its vibration attitude, so that the predicted vibration attitude of the boom is as close as possible to the real attitude, and then dynamically compensates for the nonlinear time delay of the boom system to provide a suitable reference trajectory for the active vibration suppression of the boom. Based on this reference trajectory, the hydraulic cylinders of each boom section are controlled to apply opposite forces on the boom to achieve vibration suppression of the boom [6, 7]. Rongsheng Liu developed an active control strategy using constant-position commandless input shaping technique to suppress vibration. Based on a set of independent modal equations obtained by using the modal method, a double-pulse control in the opposite direction is proposed, which not only suppresses vibration but also avoids the change of the equilibrium position of the boom system after the action of active control. In addition, the lag time that exists in the actual system is also taken into account to obtain a better control effect [8, 9]. Li Jiantao studied the modal frequency information of truck-mounted concrete pump boom in three typical attitudes during operation by comparing simulation and experiment, established a corresponding database, calculated the modal characteristic equations of the boom based on the database, and finally designed an active vibration suppression method based on the results of modal analysis [10]. Yi Huang conducted an experimental study on the vibration suppression of the boom system of a truck-mounted concrete pump using an active control strategy based on frequency domain parameter identification. Considering that the dynamic characteristics of the boom system will change with the change of the boom attitude, a global model of the boom system under active control is established and parameter identification is carried out based on the double-normalized least-mean method, and the acceleration signal at the end of the boom is selected as the feedback variable to optimize the active control force of the hydraulic cylinder [11].

1 Vibration Mechanism Analysis of Boom System

Pump truck chassis is the installation base of pump truck boom system, and it is also the most important source of boom vibration. Chassis is directly connected to the vehicle chassis, so the mechanical friction and impact caused by the bursting of diesel fuel in the diesel engine of the automobile chassis and the reciprocating motion of the crank mechanism will lead to a certain degree of vibration. Without connecting the hydraulic pumps of the pumping system and the boom system, the vibration signals of the pump truck's chassis are collected as shown in Fig.1.

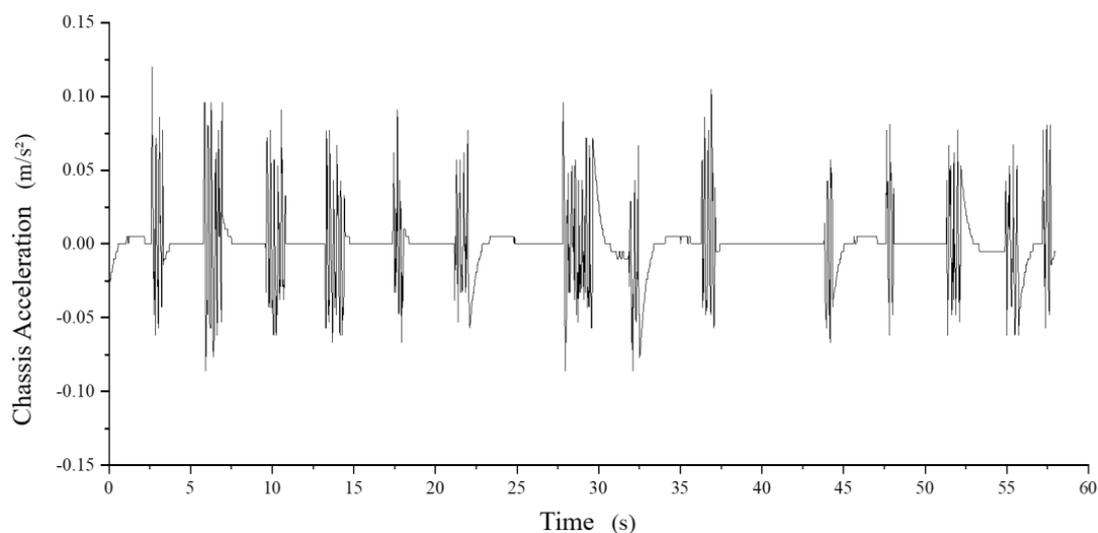


Fig. 1 – Vibration signals of the diesel engine acting on the chassis

It can be found that the vibration of the chassis under the excitation of the diesel engine alone is not significant. Therefore, the pumping system is the main source of vibration of the pump truck chassis. In the pumping system work process, the pumping hydraulic cylinder will carry out periodic reciprocating motion, the hydraulic cylinder pushes the concrete cylinder to realize a rapid continuous change of direction, and then from the hopper to inhale the concrete and to the conveying pipe pushed into the near-continuous concrete. At the end of every half pumping piston movement cycle, the pendulum valve and distribution valve complete the reversal, at this time, the pumping hydraulic circuit rapid reversal, the pressure inside the system reaches an instantaneous peak. During the pumping process, the vibration signal of the pump truck undercarriage near the pumping system is measured as shown in Fig.2.

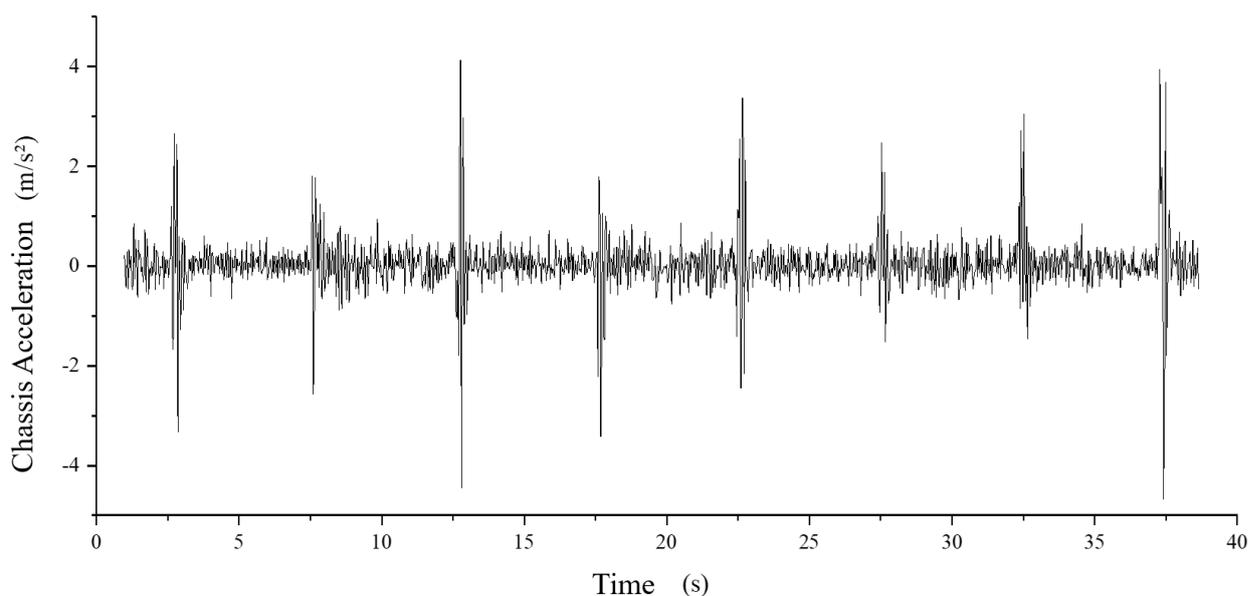


Fig. 2 Vibration excitation signal of pumping system on the pump truck chassis

It can be seen that the pumping excitation signal has an obvious periodicity. In order to get the overall excitation input of the pump truck bottom frame boom system, the vibration signal at the bottom of the boom is measured during the pumping operation, and the result is shown in Fig.3.

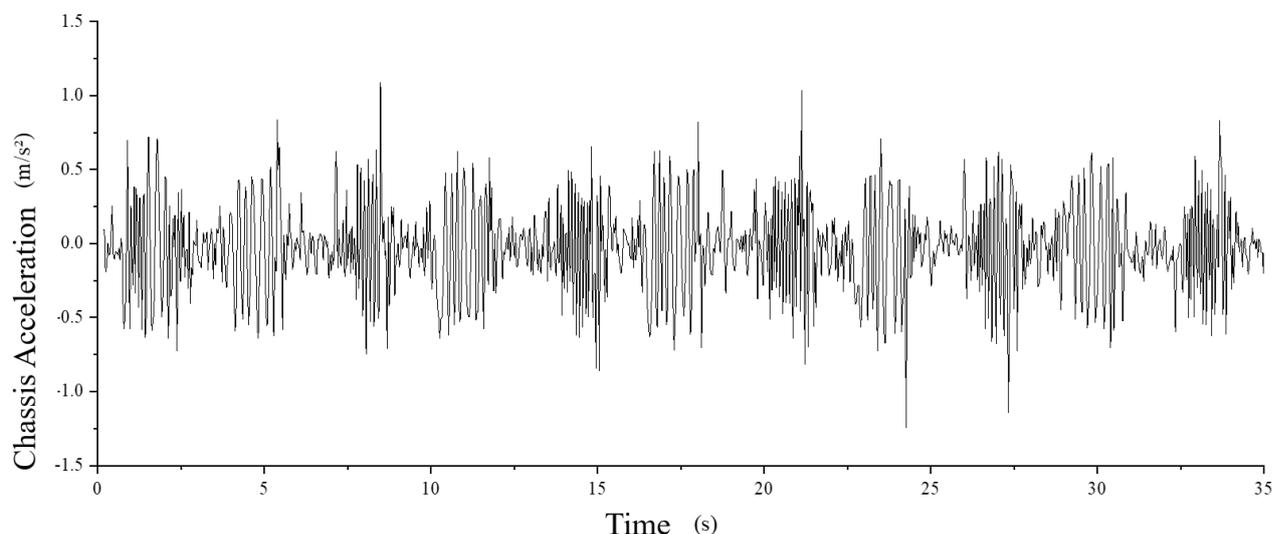


Fig. 3 Vibration signals at the bottom of the boom

The vibration signal in Fig.3 is analyzed by Fourier transform, and its frequency power spectrum is obtained as shown in Fig.4, which shows that the main action frequency of the excitation input signal of the boom system is 0.32Hz, which is same as the working frequency of the pumping system, and therefore it can be proved that the operation of the pumping system is the main excitation source of the bottom of the boom.

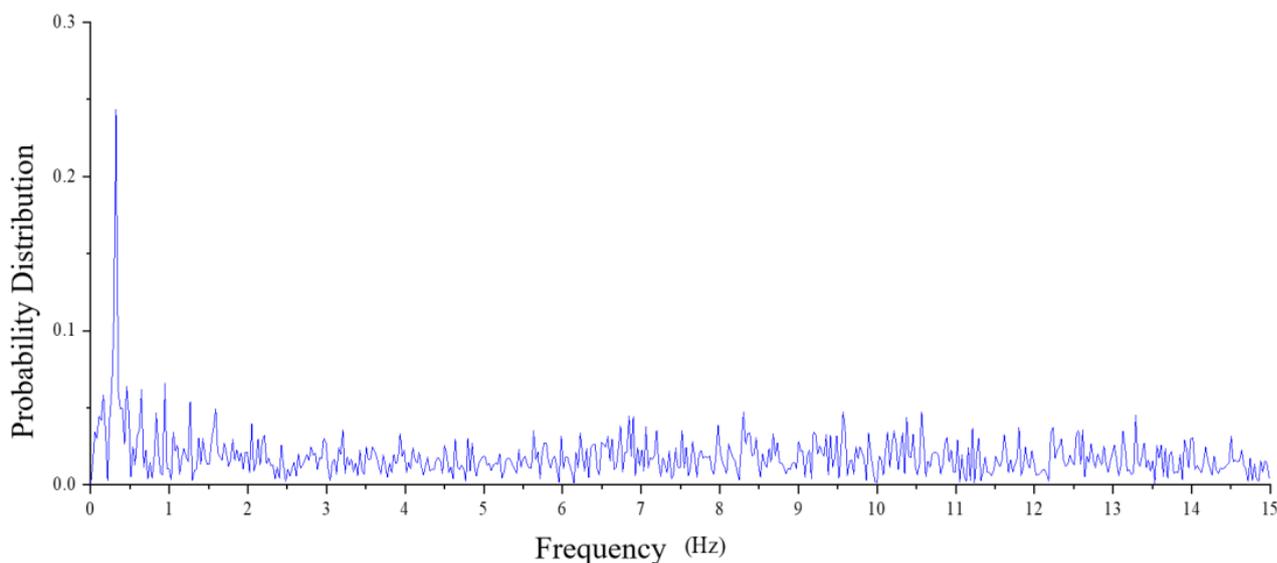


Fig. 4 Frequency spectrum of rotary table vibration signal

As shown in Fig.5, the mechanical structure of the boom system of a truck-mounted concrete pump mainly consists of six parts. These parts are connected through single-degree-of-freedom articulated rotary joints, denoted as θ^i ($i=1\dots6$), and are connected around the horizontal Z-axis of the

local right-handed Cartesian coordinate system Σ^i , which is established based on the rotary table or the preceding boom section. The relative hydraulic cylinder displacement between the cylinder barrel and the connecting mechanism's rod is denoted as s^i ($i=1... 6$). All joint variables are combined into a vector called the drive variables $\theta \in \mathbb{R}^7$. The X-axis of Σ^i is parallel to the direction of the line connecting the articulation points of the boom sections.

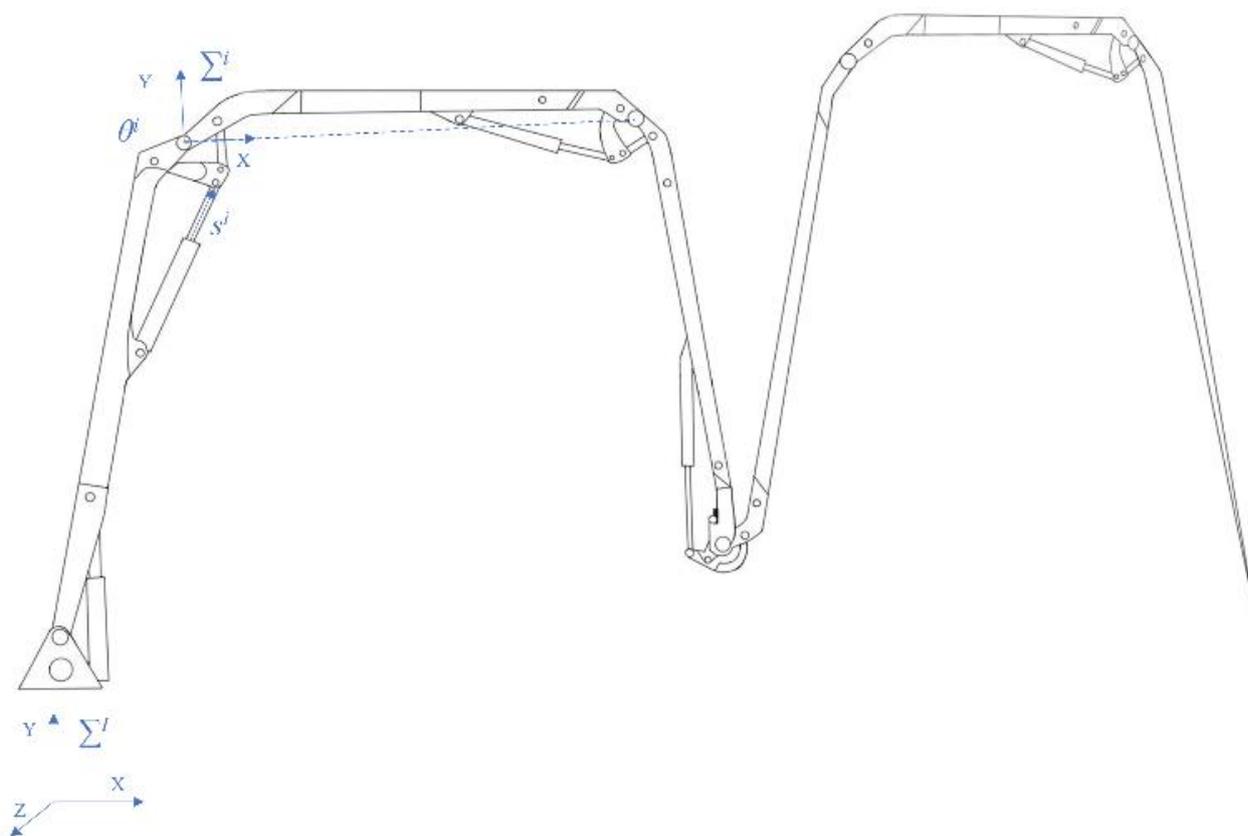


Fig. 5 Concrete pump boom structure schematic diagram

A twist virtual joint is added around the Z-axis of each local coordinate system on each boom section. Each boom section comprises a rigid body part, a virtual joint, and massless spring c_i and damper d_i (not shown in Fig.5). The angle of the virtual joint in the orthogonal coordinate system fixed to its respective boom section i is denoted as γ^i , as shown in Fig.6.

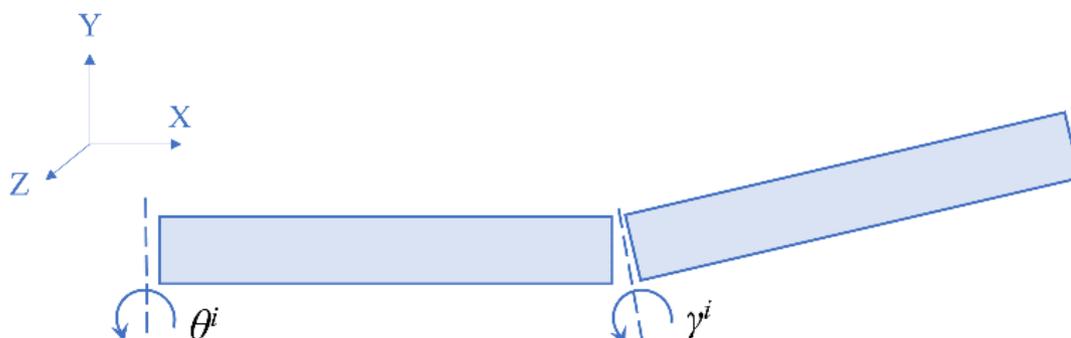


Fig. 6 Boom section rigid-flexible coupling model schematic

The angles of all virtual joints are combined into a vector defined as the elastic variables $\gamma \in \mathbb{R}^6$. The drive variables and elastic variables are combined into generalized variables $q = [\theta^T \gamma^T]^T \in \mathbb{R}^{13}$. The forward kinematics formula for the local coordinate system Σ^i is calculated as follows:

$$\begin{aligned} v^i &= J_v^i(q) \dot{q} \\ \omega^i &= J_\omega^i(q) \dot{q}, \quad i = \{0, \dots, 6\} \end{aligned} \quad (1)$$

In this equation, $v^i, \omega^i \in \mathbb{R}^3$ represent the translational and rotational velocities of the local coordinate system Σ^i of the i -th boom section relative to the inertial coordinate system Σ^I . The Jacobian matrices J_v^i and J_ω^i correspond to the translational and rotational motions, respectively. To simplify the analysis, the boom system is assumed to be a rigid structure, which means $\gamma = \mathbf{0}$. Thus, we have:

$$\begin{aligned} v^i &= J_{v,r}^i(\theta) \dot{\theta} \\ \omega^i &= J_{\omega,r}^i(\theta) \dot{\theta} \end{aligned} \quad (2)$$

In equation (2), solving for the velocities in the local coordinate system is simplified, but the structural flexibility of each boom section is neglected. When the flexible deformation components γ are added, the Jacobian matrix can be divided into rigid and elastic parts:

$$\begin{aligned} v^i &= J_{v,\theta}^i(q) \dot{\theta} + J_{v,\gamma}^i(q) \dot{\gamma} \\ \omega^i &= J_{\omega,\theta}^i(q) \dot{\theta} + J_{\omega,\gamma}^i(q) \dot{\gamma} \end{aligned} \quad (3)$$

In this equation, the Jacobian matrices $J_{v,\theta}^i(q)$, $J_{\omega,\theta}^i(q)$, $J_{v,\gamma}^i(q)$ and $J_{\omega,\gamma}^i(q)$ describe the influence of the drive speed and the elastic speed $\dot{\gamma}$ on v^i and ω^i , respectively. In this study, the primary focus is on the six-section boom system above the rotary table. Since the base rotation parameter θ^0 does not affect the static deformation in the direction of gravity, θ^0 can be excluded from the vector of drive coordinates θ . Consequently, the dimension of the generalized variables is reduced by one, resulting in $q = [\theta^T \gamma^T]^T \in \mathbb{R}^{12}$. Without θ^0 , the rotational degree of freedom of the boom system is ignored, simplifying it to a planar structure. Additionally, by disregarding the impact of the connecting mechanism, the planar mechanical structure model of the concrete pump truck boom system can be described by the following formula:

$$M(\theta, \gamma) \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\gamma} \end{bmatrix} + c(\theta, \dot{\theta}, \gamma, \dot{\gamma}) + \begin{bmatrix} g_\theta(\theta, \gamma) \\ g_\gamma(\theta, \gamma) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ D\dot{\gamma} + K\gamma \end{bmatrix} = T_u \begin{bmatrix} u \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

In this model, $M \in \mathbb{R}^{12 \times 12}$ is the mass matrix, $c \in \mathbb{R}^{12}$ is the vector of Coriolis and centrifugal forces, $g \in \mathbb{R}^{12}$ is the gravity vector, which is divided into the drive variable block $g_\theta(\theta, \gamma) \in \mathbb{R}^6$ and the elastic variable block $g_\gamma(\theta, \gamma) \in \mathbb{R}^6$, $K \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ and $D \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ are the stiffness and damping matrices of the system, respectively, T_u^T represents the kinematic relationship between the vector of hydraulic cylinder lengths and the drive coordinate vector, $u \in \mathbb{R}^6$ is the input vector of the boom system, composed of the output forces of the six hydraulic cylinders.

2 Feed-Forward Vibration Suppression Method

In this paper, a feed-forward compensated vibration suppression controller is designed and implemented based on digital filtering and adaptive filter theory. According to the working condition characteristics of the truck-mounted concrete pump boom, the adaptive FIR vibration suppression algorithm with easy implementation and significant performance is designed by combining the least mean square (LMS) algorithm and the finite impulse response (FIR) filtering algorithm. Typically, the FIR filter design process assumes the existence of a detection system for generating a signal related to the main disturbance. In this paper, the output signal of the acceleration sensor installed at the bottom of the boom is used as the reference signal related to the excitation of the boom, which can be filtered to generate the necessary control actions to eliminate the influence of the main excitation. A schematic diagram of the feedforward compensated vibration suppression control algorithm is shown in Fig.7.

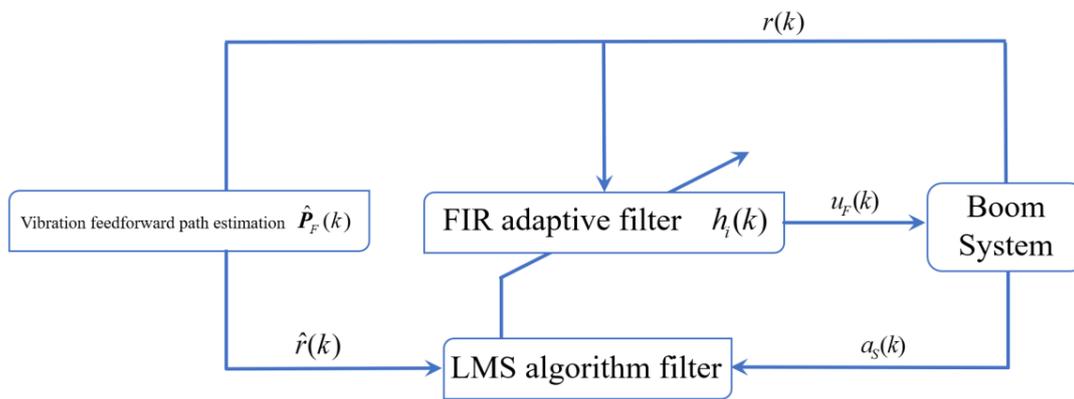


Fig. 7 Schematic diagram of the feedforward compensation vibration suppression control algorithm

The filtering process of the feed-forward compensation algorithm uses an adaptive FIR filter, which defines its i th order coefficients at the k th sampling time as $h_i(k)$, and the output of the filter, $u_F(k)$, is given by:

$$u_F(k) = \sum_{i=0}^{N-1} h_i(k)r(k-i), \quad (5)$$

where N is the order of the filter.

Before the output is measured by the accelerometer, the control signal needs to pass through a portion of the boom's physical system, defining that portion of the system's feedforward path as $P_F(k)$. This path is also referred to as the offset path or error path. At this point, the vibration $a_F(k)$ of the boom system caused only by the feedforward control input can be obtained by the following equation:

$$a_F(k) = \sum_{j=0}^{M-1} g_j \sum_{i=0}^{N-1} h_i(k)r(k-i-j), \quad (6)$$

where g_j is the discrete impulse response of the control input to output path $P_F(k)$, which is assumed to be of order M . At this point, the net output $a_s(k)$ of the system can be expressed as:

$$a_s(k) = a_u(k) + \sum_{j=0}^{M-1} g_j \sum_{i=0}^{N-1} h_i(k)r(k-i-j), \quad (7)$$

where $a_u(k)$ is the end-of-arm acceleration response due to the effect of the main disturbance (vibration at the bottom of the boom). Since the order of the convolutions can be interchanged without changing the calculation, Eq. (7) can be rewritten as:

$$a_s(k) = a_u(k) + \sum_{i=0}^{N-1} h_i(k) \bar{r}(k-i), \quad (8)$$

where:

$$\bar{r}(k-i) = \sum_{j=0}^{M-1} g_j r(k-i-j). \quad (9)$$

By rearranging the convolution, the signal $\bar{r}(k-i)$ is defined, which can be estimated by the filter-based test operation. The true impulse response of the vibration feedforward part of the boom system $P_f(k)$ is estimated by the FIR filter, noting that the estimated value of $\bar{r}(k)$ is $\hat{r}(k)$.

In order to obtain the most appropriate filter coefficients $h_i(k)$, the coefficients need to be adjusted to minimize the cost function $J = E[a_s^2(k)]$, which is quadratically related to the output. For the LMS algorithm, the instantaneous value of $a_s^2(k)$ can be used as an estimate of the expected value of J . Therefore, a simple gradient descent algorithm can be used to ensure that the problem of minimizing the cost function converges to its global optimum, and thus the adaptive iterative algorithm for filter coefficients $h_i(k)$ can be written as:

$$h_i(k+1) = h_i(k) - \lambda \frac{\partial J}{\partial h_i(k)}, \quad (10)$$

where λ is the convergence factor. According to the definition of the cost function, the differentiation term in Eq. (10) can be changed to:

$$\frac{\partial J}{\partial h_i(k)} = 2a_s(k) \frac{\partial a_s(k)}{\partial h_i(k)}. \quad (11)$$

According to Eq. (8), the derivative of $a_s(k)$ with respect to $h_i(k)$ is $\bar{r}(k-i)$ using the estimated value of the filtered reference signal $\hat{r}(k-i)$; instead, the most rapid descent algorithm for the adaptive FIR controller coefficients given by Eq. (10) can be rewritten as:

$$h_i(k+1) = h_i(k) - 2\lambda a_s(k) \hat{r}(k-i), \quad (12)$$

where λ determines the speed and stability of the adaptive process of the controller coefficients.

3 Simulation analysis

Based on the structural parameters of the pump truck boom system studied in this paper, a simplified two-dimensional dynamic model of the boom system was established in AMESim as shown in Fig.8. The model includes the planar model of the boom mechanical structure such as the arm joints, connecting mechanisms, and the hydraulic system model including the hydraulic pump, independent metering valves, hydraulic cylinders, and other auxiliary components, in which the friction at the joints of the boom is established by using the Stribeck friction model; and the damping coefficients are set to be low in order to simulate the flexible characteristics of the joints of the boom and the structure of the boom.

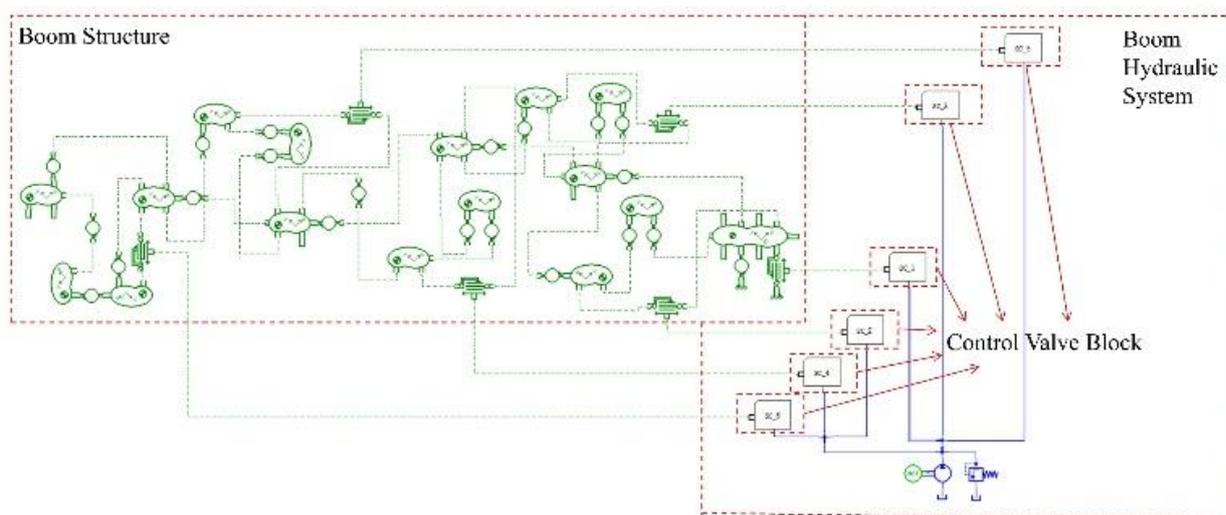


Fig. 8 Boom structure and hydraulic system parameter modeling

The 62-meters-long boom system of the truck-mounted concrete pump studied in this paper has six arm joints, so the boom system has six degrees of freedom in its operating plane, and the sufficiently high degrees of freedom make the end of the boom basically reach any point of the operating plane. In addition, when the operating point of the end of the boom is determined, the boom can be set to a variety of different attitudes. In the construction process, the low-end position arch attitude shown in Fig. 9(a) and the high-end position arch attitude shown in Fig. 9(b), as well as the horizontal linear attitude shown in Fig. 9(c), are usually used. According to the data collected by a company, 95% of truck-mounted concrete pump booms are in the three attitudes as described in Fig.9 during operation [10]. Therefore, in this paper, the end vibration suppression of the boom in these three attitudes during pumping of the pump truck is investigated.

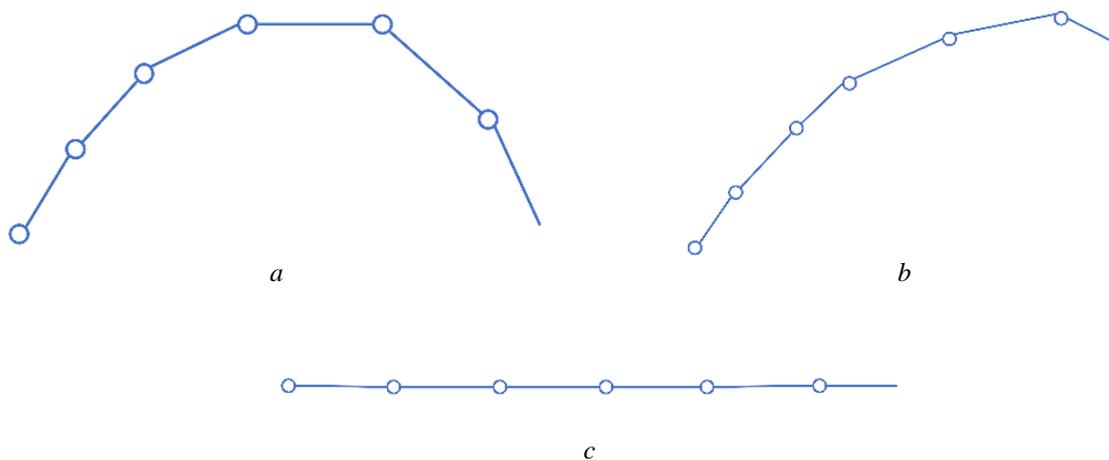


Fig. 9 The boom positions under consideration:

a – low-end position arch attitude; *b* – high-end position arch attitude; *c* – horizontal linear attitude

In order to validate the designed feedforward vibration suppression algorithm and determine the parameters of the control algorithm, the vibration suppression simulation test was carried out based on the AMESim-Simulink compound simulation model mentioned above. The results of the vibration amplitude comparison simulation test are shown in Fig.10.

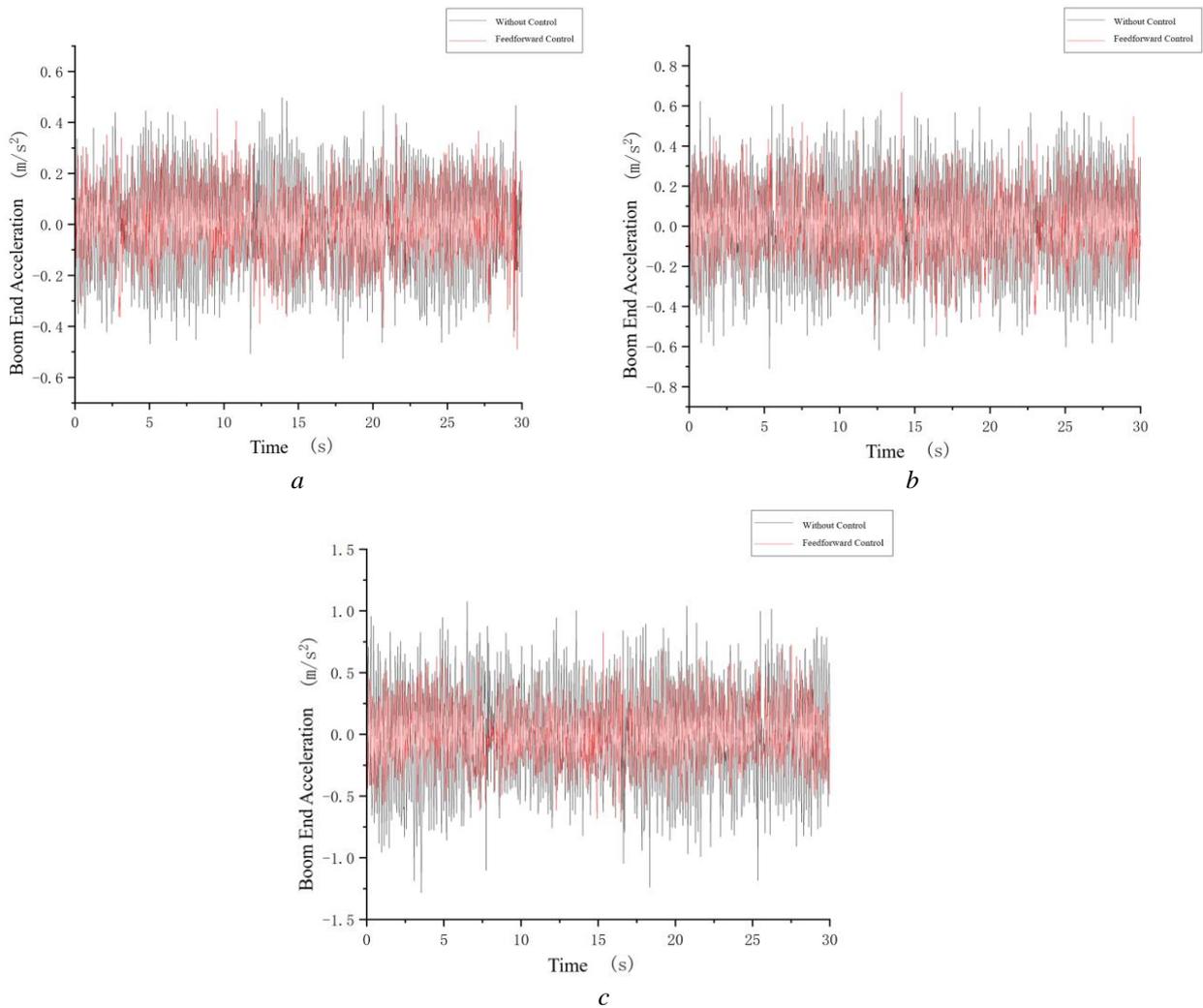


Fig. 10 Simulation results:
a – low end position arch attitude; *b* – high end position arch attitude; *c* – horizontal linear attitude

At the beginning of the test, the size of the excitation force shown in Fig.3 is added to the bottom of the boom, so that the boom vibrates freely under the action of the external force, and the vibration signal at the end of the boom is recorded for 30s after the vibration of the boom is stabilized. Then the control input is obtained by using the first hydraulic cylinder based on the feed-forward vibration suppression algorithm designed in this paper. After the situation is stabilized, the vibration signal at the end of the boom is also recorded for 30s.

The above figure shows the simulation test results of the vibration amplitude change at the end of the truck-mounted concrete pump boom before and after applying the active feedforward during pumping operation in three attitudes. It can be noticed that the acceleration at the end of the sixth section of the boom decreases by 39.3%, 42.9% and 52.0%, respectively, after the feed-forward control force is applied.

Conclusion

It can be seen that the FIR-based feedforward vibration suppression algorithms designed in this paper can effectively suppress the vibration at the end of the boom. This is because the feed-forward vibration suppression algorithm is designed based on the vibration at the bottom of the boom, which directly corresponds to the external disturbance shock, and relies on the first hydraulic

cylinder to apply the reverse vibration compensation to the boom, which can theoretically completely suppress the vibration of the pump truck boom. But due to the complex structure of the boom the vibration suppression effect cannot reach 100%.

References

1. Qiu Z. Acceleration Sensor Based Vibration Control for Flexible Robot by Using PPF Algorithm[C]//2007 IEEE International Conference on Control and Automation. 2007: 1335-1339.
2. Bian Y, Gao Z. Nonlinear vibration control for flexible manipulator using 1: 1 internal resonance absorber [J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2018, 37: 146134841876595.
3. Bian Y, Gao Z, Lv X, et al. Theoretical and experimental study on vibration control of flexible manipulator based on internal resonance[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(15): 3321-3337.
4. Alexander A, Vacca A, Cristofori D. Active Vibration Damping in Hydraulic Construction Machinery [J]. Procedia Engineering, 2017, 176: 514-528.
5. Zorn S, Will F, Mögle P. Control Stabilization of Multilink Manipulators in a Truck-mounted Concrete Boom Pump [J]. ATZoffhighway worldwide, 2018, 11(3): 44-49.
6. Zhiyong W, Xiang Z, Dewen H, et al. Active Vibration Suppression for Boom of Truck-mounted concrete pump Based on Time-delay Compensation Approach[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(24): 3283.
7. WU Zhiyong. Research and application of key technology of dexterous mechanical arm motion control system for truck-mounted concrete pump [D]. National University of Defence Science and Technology, 2014.
8. Liu R, Gao Y, Yang S, et al. Vibration Control of the Boom System of Truck-Mounted Concrete Pump Based on Constant-Position Commandless Input Shaping Technique[J]. Shock and Vibration, 2015, 2015: 1-9.
9. Liu Rongsheng. Research on working end trajectory control of large tandem boom system [D]. Yanshan University, 2016.
10. LI Jiantao, DANG Hua, JIANG Sheng, et al. Research on vibration control of pump truck boom system based on modal parameter identification[J]. Vibration and Shock, 2019, 38(7): 99-104.
11. HUANG Yi, LIU Jianwu, HU Yong, et al. Experiment on vibration damping of truck-mounted concrete pump boom based on frequency domain parameter identification[J]. Vibration. Test and Diagnosis, 2021, 41(6): 1119-1123+1237.



Разработка конечно-элементной модели резонатора для вибрационного сигнализатора уровня камертонного типа

А. М. Бражников аспирант;
СамГТУ, г. Самара;
artembragnicov@yandex.ru

С. Ю. Ганигин доктор технических наук, заведующий кафедрой
«Радиотехнические устройства»;
СамГТУ, г. Самара;
ganigin.s.yu@yandex.ru

В статье представлены результаты разработки конечно-элементной модели резонатора вибрационного сигнализатора уровня камертонного типа. Модель разработана в программном продукте Ansys Workbench. Предложены варианты оценки характеристик резонатора, включающие прочностной, модальный, гармонический анализы. Разработана модель свободных затухающих колебаний резонатора, включающую динамический прочностной расчёт в сочетании с модулем вычислительной гидродинамики. Модель позволяет производить оценку частоты колебаний резонатора в жидкостях с различными плотностями и вязкостями. Результаты моделирования сопоставлены с лабораторными экспериментами. Сравнение показало отклонение по резонансным частотам не более 7%. Результаты моделирования будут использованы для проведения структурной оптимизации геометрии резонатора для расширения диапазона плотностей и вязкостей рабочих жидкостей сигнализатора уровня.

Ключевые слова: камертонный сигнализатор уровня; компьютерное моделирование; резонансная частота; модальный анализ; динамический анализ

Цитирование: Бражников, А. М. Разработка конечно-элементной модели резонатора для вибрационного сигнализатора уровня камертонного типа / А. М. Бражников, С. Ю. Ганигин // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 54-62. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-54-62

Введение

В настоящее время измерение плотности жидкости в режиме реального времени имеет большое значение при автоматизации технологических процессов. Широкое распространение получили измерители плотности жидкости на основе механических резонаторов – плотнометры вибрационного типа [1].

В задачах автоматизации часто возникает задача определения наличия или отсутствия жидкости определённой плотности в резервуаре или трубопроводе. Для этих задач используются сигнализаторы уровня. Среди вибрационных сигнализаторов уровня выделяются датчики с резонатором в виде симметричного камертона (сигнализатор уровня камертонного типа). По сравнению с другими типами сигнализаторов, камертонный обладает рядом преимуществ [2]:

- высокая чувствительность к плотности жидкости;

- малый размер чувствительного элемента для использования в трубопроводах малого диаметра;
- отсутствие подвижных частей, что обеспечивает высокую надёжность;
- экономичность в параметрах энергопотребления, что позволяет разрабатывать устройства, осуществляющие измерения в режиме реального времени, при этом питающиеся от маломощных промышленных интерфейсов (NAMUR, 4-20мА и т.д.).

Принцип работы вибрационного сигнализатора уровня заключается в возбуждении вынужденных колебаний механического резонатора на частоте первой гармоники, которая зависит от характеристик среды, в которой совершает колебания резонатор. Электроника прибора фиксирует изменение резонансной частоты при погружении чувствительного элемента в среду. На резонансную частоту оказывает влияние плотность среды, а также другие факторы, среди которых вязкость. Чем выше плотность среды, тем ниже резонансная частота. Чем плотность ниже, тем резонансная частота выше. Чем выше вязкость, тем быстрее затухают колебания резонатора [3].

Геометрические параметры резонатора оказывают существенное влияние на метрологические характеристики прибора, а также на диапазон плотностей и вязкостей, в которых может работать прибор.

Проводились эксперименты по оптимизации конструкции резонатора вибрационного плотномера камертонного типа, в ходе которых было установлено, что резонансная частота камертонов с прямоугольным сечением лепестков меньше зависит от вязкости, чем у камертонов с круглым сечением при той же эффективной массе [4].

Эксперименты по оптимизации конструкции камертонов привели к созданию миниатюрных колебательных систем, которые могут выступать в роли датчиков плотности, вязкости и давления одновременно. Такой подход требует более глубокого анализа характеристик колебаний и не всегда подходит для недорогих устройств вроде вибрационных сигнализаторов уровня, которые должны изменять состояние своего выхода при погружении в любую жидкость [5].

Исследования датчиков плотности камертонного типа позволяют оптимизировать отдельные параметры резонаторов для работы с различными жидкими средами в интересующем диапазоне плотностей и вязкостей. Производители сигнализаторов уровня, как правило, имеют несколько модельных рядов приборов, отличающихся формой и размерами резонаторов для работы с разными средами.

При разработке новых приборов также необходимо учитывать технические возможности производства, на котором будет производиться прибор. Может возникнуть ситуация, когда оптимальная форма резонатора не может быть получена с использованием технологических процессов, доступных на предприятии.

В рамках научно-исследовательской работы авторами поставлена задача разработки компьютерной модели чувствительного элемента вибрационного сигнализатора уровня камертонного типа с использованием конечно-элементного моделирования в программном продукте Ansys Workbench. Полученные модели были использованы для оптимизации геометрии резонаторов камертонных сигнализаторов уровня, адаптации геометрии под технологические возможности целевого производства. Модели были верифицированы результатами лабораторных экспериментов, которые показали хорошую сходимость.

В настоящей статье раскрываются подходы, использованные при моделировании резонансных колебаний стальных камертонов с учётом характеристик плотности и вязкости рабочей среды. Также приводятся результаты моделирования в сопоставлении с результатами лабораторных экспериментов. Работы по оптимизации конструкции камертона на момент создания статьи продолжаются.

1 Математическая модель колебаний камертона

Чувствительным элементом вибрационного сигнализатора уровня является сборка, состоящая из резонатора – камертона, к мембране которого присоединяется пьезоэлектрический привод (рисунок 1). Внешний источник напряжения возбуждает колебания пьезопривода, которые передаются на мембрану камертона, а затем на лепестки. Пьезоэлектрический привод состоит из силовой части и чувствительной части, которые могут быть выполнены в виде монолитного пьезоэлемента или пакетной конструкции [6].

Зависимость между резонансной частотой и плотностью жидкости может быть описана формулой:

$$\rho = k_0 + k_1 f + k_2 f^2, \quad (1)$$

где ρ – плотность среды (кг/м³); f – частота резонанса камертона (Гц), k – коэффициенты, зависящие от геометрии камертона и свойств жидкости.

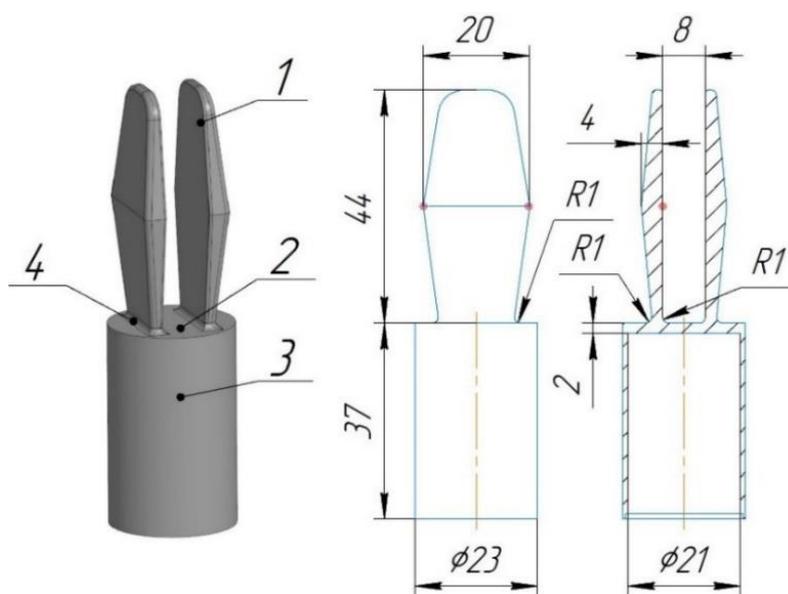


Рисунок 1 – Внешний вид и основные геометрические параметры резонатора вибрационного сигнализатора уровня Emerson:

1 – лепесток камертона; 2 – мембрана камертона;
3 – корпус (трубка); 4 – радиусы скругления при лепестках

Движение лепестков камертона передаётся от мембраны, которая деформируется под воздействием пьезоэлектрического привода. Во время работы корпус прибора фиксируется неподвижно относительно трубопровода или ёмкости, таким образом камертон пребывает в покое относительно потока жидкости, находящегося вокруг него. Поведение каждого лепестка может быть описано исходя из теории балок Эйлера-Бернулли [7]:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EJ \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right) + \rho_b b c \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (2)$$

где E – модуль Юнга балки; J – коэффициент сечения; ρ_b – плотность материала балки; b – ширина балки; c – толщина балки; $y(x, t)$ – основная модовая функция балочной конструкции.

В данной статье подробно не описывается процесс решения, приводятся только промежуточные и конечные результаты, необходимые для понимания механики колебаний камертонов.

Зависимость между собственной частотой колебаний P для i гармоники имеет вид:

$$P_i = \lambda_i^2 \sqrt{\frac{EJ}{\rho_b b c l^4}}, \quad (3)$$

где λ_i^2 – функция порядка мод колебаний в балке (для идеальной консольной балки $\lambda_1 = 1,875$; $\lambda_2 = 4,694$; $\lambda_3 = 7,855$), l – длина балки.

Частота свободных колебаний лепестка камертона аналогична идеальной консольной балке. Подставляя в (3) коэффициенты λ можно получить частоту свободных колебаний камертона в воздухе (вакууме).

При погружении камертона в жидкость, она оказывает сопротивление движению лепестков камертона, это эквивалентно тому, что к лепесткам присоединяется распределённая масса. Сила, действующая на лепестки резонатора, может быть описана уравнением [8]:

$$F = m_g \frac{dv}{dt} + \gamma v + k \int v dt, \quad (4)$$

где F – сила, действующая на исследуемую жидкость; γ – постоянная вязкости; v – относительная скорость потока; m_g – эффективная масса консольной балки; k – жёсткость камертона.

Если камертон совершает колебания в жидкости, то частота собственных колебаний с учётом присоединённой массы жидкости описывается уравнением:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_g + \Delta m}}, \quad (5)$$

где k – жёсткость резонатора; Δm – общая эффективная масса жидкости, вовлекаемая в процесс колебаний.

Увеличение размеров камертона приводит к снижению частоты собственных колебаний.

В разделе с конечно-элементным моделированием будет показано, что на чувствительность сборки «резонатор – пьезоэлемент» оказывают влияние не только размеры камертона, но и такие параметры как толщина мембраны. В разделе с лабораторными экспериментами будет показано, что на резонансные характеристики существенно влияет длина трубки резонатора.

2 Конечно-элементное моделирование колебаний резонатора

Трёхмерная модель резонатора построена в программном продукте КОМПАС-3D. Габаритные размеры показаны на рисунке 1. За основу взята форма резонатора камертона серийно выпускаемого прибора компании Emerson.

Конечно-элементное моделирование проводилось в программном продукте Ansys Workbench. Использовались следующие типы расчётов: модальный анализ (modal analysis), статический прочностной анализ (static structural), комплексный анализ (transient structural + fluent).

В качестве материала выбрана нержавеющая сталь 12Х18Н10Т с известными коэффициентами материала.

3 Статический прочностной анализ (static structural)

Вибрационные сигнализаторы уровня могут работать при высоком рабочем давлении среды. Однако это предъявляет требования к толщине стенок корпуса чувствительного элемента, в частности к толщине мембраны (рисунок 1). Через мембрану колебания пьезоэлектрического привода передаются на лепестки камертона. Исследования показывают, что для наилучшей передачи колебаний мембрана должна быть как можно тоньше. В то же время, она должна сопротивляться высокому давлению. Для некоторых приборов величина рабочего давления среды может достигать 10 МПа.

С помощью статического прочностного анализа была проведена оценка напряжений в материале корпуса резонатора при внешнем давлении 10 МПа. Стенка стакана камертона имеет толщину 1,5 мм. Мембрана камертона имеет толщину 1,5 мм и внутренний диаметр 18 мм. Давление прикладывалось на всю внешнюю поверхность резонатора. Фиксация модели проводилась по торцу корпуса (трубки) (рисунок 2). Размер расчётной сетки 10^{-3} м. Количество элементов около 65000.

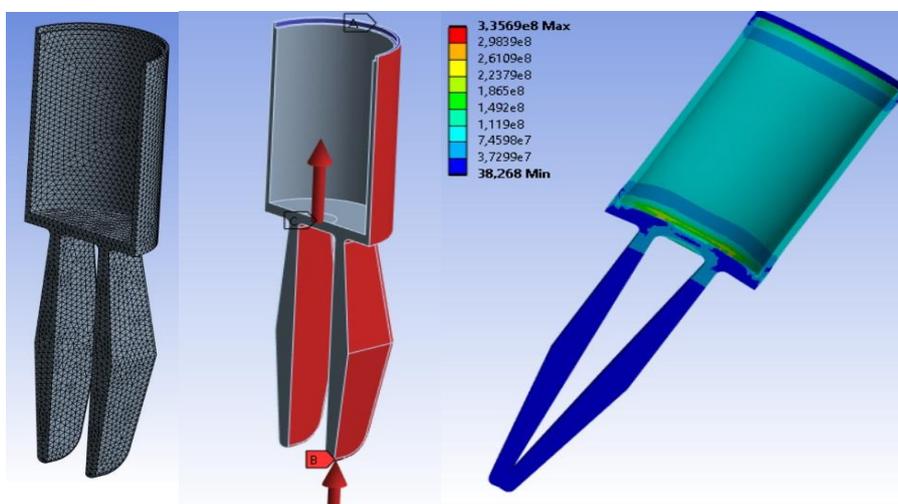


Рисунок 2 – Граничные условия для прочностного расчёта:

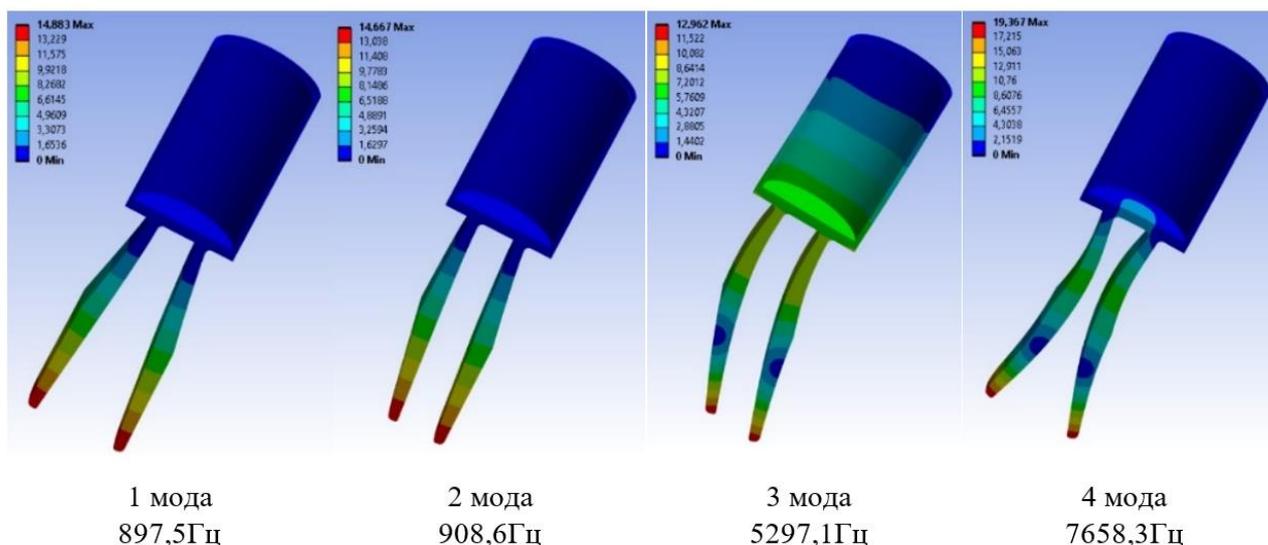
А – закрепление модели; В – гидростатическое давление; С – давление 10Мпа

Результаты оценки эквивалентных напряжений в материале показаны на рисунке 2. Наибольшее напряжение около 335 МПа зафиксировано на мембране. Для стали 12Х18Н10Т нижний предел прочности составляет 550 МПа. Максимальное перемещение кончика лепестка составляет около 85 мкм. Прогиб геометрического центра мембраны внутрь корпуса в осевом направлении составляет 24 мкм.

4 Модальный анализ

Проанализированы первые 4 моды колебаний резонатора (рисунок 3). Колебания резонатора возбуждаются именно на первой гармонике, так как она имеет наибольший отклик. Как говорилось выше, чем ниже частота колебаний резонатора, тем меньшее влияние оказывает параметр вязкости жидкости на работу прибора. Если оценивать форму колебаний мембраны на разных гармониках, становится очевидным, что возбудить колебания на 1 и 4 гармониках возможно с использованием простых пьезоэлектрических приводов на основе монолитных пьезоэлементов или пакетных активаторов. Однако возбуждение колебаний 2 и 3 моды сложнее и требует распределённого пьезопривода.

Моды колебаний лепестков резонаторов



Моды колебаний мембран резонаторов



Рисунок 3 – Модальный анализ колебаний резонаторов

5 Гармонический анализ

В ходе гармонического анализа на геометрический центр внутренней поверхности мембраны камертона воздействовала сила 10 Н. Моделирование проводилось для частот от 200 до 2000 Гц с шагом 10 Гц. Измерялась деформация геометрического центра мембраны в осевом направлении (рисунок 4).

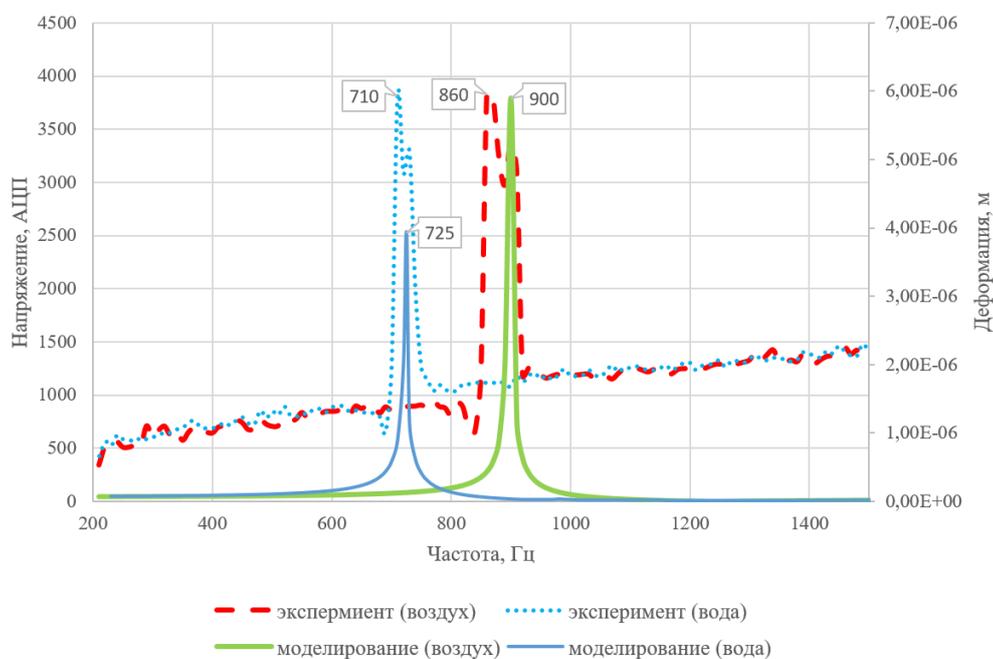


Рисунок 4 – Амплитудно-частотная характеристика модели и реального камертона

Резонансный пик на графике деформации мембраны совпадает по частоте с резонансным пиком на графике деформации кончика лепестка (на рисунке не показан). Проводилось измерение резонансной частоты реального резонатора. Получен пик резонансной частоты на частоте 860 Гц, что хорошо согласуется с результатами моделирования (900 Гц). Резонансный пик реального камертона шире, предположительно из-за наличия демпфирования материала, которое не учитывается в модели.

6 Комплексный анализ

Комплексный анализ предназначен для оценки влияния параметров среды на частоту собственных колебаний резонатора. Метод основан на использовании динамического прочностного (transient structural) анализа в сочетании с модулем гидродинамики (fluent). Результаты прочностного расчёта передаются в модуль для расчёта поведения жидкости при помощи инструмента для решения связанных задач (system coupling).

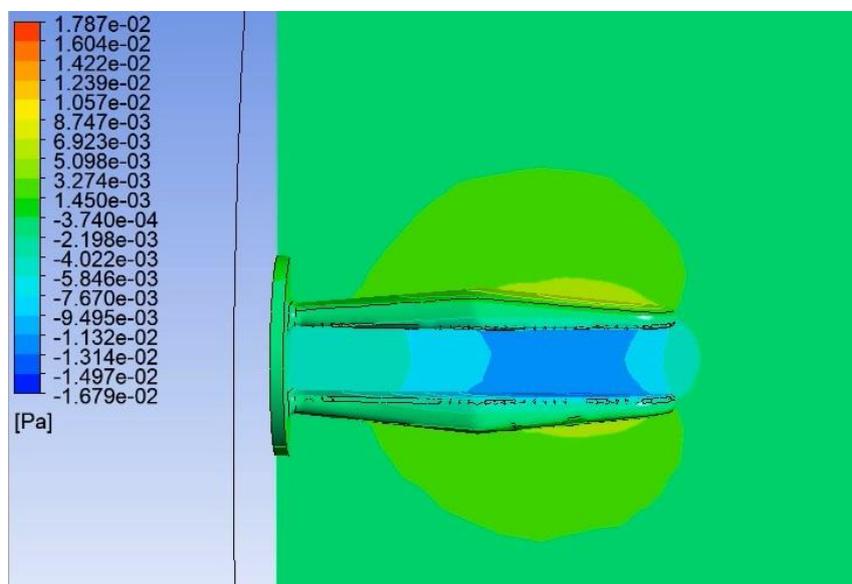


Рисунок 5 – Контуры давления при моделировании затухающих колебаний камертона в жидкости с плотностью 1000кг/м³

В динамическом прочностном анализе на геометрический центр мембраны оказывалось ступенчатое воздействие силой 10 Н. После чего начинались свободные незатухающие колебания лепестков резонатора на первой гармонике. При добавлении модуля fluent колебания становились затухающими и полностью прекращались через 15-20 периодов. Сходная картина наблюдается в ходе лабораторных экспериментов с камертонами. Результаты моделирования показали частоту затухающих колебаний 725 Гц. В ходе экспериментов с водой ($\approx 1000 \text{ кг/м}^3$) получена частота 710 Гц (рисунок 5). Результаты моделирования показали хорошую сходимость с экспериментальными данными. Полученная модель будет использоваться для оптимизации геометрии камертонов.

Заключение

Авторами разработана конечно-элементная модель резонатора вибрационного сигнализатора уровня камертонного типа, которая позволит производить структурную оптимизацию геометрии камертона для работы с различными жидкими средами. Полученная модель демонстрирует хорошую сходимость с результатами лабораторных экспериментов, проводи-

мых на воздухе и в воде. Результаты моделирования также показали сходимость с материалами, описанными в анализе источников литературы.

Оценка величины деформации различных элементов камертона, приводимая в настоящей статье, не получила экспериментального подтверждения. Эти результаты являются предметом обсуждения и дальнейших исследований.

Дальнейшее совершенствование модели может быть достигнуто за счёт использования модели колебаний пьезоэлектрических преобразователей. Конструкция пьезоэлектрического привода может оказывать незначительное влияние частоты колебаний резонаторов. Это обстоятельство принято за допущение в рамках данной работы. Возможно, именно дополнительной массой пьезоэлектрического привода, присоединённого к мембране камертона, объясняется, что при моделировании получены резонансные частоты выше, чем в лабораторных экспериментах.

Расхождение результатов моделирования и экспериментальных данных также обуславливается неточностью, созданной 3D модели резонатора.

Список использованных источников

1. Roshani, G. H. Online measuring density of oil products in annular regime of gas liquid two phase flows / S. Roshani, E. Nazemi, S. Roshani // *Measurement*. – 2018. – vol. 129. – pp. 296–301.
2. Зацерклянный, О. В. Исследование и разработка прецизионного плотномера жидкостей и газов на основе камертонного вибропреобразователя : диссертация ... кандидата технических наук / Зацерклянный Олег Владимирович. – Новочеркасск, 2021 г.
3. Богущ, М. В. Вибрационные сигнализаторы уровня для магистральных газопроводов / М. В. Богущ, А. А. Гарковец, Э. М. Пикалев, А. Е. Панич // НКТБ «Пьезоприбор» ЮФУ, ООО «Пьезоэлектрик» Ростов-на-Дону.
4. Gonzalez, M. Downhole viscosity measurement platform using tuning fork oscillators / M. González, G. Ham, A. A. Haddad, G. Bernero, M. Deffenbaugh // *2015 IEEE SENSORS*. – November 2015.
5. Jakoby, B. Miniaturized sensors for the viscosity and density of liquids-performance and issues / B. Jakoby, R. Beigelbeck, F. Keplinger et al. // *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*. – 2010. – vol. 57, no. 1. – pp. 111–120.
6. Guan, Y. Performance analysis of a microfluidic pump based on combined actuation of the piezoelectric effect and liquid crystal backflow effect // *Micromachines*. – 2019. – vol. 10, no. 9.
7. Haozhi, Q. Quasistatic nonlinear analysis of a drill pipe in subsea xmas tree installation / J. Liu, W. Xiao, B. Wang // *Mathematical Problems in Engineering*. – 2019. – vol. 2019. – Article ID 4241363. – 9 pages.
8. Hai, Y. Research on Tuning Fork Dimension Optimization and Density Calculation Model Based on Viscosity Compensation for Tuning Fork Density Sensor / Yang Hai, Rao Yue, Li Li, Liang Haibo, Luo Tao, Xin Gaifang // *Hindawi Mathematical Problems in Engineering*. – 2020. – Article ID 7960546. – 17 pages.

Development of a finite element resonator model for a tuning fork-type vibration level detector

A. M. Brazhnikov

Postgraduate Student;
SamSTU, Samara, Russian Federation;
artembragnicov@yandex.ru

S. Y. Ganigin

Doctor of Science (Engineering), Head of the Department
of Radio Engineering Devices;
SamSTU, Samara, Russian Federation;
ganigin.s.yu@yandex.ru

The article presents the results of the development of a finite element resonator model of a tuning fork-type vibration level detector. The model is developed in the Ansys Workbench software product. Options for evaluating the characteristics of the resonator are proposed, including strength, modal, and harmonic analyses. A model of free damped resonator oscillations has been developed, including dynamic strength calculation in combination with a computational fluid dynamics module. The model makes it possible to estimate the frequency of resonator vibrations in liquids with different densities and viscosities. The simulation results are compared with laboratory experiments. The comparison showed a deviation in resonant frequencies of no more than 7%. The simulation results will be used to carry out structural optimization of the resonator geometry to expand the range of densities and viscosities of the working fluids of the level indicator.

Keywords: tuning fork level indicator; computer modeling; resonant frequency; modal analysis; dynamic analysis

Citation: Brazhnikov, A. M. and Ganigin, S. Y. (2024), "Development of a finite element resonator model for a tuning fork-type vibration level detector", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 54-62. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-54-62. (In Russian; abstract in English).

References

1. Roshani, G. H., Roshani, S., Nazemi, E. and Roshani, S. (2018), "Online measuring density of oil products in annular regime of gas liquid two phase flows", *Measurement*, vol. 129, pp. 296–301.
2. Zatserklyany, O. V. (2021), "Research and development of a precision density meter of liquids and gases based on a tuning fork vibration transducer", Ph.D. Thesis, Novocherkassk, Russian Federation. (In Russian)
3. Bogush, M. V., Garkovets, A. A., Pikalev, E. M. and Panich, A. E., "Vibration level detectors for main gas pipelines", NKTB "Piezopribor" SFU, LLC "Piezoelectric" Rostov-on-Don. (In Russian)
4. González, M., Ham, G., Haddad, A. A., Bernero, G. and Deffenbaugh, M. (2015), "Downhole viscosity measurement platform using tuning fork oscillators", *2015 IEEE SENSORS*.
5. Jakoby, B., Beigelbeck, R., Keplinger, F. et al. (2010), "Miniaturized sensors for the viscosity and density of liquids-performance 16 Mathematical Problems in Engineering and issues", *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, vol. 57, no. 1, pp. 111–120.
6. Guan, Y. (2019), "Performance analysis of a microfluidic pump based on combined actuation of the piezoelectric effect and liquid crystal backflow effect", *Micromachines*, vol. 10, no. 9.
7. Haozhi, Q., Liu, J., Xiao, W. and Wang, B. (2019), "Quasistatic nonlinear analysis of a drill pipe in subsea xmas tree installation", *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2019, Article ID 4241363, 9 pages.
8. Hai Yang, Yue Rao, Li Li, Haibo Liang, Tao Luo and Gaifang Xin (2020), "Research on Tuning Fork Dimension Optimization and Density Calculation Model Based on Viscosity Compensation for Tuning Fork Density Sensor", *Hindawi Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2020, Article ID 7960546, 17 pages.



Анализ возможностей организации ресурсных испытаний конического подшипника при внешнем высокочастотном нагружении силой

- | | |
|-----------------------|--|
| П. Д. Рекадзе | кандидат технических наук, старший научный сотрудник НИИ-201 (Институт акустики машин) института двигателей и энергетических установок;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
rekadze.pd@ssau.ru |
| М. И. Попов | магистрант;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
mikhail7020@gmail.com |
| В. П. Показеев | кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники, руководитель испытательного центра «Уникон» (ИЦ-69);
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
pokazeev.vp@ssau.ru |
| Л. В. Родионов | кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок имени академика В. П. Шорина;
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
rodionov.lv@ssau.ru |

Классические методы ресурсных испытаний подшипников имеют ряд недостатков, связанных с дороговизной и длительностью испытаний, а также с влиянием множества факторов на процесс разрушения подшипника. Перспективным направлением является развитие современных методов ресурсных испытаний, основанных на технологии ускоренных эквивалентных испытаний. Данный подход позволяет сократить время ресурсных испытаний за счёт использования внешней генераторной системы, ускоряющей процесс разрушения подшипника. В работе выполнен расчёт действующих на тело и дорожки качения нагрузок. Проведён анализ долговечности элементов конического подшипника с точки зрения контактной выносливости, в результате теоретических исследований сделан вывод, что кольца являются наиболее слабыми элементами. Рассчитано эквивалентное количество циклов нагружения для ускоренных испытаний. Также дана оценка возможности применения энергетических подходов и критериев разрушения металлов для организации ресурсных испытаний.

Ключевые слова: подшипник; ресурсные испытания; тело качения; нагрузка; высокочастотное пульсирующее воздействие; слабый элемент; контактная выносливость; циклы нагружения

Цитирование: Рекадзе, П. Д. Анализ возможностей организации ресурсных испытаний конического подшипника при внешнем высокочастотном нагружении силой / П. Д. Рекадзе, М. И. Попов, В. П. Показеев, Л. В. Родионов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 63-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-63-77

Введение

Подшипник качения – это сложный механический узел, состоящий как минимум из внутреннего и наружного кольца, тела качения, сепаратора. Все части подшипника вращаются с разными скоростями и по кинематике – это планетарный механизм. Подшипники качения, как часть механизмов и энергосистем, определяют их уровень надёжности и ресурса.

Одним из главных показателей, характеризующих подшипник, является его расчётный ресурс (долговечность), который определяется либо теоретически (согласно методикам, разработанным ведущими производителями подшипников и исследовательскими группами), либо экспериментально с помощью специализированных стендовых установок.

Основные сведения по эксплуатации подшипников качения представлены в справочнике Р. Д. Бейзельмана [1], в том числе и методика расчёта их долговечности, основанная на формуле Лундберга-Пальмгрена, предложенной более полувека назад:

$$L = (C/P)^m, \quad (1)$$

где L – долговечность подшипника, млн. об.; C – динамическая грузоподъёмность, соответствующая 1 млн. циклов до появления питтинга; P – эквивалентная динамическая нагрузка; m – показатель степени.

Эта формула имеет начало от известной кривой объёмной усталости Веллера, описывающей зависимость напряжения в испытуемом образце, при котором происходит его разрушение при данном числе циклов симметричного нагружения.

Современные методики расчётов долговечности подшипников качения общего машиностроения [2, 3, 4] основываются на формуле контактной усталости Лундберга-Пальмгрена, которая дополняется коэффициентами, учитывающими надёжность, качество материала, точность исполнения узла, условия смазывания подшипника и износ тел и дорожек качения. Т. е. базовая формула расчёта долговечности подшипников по контактной усталости дополняется стохастическим коэффициентом и поправками на поверхностное изнашивание, хотя более перспективна расчётная модель, показанная в работе Б. М. Силаева [5], в которой предельные состояния детали во времени определяются уровнем действующих нагрузок по единой кривой для контактной усталости и износостойкости.

Главным недостатком расчётных способов определения ресурса является в т.ч. идеализированность условий нагружения, сложность учёта комбинированного влияния режимов нагружения, системы дополнительных факторов (загрязнённости смазки, неоднородности и несплошности деталей подшипника и др.). Тем более, что любой теоретический подход при определении ресурса должен опираться либо на данные от стандартизированного «чистого» эксперимента с полным воспроизведением условий нагружения, либо на регистрацию необходимых данных в процессе эксплуатации. При этом же ведущие учёные неоднократно отмечают [2, 6], что разработка более совершенных моделей надёжности и ресурса подшипников качения также требует предварительных экспериментальных исследований для получения ряда параметров. А уже разработанные на текущий момент алгоритмы и программы расчёта [2, 4, 7, 8] хоть и позволяют параметрически исследовать влияние начальных и граничных условий на величину проектного ресурса исследуемого подшипника качения без проведения дополнительных экспериментов, но ориентированы на количественную сравнительную оценку ресурса. Стоит отметить, что такие модели выгодно отличаются от однозначной экспериментальной зависимости для оценки ресурса подшипников качения по динамической грузоподъёмности Лундберга-Пальмгрена.

Экспериментальные же способы определения ресурса подшипников с середины XX века существенно не изменились, а актуальность существенно повысилась [2]. Длительность

нормальных ресурсных испытаний исчисляется годами, а форсирование режимов осуществляется в основном также за счёт повышения нагрузок (частоты вращения вала и силы), хотя к 70-м годам XX века уже было известно, что форсирование по нагрузке приводит к незначительным коэффициентам ускорения и строго лимитировано сохранением физической природы отказов [9].

В 70-х годах XX века получили развитие средства и методы ускоренных эквивалентных испытаний (УЭИ) механизмов и энергоустановок, позволяющие за сравнительно короткий срок определять ресурс. Активное применение методы УЭИ нашли при испытании ГТД [10], а также гидроаппаратуры авиационных гидросистем [11].

Отсутствие методов определения ресурса подшипников в заданных условиях эксплуатации, в том числе учитывающих характер эксплуатационного нагружения, объясняется большой длительностью и энергозатратностью испытаний. В. И. Санчугов [12] отмечает, что опыт работ по созданию методов ускоренных испытаний техники в авиационной промышленности позволяет предполагать, что сроки отработки ресурса подшипника могут быть сокращены в десятки и сотни раз. Одним из способов интенсификации режимов испытаний подшипников является создание циклов высокочастотного нагружения с размахом контактного напряжения, равным максимально допустимому контактному напряжению в подшипнике (рисунок 1). При этом необходимо учесть взаимодействие технического объекта испытаний (кинематики и динамики движения) и внешней системы генерации нагруженного состояния [12].

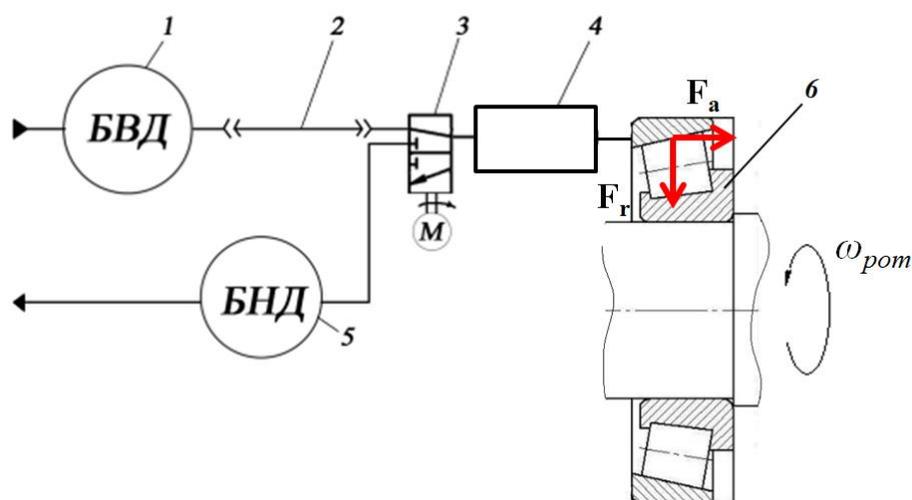


Рисунок 1 – Принципиальная схема возбуждения колебаний силы, действующей на внешнее кольцо подшипника:

1 – баллон высокого давления; 2 – резонансный трубопровод; 3 – генератор колебаний;
4 – гидромеханический блок нагружения подшипника; 5 – баллон высокого давления; 6 – подшипник

В условиях нагружения пары «ролик-кольцо» внешним генератором по пульсирующему циклу нагрузка может упасть от максимальной практически до нулевой, что с одной стороны отличает процесс от классической формы протекания, с другой стороны запускает большее число продольных волн, которые согласно теории Эрлиха могут привести к потере продольной устойчивости поверхностного слоя материала и его вспучиванию [13]. При этом между поверхностным и нижележащими слоями возникают растягивающие напряжения и деформации, которые могут стать причиной нарушения сплошности материала и образования первичных подповерхностных трещин, развивающихся в прогрессирующий питтинг.

Энергетические теории как при построении нагрузочных характеристик [14], так и при проектной аналитической оценке ресурса подшипников [2] также нашли широкое применение

ние, особенно в последнее время, что связано как с их фундаментальностью, так и, следовательно, с более достоверными результатами.

Значительный прогресс получила область, связанная с частотными испытаниями металлов на усталость, начиная с классических работ В. С. Ивановой [15, 16] и продолжая работами А. А. Шанявского [17, 18, 19].

Одной из проблем аналитического определения ресурса подшипника является минимальное присутствие в открытых источниках паспортных данных по кривым контактной усталости [20, 21], в отличие, например, от данных ВИАМ по фрикционной усталости [22]. Имеется стандарт [23] по расчётам и методам испытаний на контактную усталость в машиностроении, где предлагается проводить испытания при пульсирующем контакте с частотой нагружения до 500-1000 Гц, который пока нашёл практическое применение до 50 Гц [24] (рисунок 2).

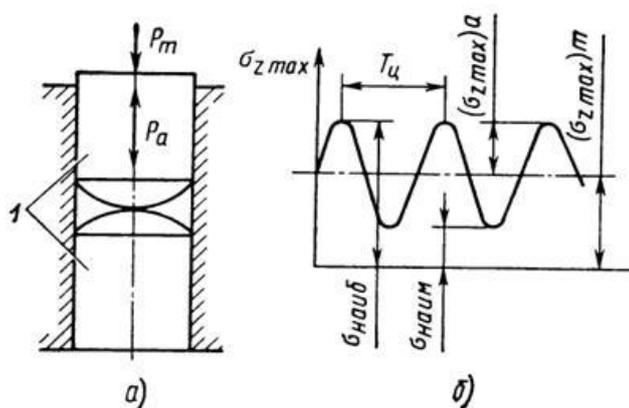


Рисунок 2 – Схема нагружения «пульсирующий контакт»:

a – схема нагружения; b – цикл напряжений; 1 – образцы; T_c – период цикла; P_m – средняя нормальная нагрузка; P_a – амплитуда нормальной нагрузки; $\sigma_{z \max}$ – максимальное нормальное напряжение в центре зоны контакта; $\sigma_{\text{наиб}}$ – наибольшее напряжение цикла; $\sigma_{\text{наим}}$ – наименьшее напряжение цикла.

А. А. Шанявский в цикле работ [17, 18, 19] вводит новые граничные условия при рассмотрении вопросов определения долговечности стандартных образцов:

- процесс разрушения последовательно реализуется на микроскопическом, мезоскопическом и макроскопическом масштабных уровнях, границы которых представляют собой области перехода от одного способа поглощения энергии к другому. В любой из этих областей в соответствии теорией бифуркаций динамических систем [25] могут быть реализованы с различной вероятностью оба вида разрушения, характеризующиеся развитием поверхностных или подповерхностных дефектов. Полное описание эволюции долговечности металла на всех масштабных уровнях даёт бифуркационная диаграмма, на которой представлен каскад усталостных кривых по масштабам эволюции, а также области бифуркационных переходов, для которых рассматривается бимодальное распределение усталостной долговечности (рисунок 3), на которое в т.ч. имеет влияние предыстория нагружения;

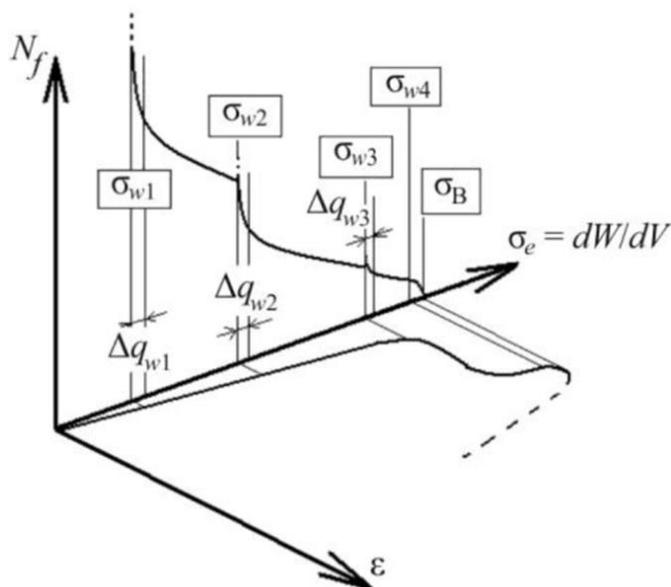


Рисунок 3 – Бифуркационная диаграмма усталости металлов ($N_f - \sigma_e$), построенная в соответствии с диаграммой растяжения ($\sigma_e - \varepsilon$) в терминах «эквивалентный уровень напряжения σ_e » или «плотность энергии деформации dW/dV ». Указаны области бифуркации Δq_{wi} при переходах к микро- ($\sigma_{w1} - \sigma_{w2}$), мезо- ($\sigma_{w2} - \sigma_{w3}$) и макромасштабным ($\sigma_{w3} - \sigma_{w4}$) уровням разрушения [19]

- введено представление об эквивалентном уровне напряжения и плотности энергии деформации в описание поведение металлов при циклическом нагружении, что привело к рассмотрению каскада усталостных кривых в виде $N_f \sigma_e^{m_i} = C_i$, где порядок i соответствует масштабному уровню: 1 – микро (или наноразмерный) уровень, отвечающий сверхмногоциклового усталости; 2 – мезомасштаб, отвечающий многоциклового усталости; 3 – макромасштабный уровень, отвечающий малоциклового усталости.

- в области от $10^6 \dots 10^7$ циклов нагружения может быть реализован переход к разрушению металлов от поверхности под поверхность. Длительность нагружения до указанного перехода определяется асимметрией цикла, состоянием поверхности – наклёпом, концентратором напряжения и условиями термообработки, в области от $10^6 \dots 10^7$ контактная выносливость не зависит от состояния поверхности, при этом процессы обмена энергией металла с окружающей средой не определяют его долговечность.

Таким образом, достоверное определение ресурса подшипника качения в условиях многофакторности вероятно слабо реализуемо расчётными способами, т. к. таковые должны учитывать в математических моделях значительное количество регулируемых факторов (более сотни) с обратной связью. Наиболее достижимая цель – это создание технологии определения ресурса подшипника качения на основе методов УЭИ, позволяющей получить более полное представление о долговечности подшипников.

1 Модель нагружения тела качения (по Р. Д. Бейзельману)

На подшипник действуют радиальная и осевая силы F_r и F_a , определяющие величину нагрузки, воспринимаемую наиболее нагруженным телом качения Q_{\max} [1].

Нагрузка, действующая на тело качения, в зависимости от его углового положения ψ находится по формуле 2 [1]:

$$Q(\varphi) = Q_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^m, \quad (2)$$

где Q_{\max} – нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения; ε – коэффициент, зависящий от отношения радиальной силы к осевой силе; φ – угловое положение тела качения; m – коэффициент, зависящий от вида контакта тела качения с дорожками качения.

Максимальная нагрузка, действующая на наиболее нагруженное тело качения при восприятии им радиальной и осевой сил [1]:

$$Q_{\max} = \frac{F_r}{J_r(\varepsilon) \cdot z \cdot \cos \alpha} = \frac{F_a}{J_a(\varepsilon) \cdot z \cdot \sin \alpha}, \quad (3)$$

где $J_r(\varepsilon)$ и $J_a(\varepsilon)$ – коэффициенты, зависящие от отношения радиальной силы F_r к осевой F_a , определяемые по справочнику [1]; z – количество тел качения; α – угол контакта в подшипнике.

При этом угол зоны нагружения подшипника находится по формуле [1]:

$$\psi = \arccos(1 - 2\varepsilon). \quad (4)$$

Угол зоны нагружения для нормально нагруженных узлов меньше обычно на удвоенную величину межроликового угла, что означает перераспределение нагрузки в пользу меньшего числа тел качения.

Результаты анализа показывают, что за один оборот ротора пик нагрузки достигается единожды. Т. е. кинематические особенности организации движения подшипника с одной стороны обуславливают его пульсирующий характер нагрузки с одним пиком на оборот ротора, а с другой стороны показывают ограничения, которые необходимо учесть, чтобы грамотно ускорить процесс разрушения подшипника.

2 Анализ долговечности элементов конусного роликового подшипника качения с точки зрения контактной выносливости

При вращении внутреннего кольца с постоянной частотой вращения n_g (об/мин) число напряжений в любой точке наружного (фиксированного) кольца определяется частотой

$$f_{н.н.к.}|_z = \frac{n_g \cdot K_1 \cdot z}{60} \quad (\text{где } f_{н.н.к.} \text{ в Гц}), \text{ а на внутреннем кольце } - f_{н.вн.к.}|_z = \frac{n_g \cdot K_2 \cdot z}{60} \cdot \frac{\psi}{360} \quad (\text{где } \psi -$$

угол зоны нагружения тел качения в подшипнике) [1]. При этом фиксированная область повторного нагружения максимальной силой на теле качения будет характеризоваться числом контактов $f_{н.р.}$ много меньшим, чем число напряжений в любой точке наружного кольца

($f_{н.р.} \ll f_{н.н.к.}|_z$). Это положение доказано ниже при анализе качения ролика по дорожке.

Анализ качения ролика по дорожке

Определим, сколько площадок контакта ролика с наружным кольцом шириной $2b$ приходится на всю длину окружности $l_{окр.р}$ перекатывающегося (без проскальзывания) ролика:

$$n_{пл.к} = \frac{l_{окр.р}}{2b}, \quad (5)$$

где параметр b определяется при заданных условиях нагружения (см. формулу (12) в разделе 3).

Количество касаний наружного кольца одной и той же точкой ролика за один оборот подшипника определяется по формуле:

$$n_k = \frac{l_{ср}}{l_{окр.р}}, \quad (6)$$

где $l_{ср}$ – длина дорожки качения наружного кольца на среднем диаметре.

При этом необходимо определить число контактов подшипника (с каждым кольцом) K_3 , определяющее момент, когда одна и та же точка на окружности ролика будет подвержена нагружению.

Частота набегания тел качения z в зону максимального нагружения на дорожке качения наружного кольца рассчитывается по формуле:

$$f_{н.н.к.}|_z = \frac{n_6 \cdot K_1 \cdot z}{60}, \quad (7)$$

где n_6 – частота вращения вала, Гц; K_1 – кинематическое соотношение между элементами подшипника [1].

Под зоной контакта понимается площадка S_k (ширина контакта тела качения $2b$, длина равна длине ролика l_p).

Проанализируем качение одного ролика в зоне контакта. Частота набегания одного ролика в зону контакта (частота, с которой ролик касается одной и той же точки на дорожке качения наружного кольца в пределах зоны контакта):

$$f_{н.р.}|_{z=1} = \frac{n_6 \cdot K_1}{60}. \quad (8)$$

При этом поскольку касание по длине окружности ролика $l_{окр.р}$ на новых периодах оборота происходит по различным точкам, то для расчёта частоты повторных нагружений в фиксированной точке, общей для ролика и дорожки качения кольца, необходимо использовать формулу:

$$f_{н.р.} = \frac{K_1 \cdot n_6}{K_3 \cdot 60}. \quad (9)$$

Сравнить во сколько раз зона контакта дорожки наружного кольца чаще нагружается за одну секунду, чем фиксированная зона контакта ролика, можно по формуле:

$$\frac{f_{н.н.к.}|_z}{f_{н.р.}} = \frac{n_6 \cdot K_1 \cdot z \cdot K_3}{n_6 \cdot K_1} = z \cdot K_3. \quad (10)$$

Результаты расчёта роликового конического подшипника

Согласно ГОСТ 27365-87 для подшипника 1027307А: номинальный диаметр дорожки качения наружного кольца $E = 58,861$ мм, номинальный угол контакта дорожки качения наружного кольца $\alpha = 4^\circ 19'$, длина ролика $l_p = 15,2$ мм (рисунок 4).

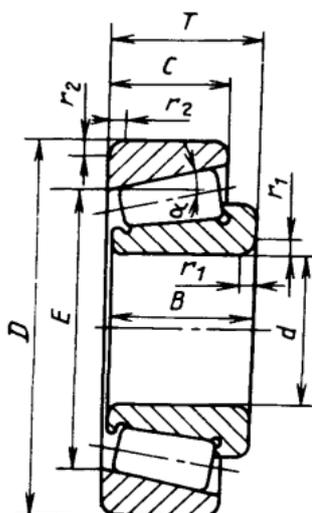


Рисунок 4 – Основные размеры однорядных конических роликовых подшипников

Величина нагрузки в контакте ролика с кольцами зависит от конструкции подшипника и от условий нагружения. На подшипник действуют радиальная и осевая силы $F_r = 9,5$ кН и $F_a = 10,3$ кН. Для роликоподшипника 1027307А при заданных условиях нагружения величина нагрузки Q_{\max} , действующей в зоне контакта ролика с наружным кольцом, составляет 2,7 кН.

Для подшипника с заданными параметрами $f_{н.н.к.}|_z \approx f_{н.вн.к.}|_z$ (т. е. $n_e \cdot K_1 \cdot z \approx n_e \cdot K_2 \cdot z \cdot \frac{2\varphi}{360}$), т.е. число повторных напряжений (от всех тел качения z), испытываемых любой точкой внутреннего или наружного кольца, практически мало отличается (не более 3%) и поэтому может приниматься одинаковым.

При этом целое число контактов подшипника (как с внутренним, так и с внешним кольцом) равно $(1+3k)$, где k – целое число, т. е. $K_3 = 4-5$ оборотов. Исходя из худшего сценария, когда контакт будет чаще, получаем, что каждые 4 оборота ротора одна и та же точка на окружности ролика, приходящаяся на зону максимальной нагрузки, будет подвержена нагружению.

В результате расчёта частота набегания тел качения z в зону контакта ролика и дорожки наружного кольца $f_{н.н.к.}|_z \approx 183$ Гц, внутреннего кольца $f_{н.вн.к.}|_z \approx 190$ Гц, а частота нагружения фиксированной зоны кольца и ролика $f_{н.р.} \approx 3$ Гц. Т.е. $f_{н.н.к.}|_z \approx f_{н.вн.к.}|_z$. В 60...65 раз за секунду зона контакта дорожки колец чаще нагружается, чем фиксированная зона контакта ролика площадью S_k .

Из чего следует вывод, что с точки зрения усталостной прочности в контакте тела и дорожки качения конического роликового подшипника самым слабым элементом бу-

дет зона дорожки качения (обоих колец), испытывающая максимальное нагружение внешней силой. На ранних этапах развития усталостных дефектов оба кольца можно условно считать равновероятно слабыми. На более поздних этапах в одном из колец дефекты очевидно будут развиваться быстрее.

3 Расчёт количества циклов нагружения

Определение режимов ускоренных испытаний проводится на основании методики и данных из технических условий (технического задания), полученных при испытаниях на нормальных режимах или в эксплуатации.

Зная силу, действующую на тело качения подшипника, контактную площадку тела и дорожки качения, возможно определить нормальные напряжения в зоне контакта [1]. Используя мгновенные значения силы Q_i , действующей в пределах генераторного периода ($T_{ген} = 1/f_{ген}$) на тело качения, и ширины полуоси площадки контакта b_i , находится мгновенное значение нормального напряжения σ_i в зоне контакта тела и дорожки качения. Стоит учитывать, что тело качения подшипника находится в состоянии одновременного объёмного сжатия и растяжения.

Мгновенное значение нормального напряжения в зоне контакта тела и дорожки качения (наружное кольцо):

$$\sigma_i = \frac{2Q_i}{\pi l b_i}, \quad (11)$$

где l – длина ролика.

Мгновенное значение ширины полуоси площадки контакта:

$$b_i = \left\{ \frac{4Q_i}{\pi l \sum \rho} \left[\frac{(1-\varepsilon_I^2)}{E_I} + \frac{(1-\varepsilon_{II}^2)}{E_{II}} \right] \right\}^{1/2}, \quad (12)$$

где $\sum \rho$ – сумма кривизн соприкасающихся тел при линейном контакте ролика с наружным кольцом; ε_I , ε_{II} – коэффициенты Пуассона для соприкасающихся тел; E_I , E_{II} – модули упругости для соприкасающихся тел.

Сумма кривизн соприкасающихся тел при линейном контакте ролика с наружным кольцом:

$$\sum \rho_s = \frac{2}{D_r(1+\gamma)}, \quad (13)$$

где D_r – диаметр ролика; γ – вспомогательный коэффициент.

Вспомогательный коэффициент:

$$\gamma = \frac{D_r}{d_0} \cos \alpha, \quad (14)$$

где d_0 – средний диаметр подшипника.

При расчёте параметров нагружения при УЭИ необходимо действующие напряжения с различными амплитудами преобразовать в напряжение одной амплитуды за период вращения ротора согласно принципу суперпозиции суммирования напряжений с различной амплитудой [26]. Тем самым определяется эквивалентное нормальное напряжение в зоне контакта

тела и дорожки качения при отнулевом положительном цикле нагружения. Также необходимо учитывать, что максимальное мгновенное значение нормального напряжения $(\sigma_i)_{\max}$ не должно превышать предельного напряжения σ_{lim} , при достижении которого нарушается работоспособность подшипника. В результате получим систему для преобразования волн напряжений переменной амплитуды к среднему напряжению роторного цикла $\bar{\sigma}_{a \text{ экв}}$:

$$\{(\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n)\} \rightarrow \begin{cases} \bar{\sigma}_{a \text{ экв}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{2Q_{\text{кн}}(\psi)}{\pi lb(\psi)} d\psi; \\ (\sigma_i)_{\max} \leq \sigma_{lim}. \end{cases} \quad (15)$$

Предельное напряжение σ_{lim} вычисляется при помощи значения предельной нагрузки P_u , соответствующей пределу контактной выносливости для миллиона циклов нагружения $N_{\sigma_{lim}}$ [1]:

$$\sigma_{lim} = \frac{2P_u}{\pi lb}. \quad (16)$$

Предельная нагрузка P_u для роликовых подшипников вычисляется по формуле [27]:

$$P_u = \frac{C_0}{9}, \quad (17)$$

где C_0 – статическая грузоподъёмность подшипника.

Для преобразования эквивалентного нормального напряжения к симметричному циклу нагружения используется классическая формула [28]:

$$\sigma_{a \text{ экв}} = k_\sigma \frac{\bar{\sigma}_{a \text{ экв}}}{2} + \psi_\sigma \frac{\bar{\sigma}_{a \text{ экв}}}{2}, \quad (18)$$

где k_σ – коэффициент концентрации напряжений для детали; ψ_σ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла.

Полученное значение эквивалентного нормального напряжения используется для расчёта эквивалентного количества циклов нагружения при ускоренных ресурсных испытаниях подшипника [28]:

$$N_y = N_n \left(\frac{(\sigma_{\max})_n}{\sigma_{a \text{ экв}}} \right)^m, \quad (19)$$

где N_n – количество циклов нагружения при нормальных испытаниях; $(\sigma_{\max})_n$ – максимальное контактное напряжение в зоне контакта тела и дорожки качения за один оборот подшипника при постоянной нагрузке; $\sigma_{a \text{ экв}}$ – эквивалентное нормальное напряжение при симметричном цикле нагружения при переменной нагрузке; m – показатель степени уравнения кривой усталости материала.

При прохождении ролика в области максимального нагружения (когда $Q_i \approx Q_{\max}$) в пределах зоны контакта площадью S_κ (с протяжённостью в пару сотен микрон) с точки зрения кинематических закономерностей и возможностей внешней генерирующей системы возможно в такой зоне создать нагрузку лишь единожды – в момент пробегания ролика (с частотами

$f_{н.вн.к.}|_z$ и $f_{н.вн.к.}|_z$ для соответствующих колец). Следующая волна нагружения придёт соответственно со следующим роликом.

Стоит отметить, что и возможности внешней генерирующей системы с частотой $f_{ген}$ становятся ограниченными, если её не синхронизировать с частотой набегания ролика в зону нагружения, что не представляется возможным на практике.

Как показывают предварительные расчёты, на оборотах приводного вала в пределах $n = (1500...3000)$ об/мин в области максимального нагружения (когда $Q_i \approx Q_{max}$) теоретически возможно в несколько раз увеличить количество волн напряжений, если перейти на генераторные системы с частотой $f_{ген} \rightarrow 10$ кГц. Известные генераторные механизмы, к сожалению, сами становятся малоресурсным и нестабильным звеном на таких частотах.

Ввиду того, что слабым элементом являются кольца в зоне Q_{max} , практичнее будет аналогичная зависимость, где вместо эквивалентного нормального напряжения $\sigma_{а экв}$ за оборот используется максимальное в соответствующей области. Тогда, соответственно, получим, что $N_y = N_n$ для случая равенства частот $f_{ген} \approx f_{н.вн.к.}|_z$.

Стоит отметить, что ввиду отсутствия достоверных расчётных методик по параметрам кривой предела контактной выносливости материала, остаётся лишь экспериментальным способом с привлечением диагностического комплекса определять долговечность подшипников.

Таким образом, возможно использовать приведённую методику определения эквивалентного количества циклов нагружения при ускоренных ресурсных испытаниях подшипника для проектного расчёта.

Заключение

Классические низкочастотные методы ресурсных испытаний подшипников качения, основанные на многоцикловом нагружении в строго ограниченном диапазоне нагрузок, уже давно не удовлетворяют требованиям отрасли производства подшипников качения. Во-первых, ввиду дороговизны организации испытаний и их длительности, а во-вторых, ввиду появления новых парадигм в области усталости металлов.

Таким образом, для определения долговечности подшипника необходимо проводить ресурсные испытания.

Современный метод на основе технологии УЭИ, развиваемый научной группой под руководством В. И. Санчугова, имеет ряд преимуществ ввиду ускоренного приведения к разрушению за счёт использования внешней генераторной системы, хотя количественная оценка эффективности этого метода и обоснование практической применимости в части подшипников качения на данном этапе остаются не раскрытыми.

Авторами в статье также приведено доказательство, объективно показывающее, что с точки зрения усталостной прочности в контакте тела и дорожки качения (на примере конического роликового подшипника) наиболее слабым элементом будет зона дорожки качения (обоих колец), испытывающая максимальное нагружение внешней силой. Это положение упрощает подход к организации технологии УЭИ, но и одновременно требует ряда уточнений, связанных с процессом распространения волн напряжений в поверхностных слоях дорожки качения кольца при высокочастотном нагружении.

Адаптация и применение энергетических подходов и критериев разрушения металлов могут быть актуальными и в области ресурсных испытаний, чтобы дать ответы на поставленные вопросы, но для этого необходимы дополнительные теоретические и экспериментальные исследования.

Благодарности

Результаты исследования были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России (Проект №FSSS-2024-0015).

Список использованных источников

1. Бейзельман, Р. Д. Подшипники качения: Справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1975. – 572 с.
2. Анцупов, А. В. Проектная аналитическая оценка ресурса подшипников качения по критерию контактной выносимости / А. В. Анцупов (мл.), А. В. Анцупов, В. П. Анцупов, М. Г. Слободянский // Вестник ИРГТУ. Машиностроение и машиноведение. – 2018. – Т. 22, № 4. – С. 10-20.
3. Лёликов, О. П. Подшипники качения: Справочник / О. П. Лёликов. – 2-е изд., испр. – Москва : Инновационное машиностроение, 2021. – 667 с.
4. Пилла, К. К. Разработка обобщённой методики расчёта долговечности авиационных подшипников качения с учётом износа и вероятности неразрушения деталей опорного узла: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Пилла Кловис Коие. – Самара, 2022. – 135 с.
5. Силаев, Б. М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах: монография / Б. М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 264 с.
6. Белокрытцев, О. М. О совершенствовании методики расчета авиационных подшипников в ГТД / О. М. Белокрытцев // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2021. – №67. – С. 35-42.
7. АРМ Bear. Система расчёта подшипников качения: Руководство пользователя // Научно-технический центр «Автоматизированное Проектирование Машин» [сайт] – URL: <https://arm.ru/downloads/188/ARM-Bear.pdf> (дата обращения 28.08.2024).
8. Кулешов, В. И. Оценка безотказной работы подшипников качения / В. И. Кулешов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2012. – №2. – С. 45-47.
9. Ускоренные испытания на надёжность технических систем: Материалы Первой Всесоюзной конференции по методам ускоренных испытаний / отв. ред. Т. В. Копылова. – Москва : Изд-во стандартов. – 1974. – 232 с.
10. Кузнецов, Н. Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей / Н. Д. Кузнецов, В. И. Цейтлин. – Москва : Машиностроение. – 1976. – 214 с.
11. Санчугов, В. И. Ускоренные испытания на прочность гидropневмооборудования / В. И. Санчугов, В. П. Показеев, Н. В. Батанов // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. – 2012. – №178. – С. 158-165.
12. Санчугов, В. И. Основные проблемы создания средств и методов ускоренных эквивалентных испытаний подшипников / В. И. Санчугов, С. С. Мещеряков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2007. – Т. 9, №3. – С. 835-841.
13. Пинегин, С. В. Контактная прочность и сопротивление качению / С. В. Пинегин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1969. – 244 с.
14. Сорокин, Ф. Д. Разработка энергетической модели роликового подшипника / Ф. Д. Сорокин, Хао Чжан, В. В. Иванников // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. – №696. – С. 14-23.
15. Иванова, В. С. Природа усталости металлов / В. С. Иванова, В. Ф. Терентьев. – Москва : Металлургия, 1975. – 454 с.
16. Иванова, В. С. Синергетика и фракталы в материаловедении / В. С. Иванова, А. С. Баланкин, И. Ж. Бунин, А. А. Оксогов. – Москва : Наука, 1994. – 585 с.
17. Шанявский, А. А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях / А. А. Шанявский. – Уфа : Монография, 2003. – 803 с.
18. Шанявский, А. А. Бифуркационный переход от мезо- к наномасштабу усталости титанового сплава ВТ3-1 как частично замкнутой системы / А. А. Шанявский, Т. П. Захарова, Ю. А. Потапенко // Физ. мезомех. – 2009. – Т. 12, №3. – С. 33-44.
19. Шанявский, А. А. Новые парадигмы в описании усталости металлов / А. А. Шанявский, А. П. Солдатенков // Вестник ПНИПУ. Механика. – 2019. – №1. – С. 196-207.
20. Сосновский, Л. А. Экспериментальное построение полной кривой контактной усталости пары «высокопрочный чугун ВЧГГ / сталь 18 ХГТ» и её анализ / Л. А. Сосновский [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – №1(26). – С. 32-39.
21. Таранова, Е. С. Полные кривые механической, фрикционной и контактной усталости: общие закономерности и частные особенности / Е. С. Таранова // Актуальные вопросы машиноведения. – 2015. – Т. 4. – С. 228-231.

22. Инженерия поверхности и эксплуатационные свойства азотированных конструкционных сталей / С. А. Герасимов, Л. И. Куксенова, В. Г. Лаптева [и др.]; под общ. ред. Е. Н. Каблова. – Москва : ВИАМ, 2019. – 600 с.

23. ГОСТ 25.501-78. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на контактную усталость = Design calculations and strength testings in machinebuildings. Procedures of contact failure testings.: государственный стандарт союза ССР: издание официальное: утверждён и введён в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам: дата введения 1978-12-20. – Москва : Издательство стандартов, 1979. – 94 с.

24. Повышение надёжности и долговечности роликоподшипников / Е. И. Зыков, В. И. Китаев, Л. Г. Куклин, Е. Н. Студенский; под общ. ред. Л. Г. Куклина. – Москва : Машиностроение, 1969. – 112 с.

25. Молевич, Н. Е. Нелинейная динамика: учеб. пособие / Н. Е. Молевич. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 160 с.

26. Школьник, Л. М. Методика усталостных испытаний: Справочник / Л. М. Школьник. – Москва : Металлургия, 1978. – 304 с.

27. Подшипники качения. SKF [сайт] – URL: <https://btk-russia.ru/upload/medialibrary/pdf/podshipniki-kacheniya.pdf> (дата обращения 28.08.2024).

28. ОСТ 1 00389-80 Насосы гидравлические самолётов (вертолётв). Методика определения ускоренных ресурсных испытаний. – 1980. – 41 с.

Analysis of the possibilities of organizing life tests of a conical bearing under external high-frequency force loading

P. D. Rekadze	Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher of Research Institute-201 (Institute of Acoustics of Machines) Institute of Engines and Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; rekadze.pd@ssau.ru
M. I. Popov	Undergraduate student; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; mikhail7020@gmail.com
V. P. Pokazeev	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aviation Technology Operation, Head of the test center “Unicon” (Research Center-69); Samara National Research University, Samara, Russian Federation; pokazeev.vp@ssau.ru
L. V. Rodionov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Automatic Systems of Power Plants; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; rodionov.lv@ssau.ru

Classical methods of bearing life tests have a number of disadvantages associated with the high cost and duration of tests, as well as the influence of many factors on the process of bearing failure. A promising direction is the development of modern methods of resource testing based on the technology of accelerated equivalent tests. This approach makes it possible to reduce the time of resource tests by using an external generator system that accelerates the process of bearing failure. In the work, the calculation of the loads acting on the body and the raceway is performed. The durability of the elements of a conical bearing was analyzed from the point of view of contact endurance, as a result of theoretical studies, it was concluded that the rings are the weakest elements. The equivalent number of loading cycles for accelerated tests has been calculated. An assessment of the possibility of using energy approaches and criteria for the destruction of metals for the organization of resource tests is also given.

Keywords: bearing; life tests; rolling body; load; high-frequency pulsating effect; weak element; contact endurance; loading cycles

Citation: Rekadze, P. D., Popov, M. I., Pokazeev, V. P. and Rodionov, L. V. (2024), “Analysis of the possibilities of organizing life tests of a conical bearing under external high-frequency force loading”, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 4, pp. 63-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-63-77. (In Russian; abstract in English).

References

1. Bejzel'man, R. D., Cypkin, B. V. and Perel', L. Ya. (1975), *Podshipniki kacheniya: Spravochnik* [Rolling bearings: Reference], 6nd ed., Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
2. Ancupov, A. V. (Jr.), Ancupov, A. V., Ancupov, V. P. and Slobodyanskiy M. G. (2018), “Design analytical assessment of the rolling bearing resource according to the criterion of contact endurance”, *Vestnik Irkutskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta. Mashinostroenie i mashinovedenie*, vol. 22, no. 4, pp. 10-20. (In Russian).
3. Lyolikov, O. P. (2021), *Podshipniki kacheniya: Spravochnik* [Rolling bearings: Reference], 2nd ed., Innovacionnoe mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
4. Pilla, K. K. (2022), Development of a generalized methodology for calculating the durability of aircraft rolling bearings, taking into account wear and the probability of non-destruction of parts of the support unit, Ph.D. Thesis, Dynamics, strength of machines, devices and equipment, Samara National Research University, Samara, Russia. (In Russian).

5. Silaev, B. M. (2008), *Tribologiya detalej mashin v malovyazkikh smazochnykh sredah: monografiya* [Tribology of machine parts in low-viscosity lubricants: monograph], Samara State Aerospace University, Samara, Russia. (In Russian).
6. Belomytcev, O. M. (2021), "On improving the calculation methodology of aircraft bearings in gas turbine engines", *Vestnik Permskogo Nacional'nogo Issledovatel'skogo Universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika*, no. 67, pp. 35-42. (In Russian).
7. Sci.-Tech. center "Computer-aided Design of Machines", "APM Bear. Rolling Bearing Calculation System: User's Guide", available at: <https://apm.ru/downloads/188/APM-Bear.pdf> (Accessed 28 August 2024). (In Russian).
8. Kuleshov, V. I. (2012), "Evaluation of the trouble-free operation of rolling bearings", *Sovremennye tekhnologii. Sistemyj analiz. Modelirovanie*, no. 2, pp. 45-47. (In Russian).
9. Kopylova, T. V. (ed.) (1974), *Uskorennye ispytaniya na nadyozhnost' tekhnicheskikh sistem: Materialy Pervoy Vsesoyuznoy konferencii po metodam uskorenykh ispytaniy* [Accelerated reliability tests of technical systems: Materials of the First All-Union Conference on accelerated testing methods], Izdatel'stvo standartov, Moscow, Russia. (In Russian).
10. Kuznecov, N. D. and Ceytlin, V. I. (1976), *Ekvivalentnye ispytaniya gazoturbinnnykh dvigateley* [Equivalent tests of gas turbine engines], Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
11. Sanchugov, V. I., Pokazeev, V. P. and Batanov, N. V. (2012), "Accelerated strength tests of hydraulic pneumatic equipment", *Nauchnyy vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta grazhdanskoj aviatsii*, no. 178, pp. 158-165. (In Russian).
12. Sanchugov, V. I. and Meshcheryakov, S. S. (2007), "The main problems of creating means and methods of accelerated equivalent tests of bearings", *Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk*, vol. 9, no. 3, pp. 835-841. (In Russian).
13. Pinegin, S. V. (1969), *Kontaktnaya prochnost' i soprotivlenie kacheniyu* [Contact strength and rolling resistance], 2nd ed., Mashinostroenie, Moscow, Russia. (In Russian).
14. Sorokin, F. D., Hao Chzhan and Ivannikov, V. V. (2018), "Development of an energy model of a roller bearing", *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, no. 696, pp. 14-23. (In Russian).
15. Ivanova, V. S. and Terent'ev, V. F. (1975), *Priroda ustalosti metallov* [The nature of metal fatigue], Metallurgiya, Moscow, Russia. (In Russian).
16. Ivanova, V. S., Balankin, A. S., Bunin, I. Zh. and Oksogoev, A. A. (1994), *Sinergetika i fraktaly v materialovedenii* [Synergetics and fractal ambiguities in materials sciences], Nauka, Moscow, Russia. (In Russian).
17. Shanyavskiy, A. A. (2003), *Bezopasnoe ustalostnoe razrushenie elementov aviakonstrukcii. Sinergetika v inzhenernykh prilozheniyah* [Safe fatigue failure of aircraft structural elements. Synergetics in engineering applications], Monografiya, Ufa, Russia. (In Russian).
18. Shanyavskiy, A. A., Zaharova, T. P. and Potapenko, Yu. A. (2009), "Bifurcation transition from the meso- to the nano- fatigue of titanium alloy VTZ-1 as a partially closed system", *Physical mesomechanics*, vol. 12, no. 3, pp. 33-44. (In Russian).
19. Shanyavskiy, A. A. and Soldatenkov, A. P. (2019), "New paradigms in the description of metal fatigue", *Vestnik Permskogo Nacional'nogo Issledovatel'skogo Universiteta. Mechanics*, no. 1, pp. 196-207. (In Russian).
20. Sosnovskiy, L. A. (2014), "Experimental construction of the complete contact fatigue curve of a pair of "high-strength cast iron / steel 18 HCT" and its analysis", *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*, no. 1, pp. 32-39. (In Russian).
21. Taranova, E. S. (2015), "Full curves of mechanical, frictional and contact fatigue: general patterns and particular features", *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya*, vol. 4, pp. 228-231. (In Russian).
22. Gerasimov, S. A., Kuksenova, L. I., Lapteva, V. G. [etc.], (2019), *Inzheneriya poverhnosti i ekspluatatsionnye svoystva azotirovannykh konstrukcionnykh staley* [Engineering of power of attorney and experimental properties of nitrided structural steels], in Kablova, E. N. (ed.), VIAM, Moscow, Russia. (In Russian).
23. USSR State Committee on Standards (1978), GOST 25.501-78. *Raschety i ispytaniya na prochnost' v mashinostroenii. Metody ispytaniy na kontaktnuyu ustalost'* [GOST 25.501-78. Design calculations and strength testings in machinebuildings. Procedures of contact failure testings.], Izdatel'stvo standartov, Moscow, USSR. (In Russian).
24. Zykov, E. I., Kitaev, V. I., Kuklin, L. G. (1969), *Povyshenie nadyozhnosti i dolgovechnosti rolikopodshipnikov* [Improving the reliability and durability of roller bearings], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
25. Molevich, N. E. (2007), *Nelineynaya dinamika: ucheb. Posobie* [Nonlinear dynamics: textbook manual], Samara State Aerospace University, Samara, Russia. (In Russian).
26. Shkol'nik, L. M. (1978), *Metodika ustalostnykh ispytaniy: Spravochnik* [Methods of long-term tests: reference], Metallurgiya, Moscow, Russia. (In Russian).
27. "Rolling bearings. SKF", available at: <https://btk-russia.ru/upload/medialibrary/pdf/podshipniki-kacheniya.pdf> (Access 28 August 2024). (In Russian).
28. *OST 1 00389-80 Nasosy gidravlicheskie samolyotov (vertolyotov). Metodika opredeleniya uskorenykh re-sursnykh ispytaniy* [OST 1 00389-80 Hydraulic pumps for airplanes (helicopters). The methodology for determining accelerated resource tests]. (In Russian).



Цифровые технологии в пневмогидравлических приводах технологического оборудования: проблемы и перспективы

Н. С. Кривошеев

директор по производству и научной деятельности;
ООО «ГС Юнит», г. Санкт-Петербург;
ax@hydraulicunit.ru

А. А. Жарковский

доктор технических наук, профессор, профессор;
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого, г. Санкт-Петербург;
azharkovsky@gmail.com

Цифровые технологии открывают новые горизонты в области пневмогидравлических приводов технологического оборудования. В статье рассматриваются ключевые проблемы и перспективы в данной сфере. Внедрение цифровых технологий позволяет значительно повысить эффективность и точность работы пневмогидравлических систем. Использование датчиков, микроконтроллеров и программного обеспечения обеспечивает более точный контроль над процессами, оптимизацию энергопотребления и предиктивное обслуживание. Для успешного внедрения цифровых технологий в работу пневмогидравлических систем используются современные методы анализа данных, математическое моделирование и алгоритмы машинного обучения. При этом особое внимание уделено анализу применения цифровых технологий в пневмогидравлических приводах современного технологического оборудования, а также выявлению ключевых технических проблем, с которыми сталкивается отрасль, и определению перспективных направлений развития. В работе были рассмотрены новые направления в проектировании пневмогидравлических приводов с акцентом на растущую потребность в интегрированных датчиках и других приборах контроля. Недавние достижения в проектировании и реализации пневмогидравлических приводов связаны с комбинированным управлением, подачей и возвратом потока жидкости для улучшения динамики и точности системы, а также чувствительности к нагрузке, при которой усилие нагрузки согласуется с давлением в приводе для повышения эффективности. Данный обзор детально описывает развивающиеся тенденции в исследованиях пневмогидравлических систем и даёт общее представление о прогрессе, связанном с цифровизацией этих систем. Обсуждаются основы соответствующих сенсорных технологий и инновационные подходы к интеграции датчиков в гидравлические и пневматические системы.

Ключевые слова: цифровой двойник; пневмогидравлический привод; мультипликатор давления; цифровое управление; автоматизированный привод; гидравлический мультипликатор; пневмогидравлическая система; цифровая технология; инновационный привод; автоматизированный механизм; современная гидравлика; высокоточное управление давлением

Цитирование: Кривошеев, Н. С. Цифровые технологии в пневмогидравлических приводах технологического оборудования: проблемы и перспективы / Н. С. Кривошеев, А. А. Жарковский // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 78-91. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-78-91

Введение

В эпоху стремительного развития технологий всё больше внимания уделяется внедрению цифровых решений в традиционные механизмы, такие как пневмогидравлические приводы технологического оборудования. Однако многие специалисты сталкиваются с рядом проблем, связанных с недостатком информации и понимания особенностей этих инновационных систем. Данная статья призвана разъяснить эти аспекты и предложить новые пути решения. Одной из ключевых проблем является нехватка обобщённых данных о «цифровых» приводах. Большинство существующих исследований сосредоточено на отдельных аспектах, но не предоставляет полного обзора интеграции цифровых технологий в пневмогидравлические системы. Особенно интересным аспектом является концепция цифрового двойника – виртуальной модели, которая точно отражает физическое состояние и поведение оборудования. Хотя эта технология уже доказала свою эффективность в ряде отраслей, её потенциал в области пневмогидравлических приводов остаётся недостаточно исследованным. В данной статье рассматривается возможность использования цифровых двойников для повышения эффективности работы и диагностики систем, что открывает новые перспективы для оптимизации производственных процессов.

Обязательными элементами пневмогидравлического привода являются преобразователь энергии сжатого газа в гидравлическую энергию капельной рабочей жидкости и исполнительный гидродвигатель. Источник пневматической энергии может входить в состав привода (например, компрессор, баллон со сжатым газом). Однако, чаще используется магистральный вариант данного привода, при котором используется сжатый газ, чаще всего воздух, забираемый из общей для нескольких потребителей сети.

Пневматические приводы имеют ряд несомненных достоинств, среди которых доступность и экологическая безопасность рабочего тела, а также использование в качестве источника энергии промышленных сетей сжатого воздуха. К существенным недостаткам чисто пневматических приводов относят относительно небольшие развиваемые их двигателями усилия и практически полную невозможность точного позиционирования выходного звена. Кроме того, они имеют низкую жёсткость нагрузочных характеристик, так называемую «податливость», возникающую вследствие сжимаемости воздуха и особенно заметно проявляющуюся при быстрых изменениях нагрузок. Эти недостатки накладывают некоторые ограничения на возможность применения пневматических приводов.

Гидравлические приводы способны развивать большие усилия и обеспечивать высокую точность позиционирования своих выходных звеньев, однако также имеют ряд недостатков. В некоторых случаях к их числу относят необходимость использования в составе привода гидравлической насосной станции, имеющей первичный двигатель, бак с запасом рабочей жидкости, а также системы кондиционирования рабочей жидкости.

Идея создания пневмогидравлического привода как одной системы, включающей элементы обоих этих видов привода, заключается в использовании гидравлического исполнительного механизма со всеми его достоинствами, который обеспечивается рабочей жидкостью от пневмогидравлического преобразователя энергии, использующего для работы сеть сжатого воздуха. Исходной энергией в пневмогидравлических приводах является потенциальная энергия сжатого воздуха, получаемого из компрессорных установок. Пневмогидравлические приводы являются весьма эффективным средством получения больших усилий выходного звена при использовании сжатого воздуха низкого давления цеховых магистралей (0,4...0,6 МПа) [1].

Несмотря на множество преимуществ пневмогидравлических систем, у них есть и определённые недостатки. Например, пневмогидравлические системы подвержены утечкам жидкости и чувствительны к изменениям температуры, которые могут повлиять на вязкость

гидравлической жидкости и работу системы в целом. Загрязнение может негативно сказаться на гидравлической жидкости и компонентах системы, что приводит к снижению эффективности, повышенному износу и повреждению критически важных элементов систем. Кроме того, во время работы пневмогидравлические системы могут создавать шум и вибрацию. Однако с помощью передовых технологий, таких как интеллектуальные датчики, интеграция с Интернетом вещей, электрогидравлические гибридные системы и системы рекуперации энергии, пневмогидравлические системы могут стать более надёжными, энергоэффективными и экологичными, устраняя некоторые традиционные недостатки, связанные с гидравлической энергией. Сенсорные технологии играют решающую роль в мониторинге гидравлических клапанов и общей производительности системы. Интеграция датчиков обеспечивает данные в реальном времени, позволяя операторам контролировать, анализировать и оптимизировать работу гидравлических клапанов и систем. Эти технологии могут повысить надёжность системы, обеспечить прогнозное обслуживание, улучшить энергоэффективность и способствовать общей безопасности и эффективности работы. Внедрение этих инновационных решений позволяет значительно улучшить характеристики пневмогидравлических систем, делая их более привлекательными для широкого спектра промышленных применений.

Недавний прогресс в миниатюризации компонентов гидравлических и пневматических систем в сочетании с передовыми электронными технологиями привёл к использованию гидравлических систем в новых и развивающихся областях, таких как биомедицинская инженерия, робототехника для хирургии, а также вспомогательные и реабилитационные устройства. Сейчас наблюдается тенденция к цифровизации гидравлических систем, при которой традиционные подходы к управлению через механическую конструкцию могут быть заменены подходами на основе цифрового управления, позволяющими осуществлять более точное, эффективное и надёжное управление системой, тем самым значительно повышая эффективность и надёжность этих систем. Для достижения этой трансформации потребуются инновационные подходы в проектировании гидравлических систем и интеграция инновационных датчиков для обеспечения обратной связи в реальном времени для улучшения управления гидравлическими клапанами. Кроме того, цифровизация предоставит более подробную оперативную информацию, связанную с производительностью и состоянием системы, что открывает возможности для снижения затрат на техническое обслуживание, ограничения простоев оборудования и повышения энергоэффективности.

Эта статья даёт представление о состоянии текущих исследований и промышленных усилий в области цифровизации гидравлических систем с особым акцентом на применение сенсорных технологий к этим системам для использования улучшений в производительности. Поиск эффективных и инновационных стратегий использования цифровых датчиков увеличит объём информации, доступной операторам систем, что, в свою очередь, может быть использовано для более полного понимания рабочих процессов, улучшения конструкции и, в конечном итоге, повышения эффективности машин в больших масштабах.

История применение цифровых технологий в гидроприводах

Типовой гидравлический привод технологического оборудования состоит из электродвигателя, выступающего в качестве первичного двигателя, гидравлического насоса, пропорционального гидрораспределителя, гидравлического цилиндра, предохранительного клапана и бака. Электродвигатель приводит в действие гидравлический насос для подачи жидкости под давлением из бака, предохранительный клапан используется для ограничения максимального давления. Рабочая жидкость под давлением подаётся через пропорциональный гидрораспределитель в поршневую камеру гидравлического цилиндра. Расход жидкости определяется пропорциональным гидрораспределителем. Благодаря своей простоте, надёж-

ности и низкой стоимости системы с таким типом управления широко используются в гидравлических приводах. В последние десятилетия гидравлические распределители были усовершенствованы от ручного или механического управления с обратной связью до цифрового электронного управления. Общие тенденции в развитии компонентов гидравлических систем сводятся к минимизации и компактности отдельных элементов, а также развитию интеллектуальных компонентов с возможностью самодиагностики и мониторинга состояния. Эти два процесса связаны, так как эти требования предъявляются и к элементам диагностики в пневмогидравлических приводах.

Развитие этих тенденций начинается с появлением в 1960-х годах первых модульных компонентов гидравлических систем, когда инженерные решения стали требовать большей гибкости и эффективности. С развитием технологий и увеличением спроса на более сложные промышленные и строительные машины стало очевидно, что традиционные гидравлические системы не всегда могут удовлетворить эти требования. Модульные компоненты стали ответом на эту потребность, предлагая возможность лёгкой замены и модификации элементов без необходимости полной переделки системы. Это не только ускорило процесс проектирования и сборки, но и значительно снизило затраты на обслуживание и ремонт. Кроме того, модульные гидравлические системы позволили инженерам экспериментировать с новыми конфигурациями и адаптировать оборудование под специфические задачи, что в итоге повысило производительность и надёжность техники. С появлением интегрированной электроники и цифровых технологий электрогидравлические клапаны могут управляться дистанционно централизованным контроллером. Так в 1970-х годах стали появляться гидравлические клапаны для управления потоком и давлением в гидравлических системах с электронными переключателями и аналоговым электронным управлением. Распределительные клапаны, предохранительные клапаны и клапаны регулирования потока стали стандартными компонентами. В 1980 году вышла первая редакция стандарта ISO4401, определяющего стандартные присоединительные размеры для модульных компонентов гидросистем, что можно считать прорывом в области унификации компонентов гидравлических и пневматических приводов. Передовые материалы и производственные технологии привели к разработке более эффективных и долговечных гидравлических клапанов в 1990-х годах. Гидравлические системы были усовершенствованы благодаря интеграции цифровых электронных систем управления и датчиков, что привело к повышению точности их работы. Это развитие ознаменовало начало эры электрогидравлических систем. Пропорциональные и сервоклапаны стали более широко использоваться, что привело к повышению точности управления расходом и давлением рабочей жидкости [2]. Как и пропорциональный клапан, сервоклапан выполняет задачу обеспечения непрерывного изменения расхода в зависимости от входного сигнала. Эта характеристика достигается благодаря наличию у серво-клапана подвижного золотника, который перемещается внутри втулки с прямоугольными отверстиями (щелями) или кольцевыми канавками на её поверхности, что позволяет добиться точного изменения расхода в зависимости от положения золотника [3]. Одно из различий между серво-клапаном и пропорциональным клапаном заключается в перекрытии золотника в центральном положении. Перекрытие золотника в серво-клапанах обычно очень мало, часто составляет 1% хода золотника или меньше [4], тогда как в пропорциональных клапанах обычно присутствуют большие перекрытия (более 5% хода золотника). Большое перекрытие приводит к значительной нелинейности, снижая точность управления, но позволяет производить пропорциональные клапаны с большими допусками. В 2010-х годах на разработку гидравлических клапанов повлияли интеллектуальные технологии и тенденции Индустрии 4.0. Появление Индустрии 4.0 революционизировало производственный сектор, позволив интегрировать передовые технологии для повышения производительности, эффективности и автоматизации. Одной из таких технологий, привлёкших значительное внимание, являются интеллектуальные

гидравлические системы [5]. Эти системы сочетают мощность гидравлики с интеллектуальными механизмами управления, прокладывая путь новой эре промышленной автоматизации. Интеграция интеллектуальных гидравлических систем является ключевой движущей тенденцией в Индустрии 4.0, предлагая множество преимуществ для производственного сектора, а именно:

- **Повышенная эффективность и производительность:** интеграция интеллектуальных гидравлических систем в производственные процессы может значительно повысить эффективность и производительность. Эти системы предлагают точный контроль над исполнительными механизмами, позволяя точно управлять позиционированием, скоростью и регулировкой силы. Такой уровень контроля обеспечивает выполнение производственных операций с высокой точностью, снижая количество ошибок и минимизируя отходы [6]. Кроме того, интеллектуальные гидравлические системы могут оптимизировать потребление энергии путём настройки параметров на основе данных в реальном времени, что приводит к экономии затрат и повышению общей эффективности.

- **Мониторинг в реальном времени:** интеллектуальные гидравлические системы позволяют осуществлять мониторинг компонентов в реальном времени, предоставляя ценные данные об их производительности и состоянии [7]. Интегрируя датчики и системы сбора данных, эти системы могут собирать и анализировать данные о давлении, температуре, расходе и других важных параметрах. Эти данные могут использоваться для обнаружения аномалий, прогнозирования потенциальных отказов и планирования мероприятий по техническому обслуживанию.

- **Гибкость и адаптивность:** одним из ключевых преимуществ интеллектуальных гидравлических систем является их гибкость и адаптивность. Эти системы легко интегрируются в существующие производственные установки, позволяя осуществить бесшовную автоматизацию без необходимости в значительных модификациях [8]. Более того, интеллектуальные гидравлические системы могут адаптироваться к изменяющимся требованиям производства путём настройки таких параметров, как скорость, сила и положение.

Термин «цифровая гидравлическая технология» был введён Матти Линьямой более десяти лет назад. Тем не менее, определение Линьямы лишь частично охватывало ее характеристики. Оно выделяло две особенности: дискретное управление и активное управление. Дискретное управление является неотъемлемой частью цифровой гидравлической технологии, так как оно использует дискретные цифровые сигналы для управления гидравлическими компонентами. С другой стороны, концепция активного управления лишь частично отражала суть цифровой гидравлической технологии, поскольку она не охватывала интеллектуальное управление. Только в 2020 году появилась стандартизированная формулировка, описывающая цифровую гидравлическую технологию как систему, использующую модулированные, дискретные, цифровые сигналы для достижения как активного, так и интеллектуального управления выходом системы. Согласно этому определению, гидравлические компоненты, способные к дискретизации потока жидкости или управляющих сигналов, называют цифровыми гидравлическими компонентами, а гидравлические системы, состоящие из таких компонентов, известны как цифровые гидравлические системы. Цифровые технологии в гидроприводах рассматриваются в работах [9-11].

В настоящее время растущее внимание к устойчивости и энергоэффективности ведёт к разработке новых инновационных решений для гидравлических и пневматических клапанов. Интеграция искусственного интеллекта (ИИ) и машинного обучения в гидравлические системы может повысить надёжность и улучшить производительность. Более того, достижения в материаловедении и трёхмерной (3D) печати могут привести к созданию более лёгких и долговечных гидравлических клапанов. Кроме того, использование баз данных и мониторинг

га в реальном времени, наряду с передовыми сенсорными технологиями, улучшает диагностику системы и возможность оперативного устранения неполадок.

Наряду с разработкой новых технологий изготовления гидравлических и пневматических клапанов, производственные процессы продолжают развиваться на основе новых возможностей умного производства, слияния физического и виртуального миров, а также сбора и использования данных в рамках всё более взаимосвязанных и автоматизированных систем для интеллектуального производства. Для реализации данного подхода в гидравлических и пневматических системах ожидается, что в будущем клапаны и системы будут обладать функциями самообнаружения и диагностики неисправностей, таких как утечки рабочей жидкости через уплотнения в местах соединения трубопроводов, внутренние и внешние утечки рабочей жидкости в гидроцилиндрах, пробой электрических подключений клапанно-распределительной аппаратуры и датчиков и их комбинации. Для внедрения этих функций необходимо использовать датчики для получения информации о состоянии клапана и системы, такой как расход, давление, перемещение/положение и температура. Измерение давления в гидравлических системах обычно включает механические и электрические датчики давления.

Электрические датчики давления преобразуют давление в электрические сигналы с помощью пьезоэлектрических материалов, пьезорезистивных материалов, конденсаторов и индуктивных катушек. Для гидравлических систем также недавно были разработаны волоконно-оптические датчики давления благодаря их компактным размерам, высокой чувствительности, хорошей защите от электромагнитных помех и коррозии, а также простоте распределения. Расходомер измеряет объём жидкости, проходящей через фиксированную точку трубы. Распространённые механизмы измерения расхода в гидравлических и пневматических системах включают электромагнитный, турбинный, кориолисовый, тепловой, дифференциального давления (диафрагменный), вихревой и ультразвуковой. Также для измерения расхода используются пьезоэлектрические датчики, многоэлектродные датчики проводимости, трибоэлектрические плёнки, а также роторные и датчики Холла [12]. Однако эти устройства измерения расхода чувствительны к электромагнитным помехам и сложно адаптируются к суровым условиям. Для решения этих проблем волоконно-оптические датчики также используются для измерения расхода в экстремальных условиях, таких как низкая температура и сильные электромагнитные помехи. Датчик перемещения измеряет расстояние между объектом и опорным положением линейного перемещения, угла поворота или 3D-пространства [13]. Распространённые типы датчиков перемещения включают ёмкостные датчики перемещения, датчики на основе вихревых токов, датчики Холла, индуктивные датчики, линейные дифференциальные трансформаторы, оптические датчики перемещения и ультразвуковые датчики перемещения. Для достижения компактных размеров, низкой стоимости и высокого разрешения были разработаны микроэлектромеханические акселерометры для измерения линейного положения и угла в гидравлических и пневматических системах.

Датчики для гидравлических клапанов и систем обычно устанавливаются снаружи и требуют использования специальных соединителей или кронштейнов, что приводит к дополнительным затратам и увеличению размера устройства. Имеется тенденция к проведению работ по минимизации и интеграции датчиков в гидравлические клапаны для достижения минимальных размеров. Некоторые переменные состояния, такие как расход и перемещение, трудно измерить с помощью интегрированных датчиков из-за механизмов измерения, используемых в обычных гидравлических расходомерах и датчиках перемещения, так что их нелегко напрямую интегрировать в гидравлические клапаны. Однако состояния клапанов можно косвенно оценить, используя информацию от других, более доступных к отслеживанию переменных состояния. Например, перемещение золотника клапана можно рассчитать по току, напряжению или индуктивности катушки. Такой метод может уменьшить количе-

ство необходимых датчиков и пространство для установки. Это может дополнительно использоваться для получения всесторонней информации о состоянии системы. Сочетая технологии измерения с косвенным подходом оценки для мониторинга производительности и анализа неисправностей, можно реализовать точное и интеллектуальное управление гидравлическими и пневматическими клапанами и системами. Цифровые технологии в пневмогидравлических приводах технологического оборудования представляют собой не только вызов, но и огромные перспективы для развития. Современные цифровые системы управления позволяют значительно повысить точность и эффективность работы приводов, что критически важно для высокотехнологичных производственных процессов. Однако внедрение цифровых технологий сопряжено с рядом проблем, среди которых можно выделить необходимость в значительных инвестициях в оборудование и обучение персонала, а также вопросы кибербезопасности. Тем не менее, преимущества, такие как возможность дистанционного мониторинга и управления, предиктивная аналитика для предупреждения сбоев, а также интеграция с другими системами предприятия, делают цифровизацию неизбежным шагом вперед. Перспективы использования цифровых технологий в данной области включают в себя развитие более интеллектуальных систем управления, которые смогут адаптироваться к изменяющимся условиям работы и самостоятельно оптимизировать процессы.

Концепция цифрового двойника пневмогидравлического привода

Цифровой двойник (ЦД) пневмогидравлического привода – это виртуальная модель или дубликат реального пневмогидравлического привода, созданный с использованием цифровых технологий и данных. Он представляет собой точное или приближенное отображение физических характеристик и поведения гидросистемы в цифровой форме. На текущий момент из-за большого разнообразия определений в научных работах и стандартах видно, что в отрасли ещё не сложилось единое понятие для цифрового двойника, не определены базовые свойства и компоненты ЦД. В силу исторического происхождения большинство приведённых понятий ЦД рассматривает в качестве реальной системы жизненный цикл продукта, однако ряд исследователей [14, 15] подчеркивают необходимость рассматривать и определять свойства, состояние и поведение реального объекта.

Цифровой двойник пневмогидравлического привода может быть создан с помощью различных методов, таких как математическое моделирование, компьютерная симуляция и сбор данных с реального гидравлического привода. Он включает в себя информацию о геометрии, материалах, компонентах и параметрах работы гидравлического привода. Одним из преимуществ использования цифрового двойника гидравлического привода является возможность проведения виртуальных испытаний и оптимизации её работы до физической реализации. Это позволяет сократить время и затраты на разработку и испытания гидравлического привода, а также улучшить её производительность и надёжность. Кроме того, цифровой двойник гидравлического привода может использоваться для мониторинга и диагностики реального гидравлического привода в режиме реального времени [16-18]. Он позволяет отслеживать состояние и работу гидросистемы, выявлять потенциальные проблемы и предотвращать возможные отказы или поломки. Применение цифровых двойников гидравлического привода может значительно улучшить эффективность и надёжность работы гидросистемы, а также снизить потенциальные риски и затраты [19-22]. Таким образом, цифровой двойник гидравлического привода позволяет создать виртуальное представление реального гидравлического привода, обеспечивая возможность оптимизации её работы и предотвращения проблем до физической реализации [23–25].

Из-за герметичности и конструктивных особенностей гидравлического и пневматического оборудования проверить и спрогнозировать его неисправности, как правило, сложно.

Распространённые методы диагностики неисправностей и обслуживания пневмогидравлических приводов можно разделить на два типа: анализ режимов работы на основе математической модели и алгоритм машинного обучения на основе искусственного интеллекта. Рассмотрим модель цифрового двойника пневмогидравлического привода на основе математической модели.

Составление модели цифрового двойника пневмогидравлического привода

Предлагаемая схема физической модели системы, представленная на рисунке 1, включает в себя пневмогидравлический мультипликатор давления, электро-пневматический преобразователь давления, датчики и блок управления. В качестве исполнительного механизма для преобразования гидравлической энергии в механическую используется гидроцилиндр. Создаваемая сила измеряется непосредственно датчиком силы. Датчики давления установлены как на полостях гидроцилиндра, так и на полостях пневматической части пневмогидравлического мультипликатора давления. Перемещение штока гидроцилиндра измеряется датчиком положения. Целью интеллектуального пневмогидравлического привода является контроль и саморегулирование усилия исполнительного гидроцилиндра для предотвращения разрушения и создания необходимого алгоритма работы, которые можно определить путём мониторинга усилия или с помощью машинного зрения.

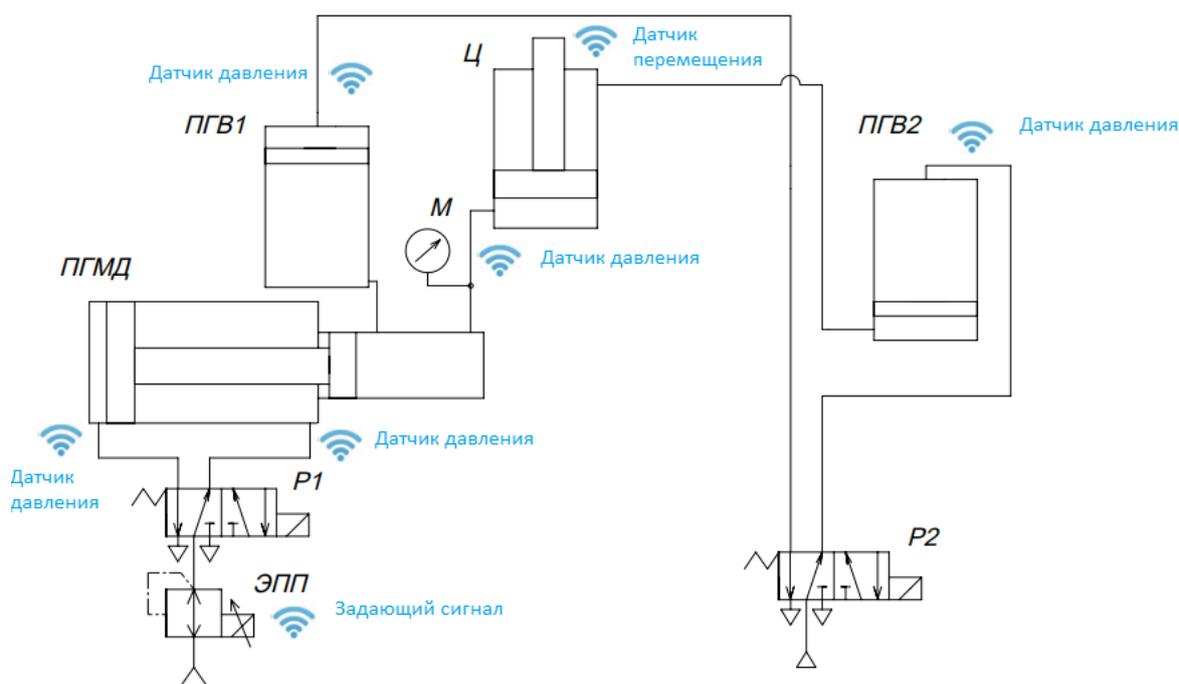


Рисунок 1 – Схема пневмогидравлического привода с возможностью удалённой диспетчеризации:
 ЭПП – электропневматический преобразователь давления; P1, P2 – пневматические распределители;
 ПГМД – пневмогидравлический мультипликатор давления; ПГВ1, ПГВ2 – пневмогидравлические вытеснители;
 Ц – гидроцилиндр; М – манометр.

Задающий сигнал подается таким образом, чтобы обеспечить постоянное давление в поршневой полости гидроцилиндра. Алгоритм контролирует работу пневмогидравлического мультипликатора давления и обеспечивает минимальное энергопотребление. Цифровой двойник в фоновом режиме параллельно оценивает возможные нештатные ситуации, позволяя системе управления корректировать параметры на основе полученных вычислений. Цифровой двойник пневмогидравлического привода представляет собой комплексное моде-

лирование масштабированной физической модели с помощью симуляции, определяющей её функционирование с помощью коэффициента вероятности.

Задаваемые параметры для модели цифрового двойника пневмогидравлического привода:

- Диаметр поршня пневматической части мультипликатора (мм);
- Диаметр поршня гидравлической части мультипликатора, штока пневматической части мультипликатора (мм);
- Диаметры трубопроводов (мм);
- Диаметр поршня пневмогидравлических вытеснителей ПГВ1, ПГВ2 (мм);
- Диаметр поршня исполнительного гидроцилиндра (мм);
- Диаметр штока исполнительного гидроцилиндра (мм);
- Условные проходы (C_v) пневмораспределителей P1, P2;
- Давление в пневматической магистрали (бар).

Настраиваемые параметры (которые задаются изначально, но возможно корректировать в процессе работы):

- Давление, настраиваемое электропневматическим преобразователем (бар).

Отслеживаемые параметры:

- Давление на каждом участке трубопроводов (бар);
- Положение поршня исполнительного гидроцилиндра (мм);
- Усилие на штоке исполнительного гидроцилиндра (Н).

Выходные параметры исполнительного гидроцилиндра могут изменяться за счёт изменения нагрузки на исполнительном цилиндре, за счёт износа исполнительного цилиндра и возрастающих утечек, за счёт нерастворённого воздуха в гидравлической части пневмогидравлического привода, за счёт изменения вязкости рабочей жидкости. В облачное хранилище помещаются все задаваемые и отслеживаемые данные.

Данные от датчиков и история операций собираются и передаются через интерфейс, виртуальная цифровая модель объединяет несколько субъектов, определяет физические значения и обеспечивает прогнозирование работы привода с определённой степенью достоверности. Таким образом, выявляются отклонения в системе, проводится настройка параметров привода в режиме реального времени и анализируется поведение системы. Взаимодействие между физической и виртуальной моделями происходит через цифровой интерфейс. Все цифровые датчики реализованы в системе в сочетании с логическими операциями. При необходимости виртуальные датчики используются для мониторинга дополнительных параметров, которые недоступны в реальной модели. Датчики фиксируют характеристики реальной системы, поэтому получение аналоговых значений с датчиком должно быть таким, чтобы алгоритмы информационной сети могли спрогнозировать поведение рассматриваемого привода. Смоделированные данные, собранные в цифровой модели, используются искусственным интеллектом, который на основе алгоритма управления производит окончательную коррекцию и калибровку входного задающего сигнала. Автономная система способна к самообнаружению, самоадаптации, самоорганизации и саморешению. Ответственность искусственного интеллекта заключается в определении и контроле параметров пневмогидравлического привода. Цифровой двойник – это мощный инструмент, который позволяет реализовать искусственный интеллект в любом гидравлическом приводе и обеспечивает возможность его настройки, диагностики и прогнозирования неисправностей. Виртуальная модель отражает состояние физической модели в реальном мире, что упрощает прогнозирование неисправностей и позволяет подобрать такие параметры управления, которые способствуют повышению производительности системы. Так, в [26] рассматривается методика создания цифрового двойника кривошипного пресса для кузнечно-штамповочного производства. Эле-

менты концепции цифрового двойника гидравлического привода рассматриваются в [27]. Обзор методов контроля состояния гидравлических приводов приведён в [28-30]. Однако данные работы не учитывают особенности рабочих процессов пневмогидравлических приводов. Актуальность развития цифровых технологий подтверждается формированием государственной политики по поддержке развития новых производственных технологий [31]. Развитие цифровых технологий в гидравлических и пневматических приводах предоставляет значительное преимущество для промышленной автоматизации в производственном секторе. Точное управление, высокая мощность и интеллектуальные алгоритмы способствуют улучшению производительности, повышению продуктивности и эффективности. Эти системы обеспечивают точное управление и высокую мощность, что делает их подходящими для широкого спектра применений. Интеграция интеллектуальных алгоритмов управления позволяет проводить мониторинг и регулирование в реальном времени, что ведёт к повышению эффективности и сокращению простоев. Кроме того, интеллектуальные гидравлические системы предлагают улучшенные функции безопасности, такие как обнаружение неисправностей и механизмы аварийного отключения, что обеспечивает безопасность работников и предотвращает несчастные случаи. Для оптимизации работы системы также рекомендуется постоянный мониторинг и анализ данных. Применяя интеллектуальные гидравлические системы, производственные секторы могут достичь более высокой эффективности, продуктивности и конкурентоспособности в сегодняшнем динамичном рынке.

Заключение

В статье рассматриваются новые направления в проектировании гидравлических и пневматических систем. Улучшенные характеристики, управление и энергоэффективность всё чаще обеспечиваются цифровыми гидравлическими технологиями, использующими клапаны, насосы, гидроаккумуляторы и гидроцилиндры для активного управления выходными параметрами системы. Цифровые блоки управления потоком повышают устойчивость и отказоустойчивость системы, но приводят к небольшому снижению производительности при возникновении ошибки. Эти технологии могут быть реализованы с помощью концепции цифрового двойника пневматического или гидравлического привода, предоставляющего информацию о состоянии системы в режиме реального времени. Кроме того, они позволяют улучшить обнаружение и диагностику неисправностей и общий мониторинг производительности. В настоящий момент ведутся работы по созданию и практическому применению модели цифрового двойника пневмогидравлического привода. Результаты работы планируются в последующих публикациях.

Список использованных источников

1. Маслов, М. М. Применение пневмогидравлического привода для ремонтных работ на примере универсального съемника / М. М. Маслов // Вестник НГИЭИ. – 2013. – № 8(27). – С. 54-62. – EDN RBNMZB.
2. Surucu, O. Condition Monitoring using Machine Learning: A Review of Theory, Applications, and Recent Advances / O. Surucu, S. A. Gadsden, J. Yawney // Expert Systems with Applications. – 2023. – vol. 221. – pp. 119738.
3. Parr, A. Hydraulics and Pneumatics (Third edition) : A technician's and engineer's guide. (Elsevier, Ed.) / A. Parr. – Butterworth-Heinemann, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford OX5 1GB, UK, 2011.
4. Amirante, R. The importance of a full 3D fluid dynamic analysis to evaluate the flow forces in a hydraulic directional proportional valve / R. Amirante, L. A. Catalano, P. Tamburrano // Engineering Computations. – 2014a. – 31(5). – pp. 898-922.
5. Alhammadi, A. The role of industry 4.0 in advancing sustainability development: A focus review in the United Arab Emirates / A. Alhammadi, I. Alsyouf, C. Semeraro, K. Obaideen, // Cleaner Engineering and Technology, – 2024. – vol. 18. – pp. 100708.

6. Zhong, R. Intelligent Manufacturing in the Context of Industry 4.0: A Review / R. Y. Zhong, X. Xu, E. Klotz, S. T. Newman // *Engineering*. – 2017. – 3(5). – pp. 616-630.
7. Pech, M. Predictive Maintenance and Intelligent Sensors in Smart Factory: Review / M. Pech, J. Vrchota, J. Bednář // *Sensors*. – 2021. – 21. – 1470.
8. Lalegani, D. M. (2023) A Review of Recent Manufacturing Technologies for Sustainable Soft Actuators / D. M. Lalegani, M. Bodaghi // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing Green Technology*. – 2023. – 10. – pp. 1661-1710.
9. Linjama, M. Digital fluid power: State of the art / M. Linjama // *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere University of Technology. – Tampere, Finland, 2011, 18–20 May. – pp. 18–20.
10. Donkov, V. H. Digital hydraulic technology for linear actuation: a state of the art review / V. H. Donkov, T. Andersen, M. Linjama, M. K. Ebbesen // *International Journal of Fluid Power*. – 2020. – 21(2). – 263-304.
11. Laamanen, A. On the pressure peak minimization in digital hydraulics / A. Laamanen, M. Linjama, M. Vilenius // *The tenth Scandinavian international conference on fluid power*. – Tampere, Finland, 2007, 21–23 May.
12. Yusop, H. M. Pipe leak diagnostic using high frequency piezoelectric pressure sensor and automatic selection of intrinsic mode function / H. M. Yusop, M. F. Ghazali, M. F. M. Yusof, M. A. Pi Remli, M. H. Kamarulzaman // *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. – 2017. – 257. – 012091.
13. Xu, J. Epoxy-free high-temperature fiber optic pressure sensors for gas turbine engine applications / J. Xu, G. Pickrell, B. Yu, M. Han, Y. Zhu, X. Wang, K. L. Cooper, A. Wang // *Proceedings of Sensors for Harsh Environments*. – 2004. – vol. 5590. – pp. 1-10.
14. Кириллов, Д. С. Цифровые двойники как основа цифровой трансформации промышленных предприятий / Д. С. Кириллов, Т. А. Барчукова // *Актуальные вопросы экономики и управления*, Смоленск, 21–22 октября 2021 года. – Смоленск : Издательство «Маджента», 2021. – С. 161-164. – EDN QCNKPE.
15. Лычкина, Н. Н. Концепция цифрового двойника и роль имитационных моделей в архитектуре цифрового двойника / Н. Н. Лычкина, В. В. Павлов // *Имитационное моделирование. Теория и практика (ИММОД-2023) : Сборник трудов одиннадцатой всероссийской научно-практической конференции по имитационному моделированию и его применению в науке и промышленности*, Казань, 18–20 октября 2023 года. – Казань : Издательство АН РТ, 2023. – С. 139-149. – EDN ZAOYZG.
16. Saaksvuori, A. Product lifecycle management / A. Saaksvuori, A. Immonen // *Springer Science & Business Media*. – 2008.
17. Grieves, M. Digital twin: manufacturing excellence through virtual factory replication / M. Grieves // *White paper*. – 2014. – vol. 1, №2014. – pp. 1-7.
18. Grieves, M. Digital twin: Mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems / M. Grieves, J. Vickers // *Transdisciplinary perspectives on complex systems: New findings and approaches*. – 2017. – pp. 85–113.
19. Glaessgen, E. H. The Digital Twin Paradigm for Future NASA and U. S. Air Force Vehicles / E. H. Glaessgen, D. S. Stargel // *53rd Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. – 2012. – pp. 1-14.
20. Guide to the Systems Engineering Body of Knowledge (SEBoK). URL: <https://sebokwiki.org/wiki/> (дата обращения 22.04.2024).
21. Stark, R., et al. CIRP Encyclopedia of Production Engineering / R. Stark, et al. – *The International Academy for Production Engineering*, 2019. – pp. 1-8.
22. Semeraro, C. Digital twin paradigm: A systematic literature review / C. Semeraro, M. Lezoche, H. Panetto, M. Dassisti // *Computers in Industry*. – 2021. – Vol. 130. – pp. 103469.
23. VanDerHorn, E. Digital Twin: Generalization, characterization and implementation / E. VanDerHorn, S. Mahadevan // *Decision support systems*. – 2021. – Vol. 145. – pp. 113524.
24. Juarez, M. G. Digital twins: Review and challenges / M. G. Juarez, V. J. Botti, A. S. Giret // *Journal of Computing and Information Science in Engineering*. – 2021. – Vol. 21. – №3.
25. Haag, S. Digital twin–Proof of concept / S. Haag, R. Anderl // *Manufacturing letters*. – 2018. – Vol. 15. – pp. 64–66.
26. Пузанов, А. В. Элементы концепции цифрового двойника гидропривода / А. В. Пузанов // *Математическое моделирование : Тезисы II Международной конференции*, Москва, 21–22 июля 2021 года. – Москва : Издательство «Перо», 2021. – С. 72-73. – EDN MBWDLR.
27. Обзор методов контроля состояния элементов гидропривода / А. Р. Крук, А. Л. Егоров, В. А. Костырченко, Т. М. Мадьяров // *Фундаментальные исследования*. – 2016. – № 2-2. – С. 267-270. – EDN VORLTH.
28. Пиманов, Д. А. Децентрализованные гидроприводы со встроенными системами управления / Д. А. Пиманов, И. П. Гальчак // *Обзор тенденций в агропромышленном комплексе : сборник статей конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Тенденции в АПК»*, Екатеринбург, 24 октября 2022 года. – Екатеринбург : Уральский государственный аграрный университет, 2022. – С. 16-17. – EDN UZAXDZ.

29. Воробьев, Д. И. Разработка цифрового двойника прессы для кузнечно-штамповочного производства / Д. И. Воробьев, А. О. Кузин, Я. А. Ерисов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2023. – №4. – С. 365-371. DOI 10.24412/2071-6168-2023-4-365-372. – EDN WMKYUP.

30. Крук, А. Р. Обзор методов контроля состояния элементов гидропривода / А. Р. Крук, А. Л. Егоров, В. А. Костырченко, Т. М. Мадьяров // Фундаментальные исследования. – 2016. – №2-2. – С. 267-270. EDN VORLTH.

31. Боровков, А. И. Дорожная карта по развитию сквозной цифровой технологии «Новые производственные технологии». Результаты и перспективы / А. И. Боровков, О. И. Рождественский, К. В. Кукушкин [и др.] // Инновации. – 2019. – №11(253). – С. 89-104. DOI: 10.26310/2071-3010.2019.253.11.011. – EDN SXVHQW.

Digital technologies in pneumohydraulic drives of technological equipment: problems and prospects

N. S. Krivosheev

Director of Production and Science;
GS Unit LLC, St. Petersburg, Russian Federation;
ax@hydraulicunit.ru

A. A. Zharkovskiy

Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor;
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation;
azharkovsky@gmail.com

Digital technologies are opening new horizons in the field of pneumohydraulic drives for technological equipment. This article examines the key issues and prospects in this area. The implementation of digital technologies significantly enhances the efficiency and accuracy of pneumohydraulic systems. The use of sensors, microcontrollers, and software provides more precise control over processes, energy consumption optimisation, and predictive maintenance. Digitalisation of pneumohydraulic drives is an inevitable step in the development of technological equipment, offering new opportunities for industry and innovation. Modern methods of data analysis, mathematical modelling, and machine learning algorithms are used for a successful implementation of this approach. Particular attention is paid to analyzing the application of digital technologies in pneumohydraulic drives of modern technological equipment, identifying key challenges faced by the industry, and determining promising development directions. The study considers new directions in the design of pneumohydraulic drives with a focus on the growing need for integrated sensors and other control devices. Recent advances in the design and implementation of pneumohydraulic drives relate to combined control of fluid flow supply and return to improve system dynamics, accuracy, and load sensitivity, where load effort is matched with drive pressure to increase efficiency. This review provides a detailed description of emerging trends in pneumohydraulic system research and gives an overall view of progress related to the digitalization of these systems. The basics of relevant sensor technologies and innovative approaches to integrating sensors into hydraulic and pneumatic systems are discussed.

Keywords: digital twin; pneumo-hydraulic actuator; pressure intensifier; digital control; automated actuator; hydraulic intensifier; pneumo-hydraulic system; digital technology; innovative actuator; automated mechanism; modern hydraulics; high-precision pressure control

Citation: Krivosheev, N. S. and Zharkovskiy, A. A. (2024), "Digital technologies in pneumohydraulic drives of technological equipment: problems and prospects", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 78-91. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-78-91. (In Russian; abstract in English).

References

1. Maslov, M. M. (2013), "Application of a Pneumohydraulic Drive for Repair Work Using a Universal Puller", *Vestnik NGIEI*, 8(27), pp. 54-62. EDN RBNMZB. (In Russian).
2. Surucu, O., Gadsden, S. A. and Yawney, J. (2023), "Condition Monitoring using Machine Learning: A Review of Theory, Applications, and Recent Advances", *Expert Systems with Applications*, 221, 119738.
3. Parr, A. (2011), *Hydraulics and Pneumatics (Third edition): A Technician's and Engineer's Guide*. Butterworth-Heinemann: The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford OX5 1GB, UK.
4. Amirante, R., Catalano, L. A. and Tamburrano, P. (2014a), "The Importance of a Full 3D Fluid Dynamic Analysis to Evaluate the Flow Forces in a Hydraulic Directional Proportional Valve", *Engineering Computations*, 31(5), pp. 898-922.
5. Alhammedi, A., Alsyof, I., Semeraro, C. and Obaideen, K. (2024), "The Role of Industry 4.0 in Advancing Sustainability Development: A Focus Review in the United Arab Emirates", *Cleaner Engineering and Technology*, 18, p. 100708.
6. Zhong, R. Y., Xu, X., Klotz, E. and Newman, S. T. (2017), "Intelligent Manufacturing in the Context of Industry 4.0: A Review", *Engineering*, 3(5), pp. 616-630.
7. Pech, M., Vrchota, J. and Bednář, J. (2021), "Predictive Maintenance and Intelligent Sensors in Smart Factory: Review", *Sensors*, 21(1470).

8. Lalegani, D. M. and Bodaghi, M. (2023), “A Review of Recent Manufacturing Technologies for Sustainable Soft Actuators”, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*, 10, pp. 1661-1710.
9. Linjama, M. (2011), “Digital fluid power: State of the art”, *Presented at the the Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 18–20 May 2011*, pp. 18–20. Tampere University of Technology.
10. Donkov, V. H., Andersen, T., Linjama, M. and Ebbesen, M. K. (2020), “Digitallyhydraulic technology for linear actuation: a state of theart review”, *International Journal of Fluid Power*, 21(2), 263–304.
11. Laamanen, A., Linjama, M and Vilenius, M. (2007), “On the pressure peak minimization in digital hydraulics”, *The tenth Scandinavian international conference on fluid power, Tampere, Finland, 21–23 May 2007*.
12. Yusop, H. M., Ghazali, M. F., Yusof, M. F. M., Pi Remli, M. A. and Kamarulzaman, M. H. (2017), “Pipe leak diagnostic using high frequency piezoelectric pressure sensor and automatic selection of intrinsic mode function”, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 257(012091).
13. Xu, J., Pickrell, G., Yu, B., Han, M., Zhu, Y., Wang, X., Cooper, K. L. and Wang, A. (2004), “Epoxy-free high-temperature fiber optic pressure sensors for gas turbine engine applications”, *Proceedings of Sensors for Harsh Environments*, vol. 5590: pp. 1–10.
14. Kirillov, D. S. and Barchukova, T. A. (2021), “Digital Twins as the Basis for Digital Transformation of Industrial Enterprises”, *Aktual'nye voprosy ekonomiki i upravleniya [Actual Issues of Economics and Management]*, Izdatel'stvo “Madzhenta” [Magenta Publishing House], Smolensk, pp. 161-164. EDN QCNKPE. (In Russian).
15. Lychkina, N. N. and Pavlov, V. V. (2023), “The concept of digital twin and the role of simulation models in the architecture of the digital twin”, *Simulation Modeling. Theory and Practice (IMMOD-2023) : Proceedings of the Eleventh All-Russian Scientific and Practical Conference on Simulation Modeling and its Application in Science and Industry*, AN RT Publishing House, Kazan, 18-20 October 2023, pp. 139-149. EDN ZAOYZG. (In Russian).
16. Saaksvuori, A. and Immonen, A. (2008), “Product lifecycle management”, *Springer Science & Business Media*.
17. Grieves, M. (2014), “Digital twin: manufacturing excellence through virtual factory replication”, *White paper*, vol. 1, no. 2014, pp. 1-7.
18. Grieves, M. and Vickers, J. (2017), “Digital twin: Mitigating unpredictable, undesirable emergent behavior in complex systems”, *Transdisciplinary Perspectives on Complex Systems: New Findings and Approaches*, pp. 85–113.
19. Glaessgen, E. H. and Stargel, D. S. (2012), “The Digital Twin Paradigm for Future NASA and U. S. Air Force Vehicles”, *53rd Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, pp. 1-14.
20. Guide to the Systems Engineering Body of Knowledge (SEBoK). Available at: <https://sebokwiki.org/wiki/> [Accessed 22 Apr 2024].
21. Stark, R., et al. (2019), *CIRP Encyclopedia of Production Engineering*, The International Academy for Production Engineering, pp. 1-8.
22. Semeraro, C., Lezoche, M., Panetto, H. and Dassisti, M. (2021), “Digital twin paradigm: A systematic literature review”, *Computers in Industry*, vol. 130, p. 103469.
23. VanDerHorn, E. and Mahadevan, S. (2021), “Digital Twin: Generalization, characterization and implementation”, *Decision Support Systems*, vol. 145, p. 113524.
24. Juarez, M. G., Botti, V. J. and Giret, A. S. (2021), “Digital twins: Review and challenges”, *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, vol. 21(3).
25. Haag, S. and Anderl, R. (2018), “Digital twin–Proof of concept”, *Manufacturing Letters*, vol. 15, pp. 64–66.
26. Puzanov, A. V. (2021), “Elements of the concept of a digital twin for a hydraulic drive system”, *Mathematical Modeling Abstracts II International Conference*, July 21-22, Pere Publishing House, Moscow, pp. 72-73 EDN MBWDLR. (In Russian).
27. Kruk, A. R., Egorov, A. L., Kostyrchenko, V. A. and Madyarov, T. M. (2016), “Overview of Methods for Monitoring Hydraulic Drive Components”, *Fundamental Research*, 2-2, pp. 267-270. EDN VORLTH. (In Russian).
28. Pimanov, D. A. and Galchak, I. P. (2022), “Decentralised Hydraulic Drives with Built-in Control Systems”, in *Trends in the Agro-Industrial Complex: Proceedings of the Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists “Trends in the Agro-Industrial Complex”*, Yekaterinburg, 24 October 2022, Yekaterinburg: Ural State Agrarian University, pp. 16-17. EDN UZAXDZ. (In Russian).
29. Vorobyev, D. I., Kuzin, A. O. and Erisov, Y. A. (2023), “Development of a Digital Twin for a Forging and Stamping Press”, *Izvestiya of Tula State University. Technical Sciences*, no. 4, pp. 365-371. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-4-365-372. EDN WMKYUP. (In Russian).
30. Kruk, A. R., Egorov, A. L., Kostyrchenko, V. A. and Madyarov, T. M. (2016), “Overview of Methods for Monitoring Hydraulic Drive Components”, *Fundamental Research*, (2-2), pp. 267-270. EDN VORLTH. (In Russian).
31. Borovkov, A. I., Rozhdestvensky, O. I., Kukushkin, K. V., et al. (2019), “Roadmap for the Development of End-to-End Digital Technology “New Production Technologies”. Results and Prospects”, *Innovations*, no. 11(253), pp. 89-104. DOI: 10.26310/2071-3010.2019.253.11.011. EDN SXVHQW. (In Russian).



Угловое движение наноспутника с модулем на рельсовой платформе при переходе в положение гравитационного равновесия

- А. В. Дорошин** | доктор физико-математических наук, доцент, заведующий кафедрой теоретической механики; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; doran@inbox.ru
- А. В. Ерёмченко** | аспирант кафедры теоретической механики; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; yeryomenko.a@bk.ru

Рассматривается динамика углового движения наноспутника с подвижным модулем, скользящим на рельсовой платформе относительно главного тела. Траекторное движение центра масс наноспутника рассматривается как движение по круговой орбите. Скольжение подвижного модуля в поперечном направлении меняет расположение центра масс и величины моментов инерции системы. Предполагается, что скольжение модуля происходит в присутствии сил трения, а также может выполняться в соответствии с выбранными законами управления. Наличие внутреннего трения позволяет осуществлять диссипацию кинетической энергии, а взаимодействие с внешним полем гравитации обеспечивает сброс кинетического момента, что позволяет наноспутнику осуществлять переход в положение устойчивого гравитационного равновесия в орбитальной системе координат. Управление положением модуля увеличивает темпы перехода в положение гравитационного равновесия.

Ключевые слова: наноспутник; подвижный модуль; рельсовая платформа; внутреннее трение; управляемое перемещение модуля; положение гравитационного равновесия

Цитирование: Дорошин, А. В. Угловое движение наноспутника с модулем на рельсовой платформе при переходе в положение гравитационного равновесия / А. В. Дорошин, А. В. Ерёмченко // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 92-108. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-92-108

Введение

Динамика углового движения спутников и космических аппаратов в центральном гравитационном поле является одной из важных проблем механики космического полёта [1–3]. В настоящей работе рассматривается динамика углового движения наноспутника с одним подвижным модулем, скользящим на рельсовой платформе относительно главного тела.

Траекторное движение центра масс наноспутника будем рассматривать как движение по круговой орбите. Орбиты, исследуемые в статье, относятся к классу LEO|VLEO, который приобретает в последнее время особую актуальность, в т.ч. в проектах коммерческих фирм,

например Skeyeon, Albedo, EOI Space, Thales Alenia Space и др. Подобные орбиты имеют высоты от 100 до 350 км.

Скольжение подвижного модуля относительно главного тела спутника происходит в поперечном направлении (рисунок 1), что меняет расположение центра масс и величины моментов инерции системы. Предполагается, что скольжение модуля происходит в присутствии сил трения, а также может выполняться в соответствии с выбранными законами управления. Наличие внутреннего трения в рельсовой платформе, возникающего при линейном перемещении подвижного модуля, позволяет осуществлять диссипацию кинетической энергии, а момент гравитационных сил будет стремиться перевести наноспутник в положение гравитационного равновесия в орбитальной системе координат [2–5]. Более того, управление положением модуля позволяет увеличивать темпы перехода в положение гравитационного равновесия.

Стоит отметить, что внутренняя диссипация энергии может осуществляться различными способами, например с помощью гравитационных демпферов в классической (модель М. А. Лаврентьева) [6, 7] или обобщённой [3–5] форме. Также для выполнения сброса кинетической энергии и кинетического момента могут использоваться иные подходы и устройства, основанные на взаимодействии с геомагнитным полем [8, 9], использующие внутреннее жидкостное наполнение (торовые кольца с вязкой жидкостью) [10, 11], а также содержащие внутренние маятниковые системы с демпфированием [12, 13]. В настоящей статье диссипация энергии, как уже отмечено, осуществляется посредством инициации внутреннего трения в рельсовой платформе при относительном перемещении подвижного модуля по ней – подобный подход, во-первых, характеризуется новизной и, во-вторых, позволяет использовать относительную подвижность элементов спутника для управления его угловым движением в связи с возникающей возможностью управляемого изменения положения центра масс системы и её моментов инерции. Другими словами, имеющаяся подвижность модуля может использоваться как для диссипации кинетической энергии, так и для осуществления управления угловым движением.

В рассматриваемом случае наноспутник состоит из двух частей (рисунок 1), одна из которых является основным телом-носителем (тело №1), а вторая – подвижным модулем (тело №2), скользящим по рельсовой платформе (элемент №3) в поперечном направлении относительно основного тела. Диссипация энергии в этом случае происходит за счёт внутреннего трения в рельсовой платформе, причём в рамках решаемой задачи используется модель жидкостного трения, предполагающего пропорциональность величины силы трения от скорости относительного движения модуля по рельсовой платформе. Стоит отметить, что также возможен учёт эффектов сухого трения, однако в настоящем исследовании этот аспект не изучается. Переход в положение гравитационного равновесия происходит, таким образом, под действием сил центрального поля тяготения при наличии диссипации кинетической энергии в системе. Действие внешнего гравитационного поля позволяет сбросить кинетический момент системы, а внутреннее трение обеспечивает диссипацию энергии. Совместное действие этих факторов в итоге приводит к постепенному переходу наноспутника в гравитационное положение равновесия с полным затуханием пространственных колебаний относительно него. Как результат, спутник займёт свое устойчивое положение в орбитальной системе координат в соответствии с принципом гравитационной стабилизации [1], когда ось наибольшего момента инерции выйдет на нормаль к плоскости орбиты, ось наименьшего момента инерции совместится с направлением на притягивающий центр, а средняя ось инерции окажется направленной вдоль касательной к орбите (рисунок 2).

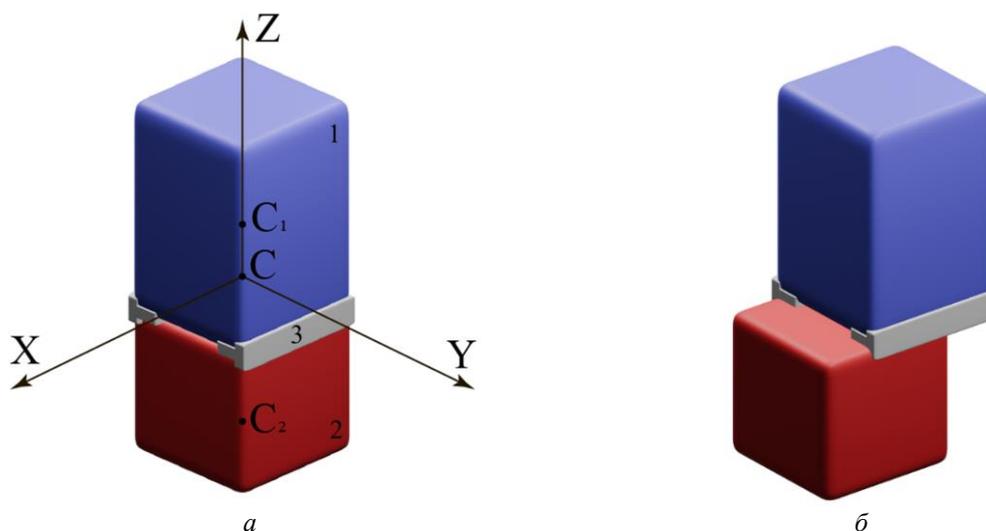


Рисунок 1 – Наноспутник с подвижным модулем на рельсовой платформе (СXYZ – связанная с основным модулем система координат с началом в центре масс наноспутника С):
 а – общий вид; б – вид с поперечным смещением подвижного модуля вдоль рельсовой платформы

1 Математическая модель углового движения наноспутника

Для получения динамических уравнений движения составного наноспутника воспользуемся теоремой об изменении кинетического момента:

$$\frac{dK}{dt} + \omega \times K = M_g, \quad (1)$$

где K – кинетический момент наноспутника, ω – абсолютная угловая скорость наноспутника, M_g – гравитационный момент сил, действующий на наноспутник. Поскольку подвижный модуль совершает линейное смещение относительно тела-носителя, то в кинетическом моменте необходимо учитывать моменты количеств движения центров масс тела-носителя и подвижного модуля относительно общего центра масс:

$$K = \sum_{i=1}^2 I_i \omega + m_i V_i \times R_i; \quad V_i = \omega \times R_i, \quad (2)$$

где i – индекс модуля наноспутника (1 – тело-носитель, 2 – подвижный модуль), m_i – масса модуля i , R_i – радиус-вектор центра масс тела i от общего центра масс системы, V_i – линейная скорость центра масс тела i относительно общего центра масс, I_i – собственный центральный главный тензор инерции модуля i :

$$I_i = \text{diag}[A_i, B_i, C_i], \quad (3)$$

где A_i, B_i, C_i – главные центральные моменты инерции модуля i .

Вектор R_i вычисляется в зависимости от выбранной оси, по которой может совершать движение подвижный модуль, т. к. рельсовую систему можно расположить как вдоль оси X, так и вдоль оси Y (оба случая будут рассмотрены ниже). Для записи выражения для

гравитационного момента сил необходимо знать направление на притягивающий центр, поэтому в этих интересах вводится матрица перехода Θ в орбитальную систему координат $CX_0Y_0Z_0$ (рисунок 2) из связанной системы координат $CXYZ$ (матрица является ортогональной и, следовательно, обратная к ней может получена путём транспонирования):

$$\Theta = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 & \gamma_1 \\ \alpha_2 & \beta_2 & \gamma_2 \\ \alpha_3 & \beta_3 & \gamma_3 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ – направляющие косинусы осей орбитальной системы координат по отношению к осям связанной системы координат.

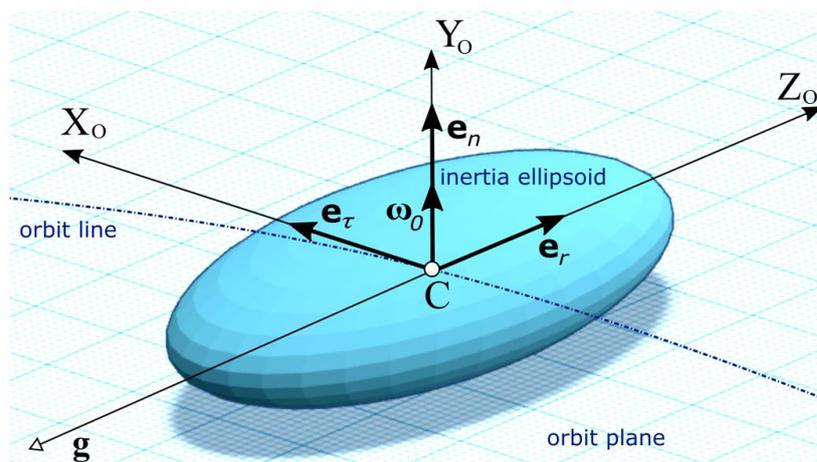


Рисунок 2 – Орбитальная система координат и расположение в ней твёрдого тела в положении устойчивого гравитационного равновесия [1]

Запишем орты осей орбитальной системы координат в проекциях на оси связанной системы координат, выражающихся через направляющие косинусы – элементы матрицы Θ :

$$e_\tau = [\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3]^T; \quad e_n = [\beta_1, \beta_2, \beta_3]^T; \quad e_r = [\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3]^T. \quad (5)$$

С учётом того, что подвижный модуль совершает лишь линейные перемещения относительно главного модуля, не выполняя никаких относительных угловых перемещений, угловая скорость тел-модулей будет одной и той же ($\omega = [p, q, r]_{OXYZ}^T$), а угловое расположение главного тела и подвижного модуля в орбитальных осях будет определяться единым образом посредством направляющих косинусов (5). В этом случае можно записать векторное выражение для суммарного гравитационного момента сил, действующего на модули наноспутника, в следующем виде [1]:

$$M_g = 3\omega_0^2 (e_r \times I_1 e_r + e_r \times I_2 e_r + e_r \times J e_r), \quad (6)$$

где ω_0 – угловая орбитальная скорость центра масс спутника при движении по круговой орбите, J – центральный тензор инерции «гравитационной гантели», образованной двумя материальными точками центров масс модулей (главного и подвижного). Тензор

гравитационной гантели аналогично R_i вычисляется в зависимости от выбрана оси перемещения подвижного модуля (X или Y), поэтому конкретные его значения будут приведены ниже в соответствующих случаях рассмотрения движения.

Для того чтобы система уравнений, описывающих движение наноспутника, стала замкнутой к динамическим уравнениям (1), необходимо добавить кинематические уравнения, записанные для направляющих косинусов осей орбитальной системы координат, а также уравнения, описывающие движение подвижного модуля относительно тела-носителя.

Запишем кинематические уравнения с учётом орбитального движения центра масс по круговой орбите с угловой скоростью ω_0 [1]:

$$\begin{cases} \frac{de_r}{dt} = e_r \times \omega + \omega_0 e_\tau; \\ \frac{de_n}{dt} = e_n \times \omega; \\ \frac{de_\tau}{dt} = e_\tau \times \omega - \omega_0 e_r. \end{cases} \quad (7)$$

Для определения уравнения, описывающего движение подвижного модуля относительно тела-носителя, воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} - \frac{\partial T}{\partial \delta} = Q_\delta + F_c, \quad (8)$$

где Q_δ – есть обобщённая сила, действующая по линейной координате смещения модуля δ , а F_c – есть управляющая сила, создаваемая системой управления в линейном виде по координате и скорости смещения модуля:

$$F_c = -k_{c1} \dot{\delta} - k_{c2} \delta, \quad (9)$$

где k_{c1} – коэффициент усиления по каналу скорости модуля, k_{c2} – коэффициент усиления по каналу координаты модуля. Отметим здесь, что ниже будут рассмотрены два случая перемещения модуля, когда в качестве координаты δ будет использоваться поперечная координата X, либо Y.

Выражения (1), (7) и (8) полностью описывают динамику и кинематику составного наноспутника с подвижным модулем на рельсовой платформе.

Для оценки устойчивости и самого алгоритма, и положения итогового гравитационного равновесия можно использовать идеологию функции Ляпунова. Для этого введём так называемую относительную (относительно орбитальной системы координат) угловую скорость:

$$\tilde{\omega} = \omega - \omega_0 e_n. \quad (10)$$

Для построения функции Ляпунова можно использовать интеграл В. В. Белецкого [1]:

$$V = \frac{1}{2} \left[\tilde{\omega} \cdot I_C \cdot \tilde{\omega} + 3\omega_0^2 e_r \cdot I_C \cdot e_r - \omega_0^2 e_n \cdot I_C \cdot e_n \right], \quad (11)$$

где $I_C = I_1 + I_2 + J$ – есть момент инерции «замороженной монотельной системы» относительно общего центра масс в предположении неподвижности модуля. В случае использова-

ния первого интеграла (11) при моделировании реальной системы с движущимся модулем при наличии трения и управления, конечно же, будет иметь место нарушение консервативности системы, и интеграл не будет сохраняться, однако квадратическая форма этого выражения позволит применить её в качестве функции Ляпунова. Как видно из (11), функция V является скалярной функцией переменных $\{\tilde{p}, \tilde{q}, \tilde{r}, \beta_i, \gamma_i\}_{i=(1,2,3)}$. Важным путём понижения размерности функции является использование следующих очевидных свойств направляющих косинусов:

$$\begin{cases} \gamma_3^2 = 1 - \gamma_1^2 - \gamma_2^2; \\ \beta_2^2 = 1 - \beta_1^2 - \beta_3^2. \end{cases} \quad (12)$$

При подстановке (12) в функцию V мы исключим переменные $\{\gamma_3, \beta_2\}$, а для придания свойств положительно-определённой функции можно вычесть из выражения скаляр, равный её величине в нулевых значениях переменных. Таким образом, можно ввести следующую функцию Ляпунова, которая будет описывать главные свойства устойчивости системы и используемого управления в основных аспектах:

$$L(\tilde{p}, \tilde{q}, \tilde{r}, \beta_1, \beta_3, \gamma_1, \gamma_2) = V - V(0). \quad (13)$$

Далее поставленная задача будет состоять в проведении численного моделирования динамики и оценки сравнительной эффективности перехода в положение гравитационного равновесия в двух случаях реализации относительного смещения подвижного модуля: по оси X (когда модуль перемещается в плоскости, ортогональной оси наибольшего момента инерции системы) и по оси Y (когда модуль перемещается в плоскости, ортогональной оси среднего момента инерции).

2 Численное моделирование динамики движения

Проведём численное моделирование углового движения наноспутника с подвижным модулем в двух случаях при одинаковых начальных условиях (таблица 1).

Таблица 1 – Начальные условия

Параметр	Единицы измерения	Значение
p	рад/с	0,0012
q	рад/с	0,001
r	рад/с	-0,0025
$\alpha_2 = \alpha_3$	рад	0
$\beta_1 = \beta_3$	рад	0
$\gamma_1 = \gamma_2$	рад	0
$\alpha_1 = \beta_2 = \gamma_3$	рад	1
ω_0	рад/с	0,0012
высота орбиты	км	170

Численное моделирование будем проводить в известной системе символьной алгебры «Maple» на основе дифференциальных уравнений (1), (7) и (8) путём численного интегрирования методом Розенброка, учитывающего переменную жёсткость дифференциальной системы в смысле автоматической оценки величин собственных чисел якобиана правых частей

в текущей точке интегрирования. Отметим здесь, что соответствующие скалярные уравнения система «Marle» формирует автоматически из векторных уравнений (1), (7) и (8), что дополнительно гарантирует корректность построения математической модели. Первый случай будет соответствовать движению при перемещениях подвижного модуля по рельсовой платформе, установленной вдоль оси X, соответствующей средней оси эллипсоида инерции (таблица 2). Вторым случаем моделирования будет проводиться для схемы перемещения подвижного модуля вдоль оси Y, соответствующей оси наибольшего момента инерции (таблица 2).

Таблица 2 – Параметры системы

Параметр	Ед. измерения	Значение
A_1	$кг \cdot м^2$	0,0045
B_1	$кг \cdot м^2$	0,0055
C_1	$кг \cdot м^2$	0,0035
A_2	$кг \cdot м^2$	0,0025
B_2	$кг \cdot м^2$	0,0035
C_2	$кг \cdot м^2$	0,0015
m_1	$кг$	2
m_2	$кг$	1
k_1	$кг/с$	0,0015
k_{2c}	$кг/с^2$	0,000003
l	$м$	0,14
z	$м$	0,04

2.1 Случай перемещения подвижного модуля вдоль оси X

Рассмотрим случай, когда подвижный модуль скользит с трением по рельсовой платформе, установленной вдоль оси X. В этом случае уравнение (8) запишется следующим конкретизированным образом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x; \quad Q_x = Q_{xg} + F_c. \quad (14)$$

Обобщённая сила Q_{xg} определится из анализа элементарной работы активных сил и моментов сил, способных с учётом наложенных связей (рельсовая платформа) осуществлять относительные смещения подвижного модуля при формальной фиксации положения основного твёрдого тела. Так как наложенные связи разрешают перемещаться модулю, всегда оставаясь в плоскости XZ, то в линейном приближении бесконечно малое линейное смещение модуля (dx) можно рассмотреть как результат бесконечно малого углового смещения вокруг центра масс подвижного модуля (дуга $d\psi$) под действием Y-вой проекции гравитационного момента сил. В этом случае можно вычислить следующую элементарную работу момента гравитационных сил и сил трения на бесконечно малом перемещении dx :

$$dA_x = M_{2y} d\psi - v \dot{x} dx = \left(\frac{M_{2y}}{z} - v \dot{x} \right) dx, \quad (15)$$

где M_{2Y} – есть Y-вая проекция момента гравитационных сил, действующих на модуль $M_2 = 3\alpha_0^2 e_r \times I_2 e_r$, ν – коэффициент трения, z – расстояние от центра масс подвижного модуля до плоскости контакта с рельсовой платформой. Из выражения для элементарной работы следует, что обобщённая сила имеет вид:

$$Q_{xg} = \left(\frac{M_{2Y}}{z} - \nu \dot{x} \right). \quad (16)$$

В этом случае правая часть уравнения (14) запишется в виде:

$$Q_x = M_{2Y}/z - k_1 \dot{x} - k_{2c} x, \quad (17)$$

где $k_1 = \nu + k_{1c}$ – есть суммарный коэффициент трения (табл.2).

Также для рассматриваемого случая необходимо конкретизировать величины, участвующие в выражениях (2) и (6). Для определения величин R_i и J формально вычислим положение центра масс наноспутника в системе координат с осями, параллельными связанной системе координат $SXYZ$, но расположенной в центре масс тела-носителя C_1 . В системе C_1XYZ радиус-вектор тела-носителя будет нулевым, а радиус-вектор центра масс всего наноспутника запишется следующим образом:

$$R_c = \frac{m_2}{m_1 + m_2} C_1 C_2, \quad (18)$$

где $C_1 C_2$ – радиус-вектор центра масс подвижного модуля:

$$C_1 C_2 = [x(t), 0, l]^T, \quad (19)$$

где l – расстояние от центра масс тела-носителя до центра масс подвижного модуля по оси Z. С учётом (18) радиус-векторы R_i в основной связанной системе координат $SXYZ$ примут вид:

$$R_1 = -R_c; \quad R_2 = C_1 C_2 - R_c. \quad (20)$$

Тензор инерции гравитационной гантели J в этом случае будет иметь следующие компоненты:

$$J = \begin{bmatrix} J_{xx} & 0 & J_{xz} \\ 0 & J_{yy} & J_{yz} \\ J_{xz} & J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix}, \quad (21)$$

$$\begin{aligned} J_{xx} &= m_1(R_{1y}^2 + R_{1z}^2) + m_2(R_{2y}^2 + R_{2z}^2); & J_{yy} &= m_1(R_{1x}^2 + R_{1z}^2) + m_2(R_{2x}^2 + R_{2z}^2); \\ J_{zz} &= m_1(R_{1y}^2 + R_{1x}^2) + m_2(R_{2y}^2 + R_{2x}^2); & J_{xz} &= -m_1(R_{1x}R_{1z}) - m_2(R_{2x}R_{2z}); \\ J_{xy} &= -m_1(R_{1x}R_{1y}) - m_2(R_{2x}R_{2y}); & J_{yz} &= -m_1(R_{1y}R_{1z}) - m_2(R_{2y}R_{2z}), \end{aligned} \quad (22)$$

причём при выбранной схеме движения подвижного модуля в плоскости XZ ($R_{1y} = 0$) центробежные моменты $J_{yz} = J_{xy} \equiv 0$.

Располагая конкретизированными выражениями (18)–(22), можно провести численное моделирование динамики системы с подвижным вдоль оси X модулем на основе динамических уравнений (1), (14) и кинематических уравнений для направляющих косинусов орбитальных осей (7). Результаты моделирования приведены ниже на рисунках 3 и 4.

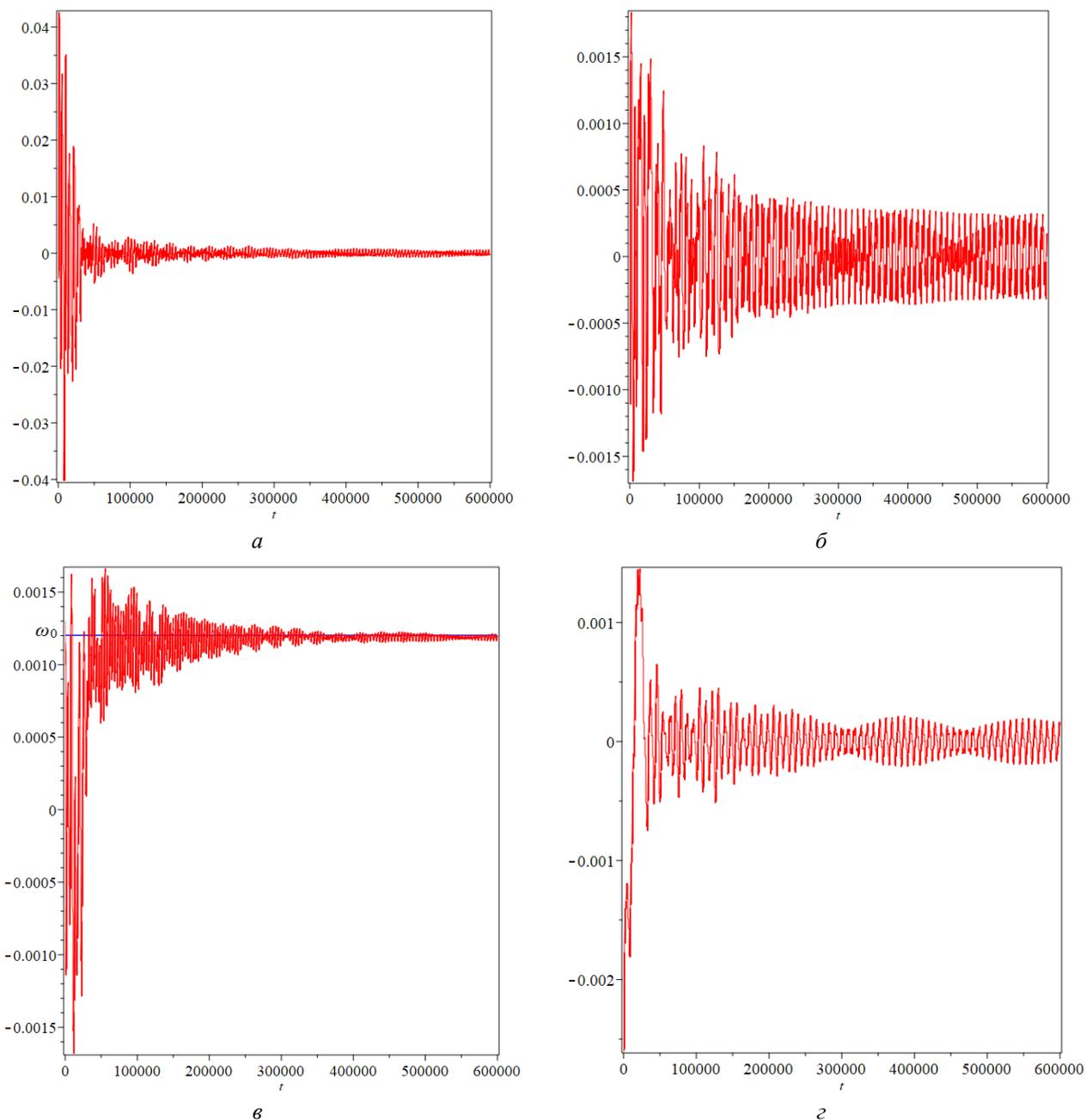


Рисунок 3 – Результаты численного моделирования динамики:
 a – зависимость положения подвижного модуля X [м] от времени [с];
 $б$ – зависимость угловой скорости от времени $p(t)$;
 $в$ – зависимость угловой скорости от времени $q(t)$;
 $г$ – зависимость угловой скорости от времени $r(t)$

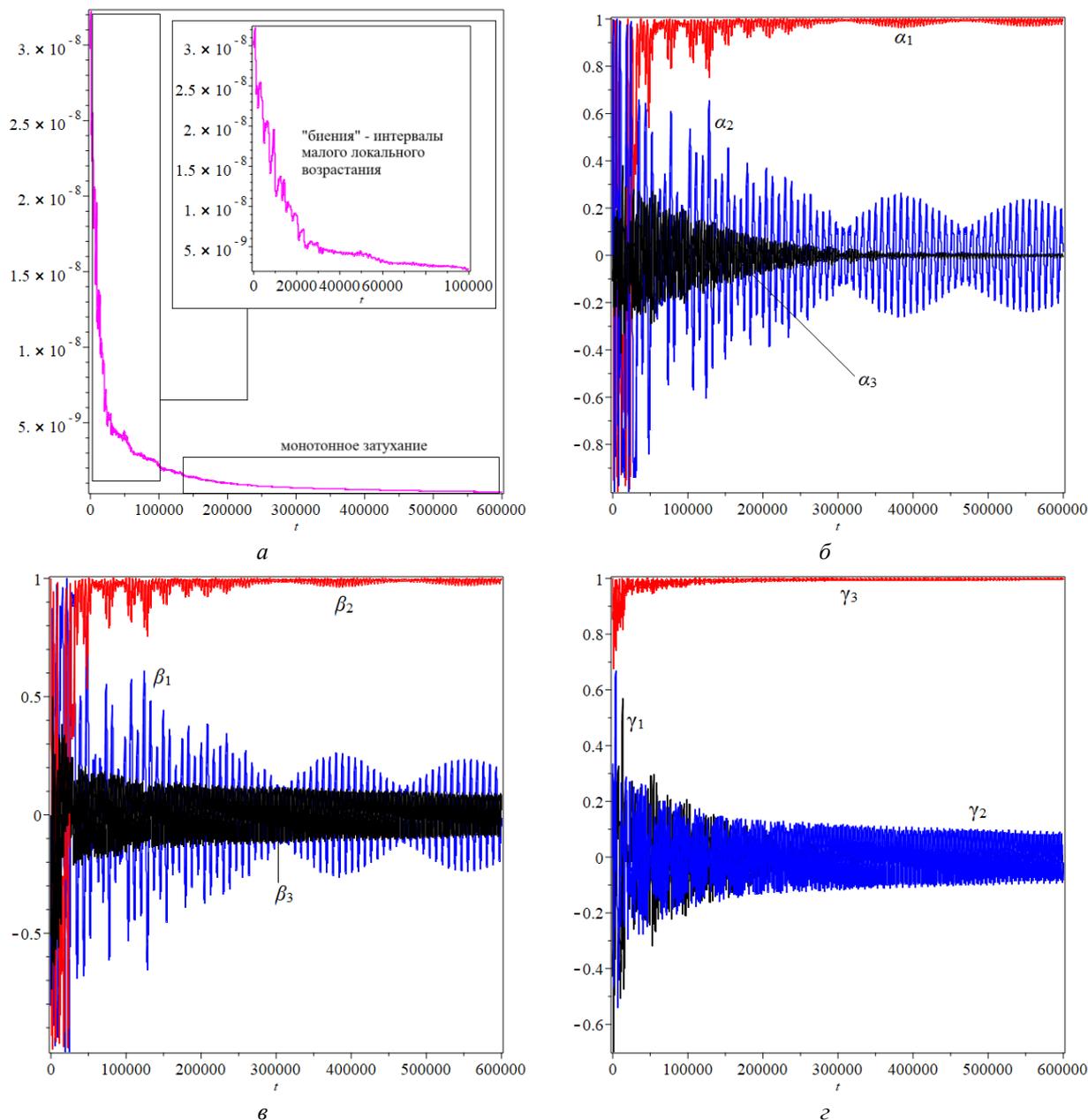


Рисунок 4 – Результаты численного моделирования динамики:
 а – зависимость функции Ляпунова (13) от времени;
 б – зависимости направляющих косинусов от времени $\alpha_i(t)$;
 в – зависимости направляющих косинусов от времени $\beta_i(t)$;
 г – зависимости направляющих косинусов от времени $\gamma_i(t)$

Из анализа результатов моделирования следует, что выбранная схема демпфирования путём использования внутреннего трения при линейном смещении подвижного модуля по оси X, а также законы управления линейным перемещением модуля позволяют реализовать постепенный переход наноспутника в положение устойчивого гравитационного равновесия на круговой орбите. Гашение угловой скорости наноспутника (рисунок 3) практически до величины орбитальной угловой скорости (это теоретический предел) с точностью порядка 0,0005 рад/с осуществляется за время порядка 600 000 секунд (≈ 7 суток), что вполне прием-

лемо для космических программ, использующих наноспутники с ограниченным функционалом управления, либо при использовании пассивных схем стабилизации движения.

Достижение положения устойчивого гравитационного равновесия (рисунок 2) подтверждается величинами направляющих косинусов орбитальных осей: совпадение осей связанной системы координат с осями орбитальной системы в целом достигнуто, при этом особенно важный аспект ориентации наноспутника – расположение продольной оси наноспутника (CZ) вдоль гравитационной «вертикали» CZ_0 свидетельствуется практически единичным значением направляющего косинуса γ_3 (рисунок 4, з).

Функция Ляпунова (рисунок 4, а) имеет однозначный тренд на монотонное (в средней своей величине) убывание, что особенно заметно на завершающем этапе стабилизации (после 100000 секунд). На начальном этапе функция Ляпунова имеет «биения» – интервалы слабого локального возрастания с локальными положительными значениями производной. Эти «биения» имеют место в связи с тем, что выбранный вид функции Ляпунова соответствует «замороженной монотельной системе» с неподвижным модулем при отсутствии трения и управления, действие которых вторгается в естественную динамику и разрушают её консервативность. Однако средний тренд функции Ляпунова имеет очевидную отрицательную производную, что численно доказывает устойчивость движения, схемы управления и итогового положения гравитационного равновесия.

Таким образом, линейное перемещение модуля с трением и соответствующие законы управления представляют собой вполне действенный алгоритм выполнения гравитационной стабилизации наноспутника и могут быть рекомендованы для использования в последующих космических программах.

2.2 Случай перемещения подвижного модуля вдоль оси Y

Рассмотрим случай, когда подвижный модуль скользит с трением по рельсовой платформе, установленной вдоль оси Y. В этом случае уравнение (8) запишется следующим конкретизированным образом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_Y; \quad Q_Y = Q_{Yg} + F_c. \quad (23)$$

Вычисляя по аналогии с первым случаем обобщённую силу, можно записать следующую правую часть уравнения:

$$Q_Y = M_{2X} / z - k_1 \dot{y} - k_{2c} y, \quad (24)$$

где M_{2X} – есть X-вая проекция момента гравитационных сил, действующих на модуль $M_2 = 3\omega_0^2 e_r \times I_2 e_r$. Выражения для R_i и J вычисляются на основе (20) и (21), но с тем учётом, что

$$C_1 C_2 = [0, y(t), I]^T, \quad (25)$$

причём компоненты тензора инерции $J_{xz} = J_{xy} = 0$, а компонент J_{yz} уже будет отличен от нуля в соответствии с выражениями (22).

Располагая конкретизированными выражениями (24)–(25), можно провести численное моделирование динамики системы с подвижным вдоль оси Y модулем на основе динамических уравнений (1), (14) и кинематических уравнений для направляющих косинусов орбитальных осей (7). Результаты моделирования приведены ниже на рисунках 5 и 6.

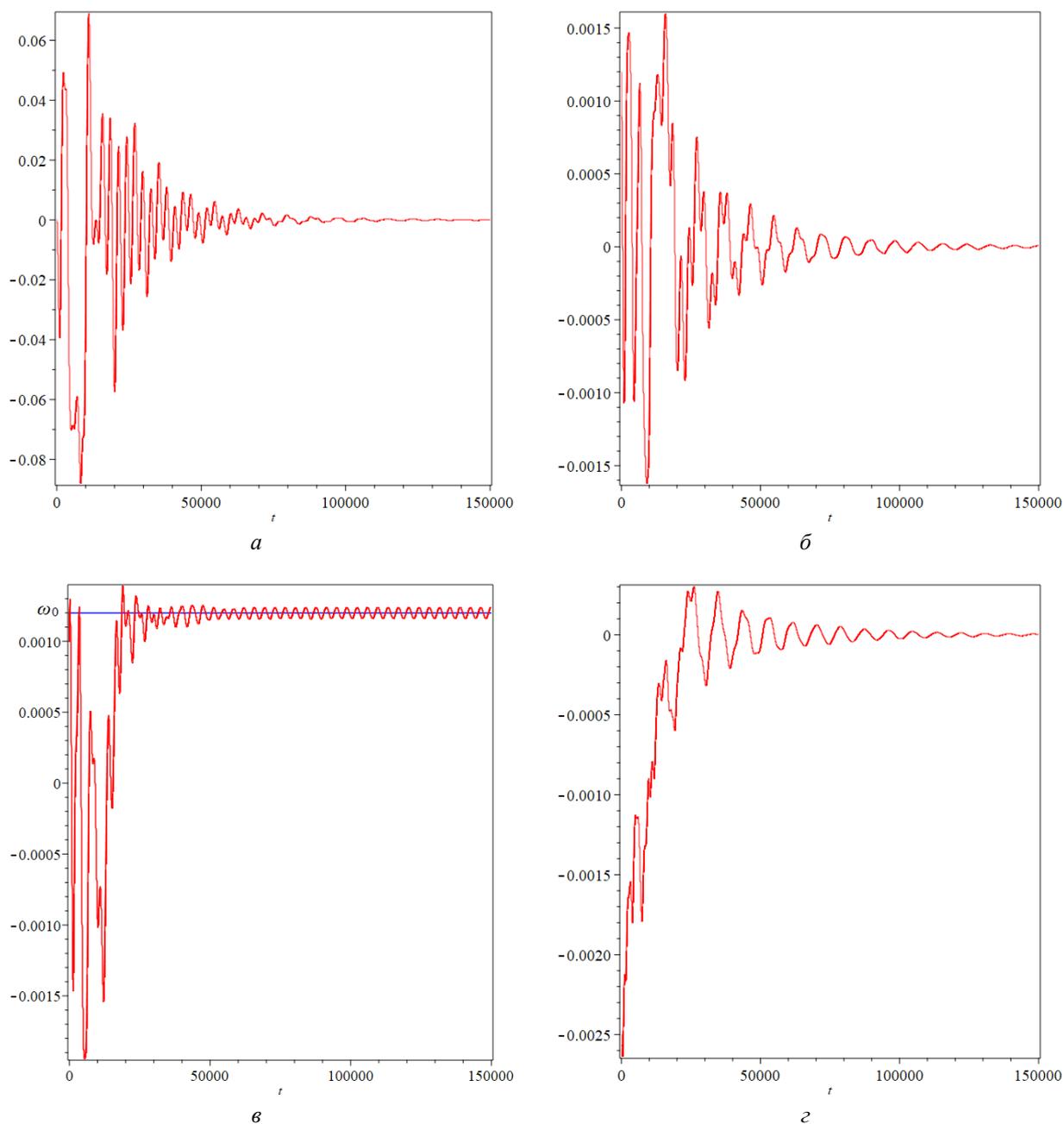


Рисунок 5 – Результаты численного моделирования динамики:
 а – зависимость положения подвижного модуля Y [м] от времени [с];
 б – зависимость угловой скорости от времени $p(t)$;
 в – зависимость угловой скорости от времени $q(t)$;
 г – зависимость угловой скорости от времени $r(t)$

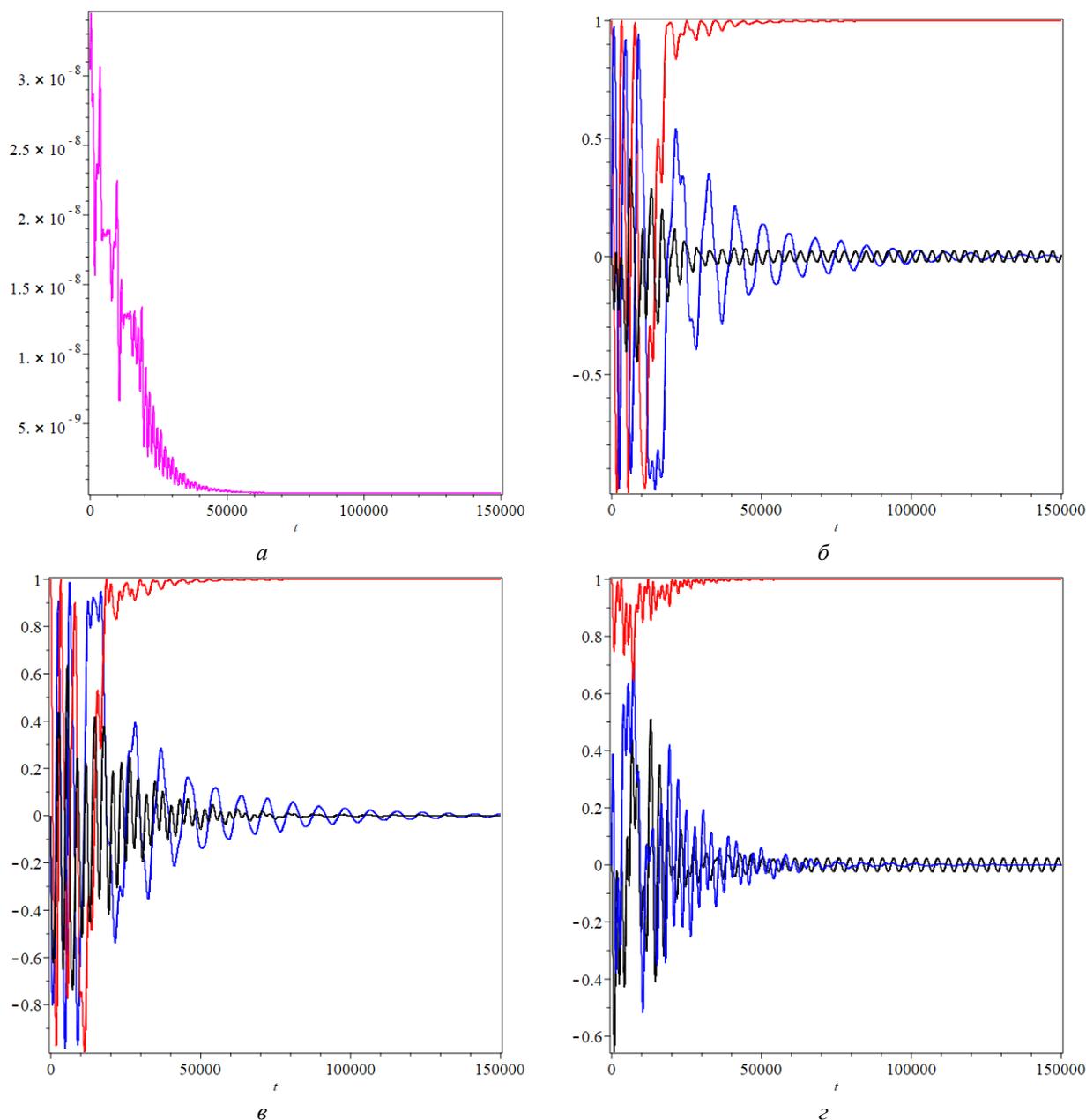


Рисунок 6 – Результаты численного моделирования динамики:
 а – зависимость функции Ляпунова (13) от времени;
 б – зависимости направляющих косинусов от времени $\alpha_i(t)$;
 в – зависимости направляющих косинусов от времени $\beta_i(t)$;
 г – зависимости направляющих косинусов от времени $\gamma_i(t)$

Из анализа результатов моделирования (рисунки 5 и 6) следует, что схема демпфирования путём использования внутреннего трения при линейном смещении подвижного модуля по оси Y и выбранные законы управления, во-первых, действенны в смысле диссипации энергии и перехода в гравитационное положение равновесия и, во-вторых, работают существенно лучше по сравнению с предыдущей версией схемы с перемещением модуля вдоль оси X. Так, в целом видно, что задача гашения угловых скоростей и достижения орбитальной ориентации осей осуществляется в четыре раза быстрее. Гашение угловой скорости наноспутника (рисунок 5) до величины орбитальной угловой скорости с точностью порядка

0,0005 рад/с осуществляется за время порядка 150 000 секунд ($\approx 1,7$ суток) по сравнению с 600 000 секунд предыдущего случая. Достижение положения гравитационного равновесия видно по графикам для направляющих косинусов (рисунок 6, в соответствии величин своим прежним цветам аналогично рисунку 4), которые демонстрируют еще более существенную точность совпадения связанных осей с орбитальными осями.

Функция Ляпунова (рисунок 6, *a*) имеет те же самые нюансы, что и её предыдущая версия (рисунок 4, *a*), однако переход к существенному однозначному затуханию осуществляется ещё более быстро – практически с 50 000 секунды движения.

Таким образом, линейное перемещение модуля с трением вдоль оси Y является более эффективным по сравнению со схемой движения модуля вдоль оси X и представляет собой предпочтительную версию для реализации на практике.

Заключение

В настоящей статье рассмотрено угловое движение наноспутника с подвижным модулем, совершающим линейные перемещения относительно главного тела вдоль рельсовой платформы при наличии жидкостного трения. Подобная схема позволяет за счёт диссипативных свойств трения и за счёт взаимодействия наноспутника с внешним гравитационным полем сбрасывать кинетическую энергию и кинетический момент спутника и в итоге осуществлять переход в устойчивое гравитационное положение равновесия на орбите. Использование линейного перемещения модуля как механизм обеспечения требуемых режимов движения характеризуется своей научной новизной, конструкционной простотой и возможностью практического использования в современных космических миссиях.

Сформулированы законы управления перемещением модуля, увеличивающие темпы перехода в гравитационно-стабилизированное положение равновесия. В сравнительном плане рассмотрены два случая реализации линейных перемещений, соответствующих движениям модуля вдоль разных осей инерции (средней и максимальной) наноспутника.

Таким образом, в работе показано, что линейное перемещение модуля с трением и соответствующие законы управления представляют собой вполне действенный алгоритм выполнения гравитационной стабилизации наноспутника и могут быть рекомендованы для использования в последующих космических программах.

Более того, в исследованиях показано, что схема перемещения модуля вдоль оси Y (в плоскости, ортогональной оси среднего момента инерции) является более эффективной по сравнению со схемой перемещения модуля вдоль оси X (в плоскости, ортогональной оси наибольшего момента инерции).

Список использованных источников

1. Белецкий, В. В. Движение спутника относительно центра масс в гравитационном поле / В. В. Белецкий. – Москва : МГУ, 1975. – 308 с.
2. Ashenberg, J. Active gravity-gradient stabilization of a satellite in elliptic orbits / J. Ashenberg, E. C. Lorenzini // *Acta Astronautica*. – 1999. – no. 45 (10). – pp. 619-627.
3. Doroshin, A. V. Attitude dynamics of a dual-spin nanosatellite with a gravitational damper / A. V. Doroshin, A. V. Eremenko // *Advances in Space Research*. – 2024. – no.73. – pp. 3166–3178. <https://doi.org/10.1016/j.asr.2023.12.063>.
4. Doroshin, A. V. Gravitational Dampers for Unloading Angular Momentum of Nanosatellites / A.V. Doroshin // In: Lacarbonara W., Balachandran B., Leamy M.J., Ma J., Tenreiro Machado J.A., Stepan G. (eds) *Advances in Non-linear Dynamics. NODYCON Conference Proceedings Series*. Springer, Cham. – 2022. – pp. 257-266. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-81162-4_23
5. Асланов, В. С. Динамика малых спутников с трехосным гравитационным демпфером / В. С. Асланов, А. В. Дорошин // *Прикладная математика и механика*. – 2023. – Т. 87, №5. – С.729–741.

6. Черноусько, Ф. Л. Движение твердого тела с полостями, содержащими вязкую жидкость / Ф. Л. Черноусько. – Москва : ВЦ АН СССР, 1968.
7. Amelkin, N. I. Stability of the steady rotations of a satellite with internal damping in a central gravitational field / N. I. Amelkin, V. V. Kholoshchak // *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. – 2014. – Vol.81. – no. 2. – pp. 85-94.
8. Ovchinnikov, M. Y. A survey on active magnetic attitude control algorithms for small satellites / M. Y. Ovchinnikov, D. S. Roldugin // *Progress in Aerospace Sciences*. – 2020. – Vol. 109. – DOI: 10.1016/j.paerosci.2019.05.006.
9. Arduini, C. Active magnetic damping attitude control for gravity gradient stabilized spacecraft / C. Arduini, P. Baiocco // *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*. – 1997. – Vol. 20. – no. 1. – pp. 117-122.
10. Nobari, N. A. Attitude dynamics and control of satellites with fluid ring actuators / N. A. Nobari, A. K. Misra // *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*. 2012. – Vol. 35. – no. 6. – pp. 1855-1864. – DOI 10.2514/1.54599.
11. Kumar, K. D. Satellite attitude stabilization using fluid rings / K. D. Kumar // *Acta Mechanica*. – 2009. – no. 208(1-2). – pp. 117-131.
12. Sandfry, R. A. Steady spins and spinup dynamics of axisymmetric dual-spin satellites with dampers / R. A. Sandfry, C. D. Hall // *Journal of spacecraft and rockets*. – 2004. – no. 41(6). – pp. 948-955.
13. Ayoubi, M. A (2011). Attitude motion of a spinning spacecraft with fuel sloshing and nutation damping / M. A. Ayoubi, F. A. Goodarzi, A. Banerjee // *The Journal of the Astronautical Sciences*. – 2011. – no. 58(4) – pp. 551-568.

Attitude motion of a nanosatellite with a movable module on a rail platform during gravity-gradient stabilization process

A. V. Doroshin | Doctor of Science (D.Sc. in Physics and Mathematics),
Head of the Theoretical Mechanics Department;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
doroshin@inbox.ru

A. V. Eremenko | Postgraduate Student of the Theoretical Mechanics
Department;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
yeryomenko.a@bk.ru

The dynamics of the angular motion of a nanosatellite with a moving unit sliding on a rail platform relative to the main body is considered. The trajectory motion of the center of mass of a nanosatellite is considered as motion in a circular orbit. Sliding of the moving unit in the transverse direction changes the location of the center of mass and the magnitude of the moments of inertia of the system. It is assumed that the sliding of the unit occurs in the presence of friction forces, and can also be performed in accordance with the selected control laws. The presence of internal friction allows performing the dissipation of kinetic energy, and interaction with the external gravitational field ensures the release of the kinetic momentum. This makes it possible the transition of the nanosatellite to a position of stable gravitational equilibrium in the orbital coordinate system. Controlling the position of the unit increases the rate of transition to the gravitational equilibrium position.

Keywords: nanosatellite; movable unit; rail platform; internal friction; controlled unit displacement; gravitational equilibrium position

Citation: Doroshin, A. V. and Eremenko, A. V. (2024), "Attitude motion of a nanosatellite with a movable module on a rail platform during gravity-gradient stabilization process", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 92-108. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-92-108. (In Russian; abstract in English).

References

1. Beletsky, V. V. (1975), *Dvizhenie Sputnika Otnositel'no Tsentra Mass v Gravitatsionnom Pole* [Satellite Motion Relative to the Center of Mass in a Gravitational Field], Mosk. Gos. Univ, Moscow, Russia. (In Russian).
2. Ashenberg, J. and Lorenzini, E. C. (1999), "Active gravity-gradient stabilization of a satellite in elliptic orbits", *Acta Astronautica*, vol. 45 (10), pp. 619-627.
3. Doroshin, A. V. and Eremenko, A. V. (2024), "Attitude dynamics of a dual-spin nanosatellite with a gravitational damper", *Advances in Space Research*, no. 73, pp. 3166–3178, <https://doi.org/10.1016/j.asr.2023.12.063>.
4. Doroshin, A. V. (2022), "Gravitational Dampers for Unloading Angular Momentum of Nanosatellites", In: *Lacarbonara W., Balachandran B., Leamy M.J., Ma J., Tenreiro Machado J.A., Stepan G. (eds) Advances in Nonlinear Dynamics. NODYCON Conference Proceedings Series. Springer, Cham*, pp. 257-266. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-81162-4_23
5. Aslanov, V. S. and Doroshin, A. V. (2023), "The Dynamics of Small Satellites with a Three-Axial Gravitational Damper", *Prikladnaya Matematika i Mekhanika*, vol. 87, no. 5, pp. 729–741. (In Russian).
6. Chernous'ko, F. L. (1968), "Motion of a Solid with Cavities Containing a Viscous Fluid", *Vych. Tsent. SSSR Akad. Nauk, Moscow*, 1968 (In Russian).
7. Amelkin, N. I. and Kholoshchak, V. V. (2017), "Stability of the steady rotations of a satellite with internal damping in a central gravitational field", *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 81, no. 2, pp. 85-94.
8. Ovchinnikov, M. Y. and Roldugin, D. S. (2020), "A survey on active magnetic attitude control algorithms for small satellites", *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 109, DOI: 10.1016/j.paerosci.2019.05.006.

9. Arduini, C. and Baiocco, P. (1997), "Active magnetic damping attitude control for gravity gradient stabilized spacecraft", *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, vol. 20, no. 1, pp. 117-122.
10. Nobari, N. A. and Misra, A. K. (2012), "Attitude dynamics and control of satellites with fluid ring actuators", *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, vol. 35, no. 6, pp. 1855-1864, DOI: 10.2514/1.54599.
11. Kumar, K. D. (2004), "Satellite attitude stabilization using fluid rings", *Acta Mechanica*, no. 208(1-2), pp. 117-131.
12. Sandfry, R. A. and Hall, C. D. (2004), "Steady spins and spinup dynamics of axisymmetric dual-spin satellites with dampers", *Journal of spacecraft and rockets*, no. 41(6), pp. 948-955.
13. Ayoubi, M. A., Goodarzi, F. A. and Banerjee, A. (2011), "Attitude motion of a spinning spacecraft with fuel sloshing and nutation damping", *The Journal of the Astronautical Sciences*, no. 58(4), pp. 551-568.



Разработка рекомендаций по формированию численных моделей рабочего процесса осевых компрессоров для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормоза¹

- | | |
|------------------------|--|
| А. Б. Прокофьев | доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; prok@ssau.ru |
| Ю. Д. Новикова | старший преподаватель кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; novikova@ssau.ru |
| В. Н. Матвеев | доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; matveev.vn@ssau.ru |

В работе решается частная задача общей задачи динамики протекания процесса сжатия в пневмотормозе, охватывающая цикл рабочих (близких к номинальному) режимов газотурбинных двигателей со свободной турбиной. Для определения границ рабочих областей пневмотормозов на базе многоступенчатых осевых компрессоров разработаны рекомендации по выбору конфигурации и значений параметров конечно-элементной сетки потока в этих устройствах. Предложенные рекомендации позволяют снизить количество сеточных элементов в моделях межлопаточных каналов компрессоров без уменьшения точности определения границ рабочих областей пневмотормозов. Как показала апробация разработанных рекомендаций их применение даёт возможность более чем в два раза сократить время газодинамического проектирования пневматических тормозов.

Ключевые слова: многоступенчатый осевой компрессор; численное моделирование; запас газодинамической устойчивости компрессора; модель турбулентности; граница «запирания»; пневматическое тормозное устройство

Цитирование: Прокофьев, А. Б. Разработка рекомендаций по формированию численных моделей рабочего процесса осевых компрессоров для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормоза / А. Б. Прокофьев, Ю. Д. Новикова, В. Н. Матвеев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 109-121. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-109-121

¹Статья опубликована по материалам диссертационной работы на соискание степени кандидата технических наук Ю. Д. Новиковой «Метод проектного расчета пневматического тормозного устройства для испытаний газотурбинных двигателей со свободной турбиной» (Самара, 2024 г.)

Введение

В процессе производства газотурбинных двигателей (ГТД) со свободной турбиной (СТ), а также после периодических и внеплановых ремонтов для подтверждения их работоспособности, качества и надёжности проводятся приёмо-сдаточные испытания этих ГТД на базе специальных испытательных комплексов. Ключевым элементом этих комплексов, а также наиболее дорогостоящим и наиболее продолжительным по времени создания, является грузочное (тормозное) устройство. Значительная доля используемых при испытаниях наземных ГТД тормозных устройств – это пневматические тормозные устройства.

Под пневматическим тормозным устройством понимается многоступенчатый осевой компрессор (МОК) с лемнискатным насадком на входе и выхлопным устройством на выходе. Одним из преимуществ применения пневмотормозов является возможность использования для его создания материальной части серийно производимых авиационных ГТД, отработавших свой лётный ресурс. Выполнить предварительный анализ согласования, выбранного МОК и испытуемого двигателя, возможно, сопоставив рабочую область пневмотормоза, построенную на основе его экспериментальных характеристик, с дроссельной характеристикой испытуемого двигателя. Однако зачастую осевые компрессоры обладают узким диапазоном рабочих режимов, их рабочая область может не перекрывать полностью или частично требуемый участок дроссельной характеристики. В этом случае необходимо выполнить модификацию компрессора с целью смещения и/или расширения границ его рабочей области. Использование традиционных рекомендаций по созданию численных моделей потока в МОК позволяет выполнить требуемые исследования с достаточной точностью, однако уменьшение времени, затрачиваемого на моделирование МОК, позволит снизить сроки и стоимость создания пневматических тормозных устройств. В связи с этим целесообразно разработать рекомендации по построению численных моделей потока в МОК, предназначенного для создания на его основе пневмотормоза. Таким образом, решается частная задача общей задачи динамики протекания процесса сжатия в пневмотормозе, охватывающая цикл рабочих режимов ГТД СТ, близких к номинальному режиму работы. С помощью численных моделей на базе предлагаемых рекомендаций возможно более чем в два раза сократить время газодинамического проектирования пневматических тормозов.

1 Описание базового многоступенчатого осевого компрессора и его экспериментальных характеристик

Изучение влияния параметров численной модели на получаемые результаты численного моделирования рабочего процесса МОК осуществлялось с использованием компрессора низкого давления двигателя производства ПАО «ОДК-Кузнецов» (далее базового МОК) [1]. Основные параметры базового МОК приведены в таблице 1. Для верификации численных моделей рабочего процесса базового МОК были использованы результаты экспериментального определения его характеристик. На рисунке 1 приведена схема базового МОК, а на рисунках 2 и 3 представлены его экспериментальные напорные и мощностные характеристики (параметры базового МОК приведены к стандартным атмосферным условиям – САУ).

Все зависимости даны в относительном виде. За базовую принята расчётная точка на характеристике МОК с максимальным КПД для относительной приведённой частоты вращения $\bar{n}_{пр} = n_{пр}/n_{прр} = 1$, где $n_{прр}$ – приведённая частота вращения компрессора на расчётном, базовом режиме при температуре $T_n^* = 15$ °С. Относительный приведённый расход воздуха на этом режиме равен $\bar{G}_{впр} = \frac{G_{впр}}{G_{впрр}} = 1$, где $G_{впрр}$ – приведённый расход воздуха в точке с максимальным КПД.

Таблица 1 – Основные параметры базового МОК

Параметр	Обозначение	Значение
Количество ступеней, шт.	z	3
Относительный диаметр втулки рабочего колеса, (первая / вторая / последняя ступень)	$\overline{d_{вт i}} = D_{вт i} / D_{к i}$	0,46 / 0,66 / 0,71
Относительная высота рабочей лопатки, (первая / вторая / последняя ступень)	$\overline{h_{л i}} = h_{л i} / S_i$	2,37 / 2,07 / 1,82
Окружная скорость на периферии РК, м/с, Приведённая к стандартным атмосферным условиям (первая / вторая / последняя ступень)	$U_{пер пр}$	344,9 / 312,4 / 271,8

В соответствии с рекомендациями МИ2083-90 были определены предельные относительные погрешности косвенных измерений (таблица 2) [2]. Наибольшие предельные относительные погрешности определения расхода воздуха δG_B , мощности компрессора δN_K и крутящего момента $\delta M_{кр}$ составили для частоты вращения в относительном виде $\bar{n}_{пр} = 0,92$ соответственно 2,31 %, 4,84 % и 4,87 %, а для частоты вращения в относительном виде $\bar{n}=1,00$ соответственно – 1,55 %, 3,70 % и 3,73 %.

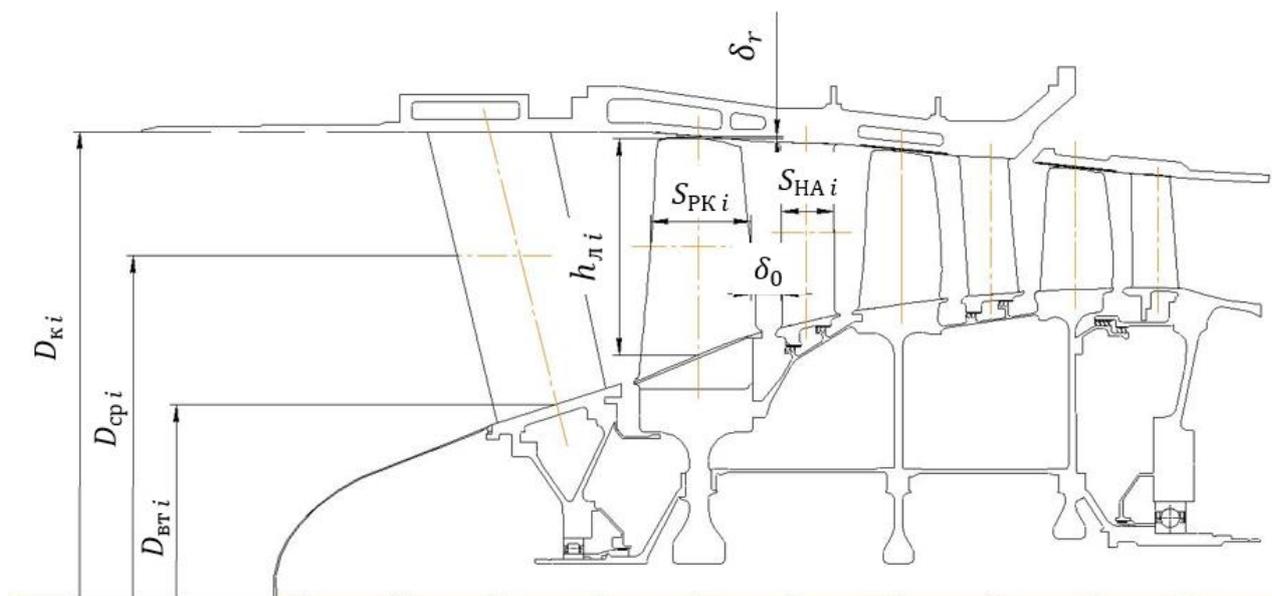


Рисунок 1 – Схема базового многоступенчатого осевого компрессора
 $D_{к i}$ – наружный (периферийный) диаметр; $D_{вт i}$ – втулочный диаметр;
 $D_{сп i}$ – средний диаметр; $h_{л i}$ – высота лопатки; $S_{ПК i}$ – ширина венца рабочего колеса;
 $S_{НА i}$ – ширина венца направляющего аппарата; δ_0 – осевой зазор; δ_r – радиальный зазор

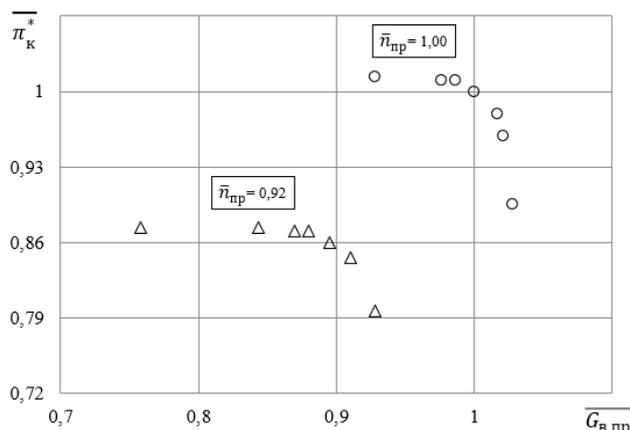


Рисунок 2 – Экспериментальная зависимость степени повышения давления от приведённого расхода воздуха и приведённой частоты вращения ротора компрессора в относительном виде

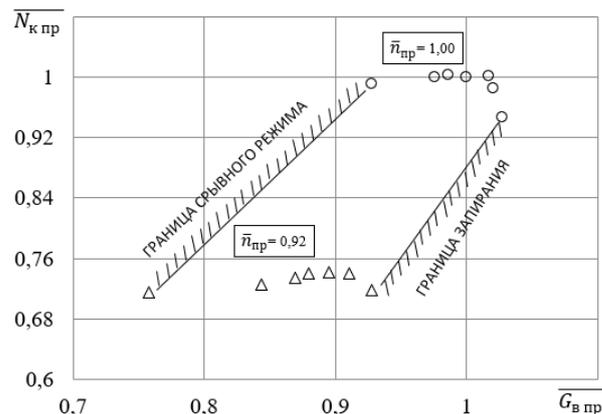


Рисунок 3 – Экспериментальная зависимость мощности от приведённого расхода воздуха и приведённой частоты вращения ротора компрессора в относительном виде

Таблица 2 – Значения предельной относительной погрешности косвенных измерений для некоторых определяемых параметров с доверительной вероятностью 95%

Обозначение режима		$\delta G_{в,}$ %	$\delta \pi_{к}^*$ %	$\delta L_{к,}$ %	$\delta N_{к,}$ %	$\delta M_{кр,}$ %	Обозначение режима		$\delta G_{в,}$ %	$\delta \pi_{к}^*$ %	$\delta L_{к,}$ %	$\delta N_{к,}$ %	$\delta M_{кр,}$ %
	$\overline{G}_{в}$							$\overline{G}_{в}$					
$\overline{n}_{пр} = 0,92$	0,76	2,31	0,37	3,34	3,97	4,00	$\overline{n}_{пр} = 1,00$	0,93	1,55	2,74	3,15	3,19	0,33
	0,84	1,87	0,37	3,87	4,30	4,33		0,98	1,41	2,93	3,25	3,29	0,33
	0,87	1,76	0,38	3,99	4,36	4,39		0,99	1,38	2,97	3,27	3,31	0,33
	0,88	1,72	0,38	4,00	4,36	4,39		1,00	1,34	3,05	3,33	3,37	0,34
	0,90	1,66	0,38	4,11	4,43	4,46		1,01	1,30	3,12	3,38	3,42	0,34
	0,91	1,61	0,39	4,24	4,53	4,56		1,02	1,29	3,22	3,47	3,51	0,35
	0,93	1,55	0,41	4,59	4,84	4,87		1,03	1,27	3,47	3,70	3,73	0,37

2 Построение рабочей области пневмотормоза по экспериментальным данным

На основании экспериментальных характеристик базового МОК (рисунки 2 и 3) была сформирована его рабочая область как пневмотормоза. Для этого мощностные характеристики были перестроены в координатах «приведённая мощность компрессора $N_{к пр}$ – приведённая частота вращения компрессора $n_{пр}$ » и приобрели вид вертикальных линий (рисунок 4). Для получения рабочей области пневмотормоза крайние точки этих линий были соединены между собой.

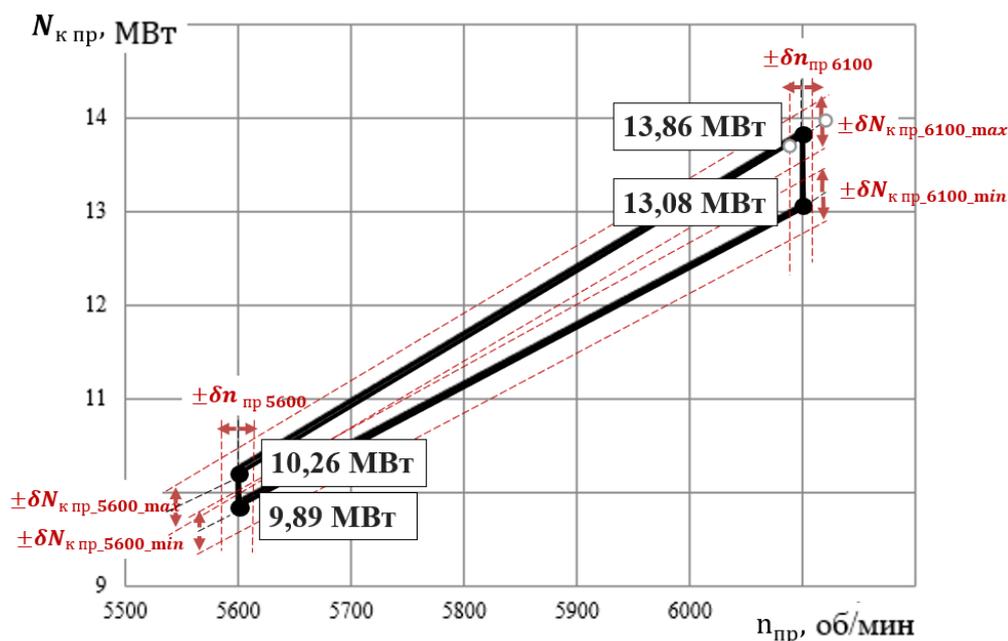


Рисунок 4 – Рабочая область пневмотормоза на основе базового МОК в координатах $N_{к пр}$ – $n_{пр}$

На границы рабочих областей пневмотормоза на рисунке 4 нанесены предельные относительные погрешности измерений мощности и частоты вращения ротора.

Из анализа рабочей области пневмотормоза по параметрам $N_{к пр}$ – $n_{пр}$, представленной на рисунке 4, следует, что он работоспособен в диапазоне приведённых частот вращения $n_{пр}$ от 5600 мин^{-1} до 6100 мин^{-1} . Для приведённой частоты вращения $n_{пр} = 5600 \text{ мин}^{-1}$ минимальное значение приведённой мощности $N_{к пр}$ составляет $9,89 \text{ МВт}$, а максимальное значение – $10,26 \text{ МВт}$. Таким образом, диапазон изменения приведённой мощности равен $0,37 \text{ МВт}$. Для приведённой частоты вращения $n_{пр} = 6100 \text{ мин}^{-1}$ минимальное значение приведённой мощности $N_{к пр}$ составляет $13,08 \text{ МВт}$, максимальное значение – $13,86 \text{ МВт}$, диапазон изменения приведённой мощности равен $0,78 \text{ МВт}$. Из рисунка 4 видно, что для базового МОК диапазон изменения приведённой мощности является весьма узким и составляет менее 1 МВт – от $0,37 \text{ МВт}$ для приведённой частоты вращения 5600 мин^{-1} и до $0,78 \text{ МВт}$ для приведённой частоты вращения 6100 мин^{-1} .

3 Выбор параметров численной модели рабочего процесса многоступенчатого осевого компрессора как пневмотормоза

Численное моделирование проводилось согласно распространённому подходу [3, 4] с использованием методов вычислительной газовой динамики (CFD), основанных на численном решении осреднённых по времени уравнений Навье-Стокса (RANS) в коммерческом программном пакете NUMECA Fine/Turbo. На первом этапе была создана расчётная область, представляющая собой область течения газа вокруг одной лопатки каждого лопаточного венца компрессора, и выполнена её дискретизация. Затем были определены параметры моделирования (параметры сеточной модели, модель турбулентности), а также заданы начальные и граничные условия (на входе в компрессор задавалось значение полного давления p_n^* и полной температуры T_B^* , на выходе из расчётной области для изменения режима работы компрессора при постоянной частоте вращения варьировалось статическое давление p_k). Характеристики компрессора были рассчитаны для трёх рабочих режимов при от-

носительных частотах вращения $\bar{n}_{пр} = 0,92; 1,00$ и $1,10$. На втором этапе выполнена итеративная расчётная симуляция. На завершающем третьем этапе был проведён анализ результатов расчёта и полученных зависимостей (мощностной характеристики).

Создание геометрии расчётной области выполнялось в автоматическом блочно-структурированном сеточном генераторе для турбомашин Numeca AutoGrid5 с использованием рабочих чертежей базового МОК и рабочих чертежей его лопаток. Для импорта геометрии лопаток использовался программный комплекс Profiler [5, 6].

На следующем этапе расчётная область была разбита на элементы и создана так называемая структурированная расчётная сетка. Подход к построению таких сеток в данном сеточном генераторе Numeca AutoGrid5 заключается в следующем: создаётся двухмерная сетка в межлопаточном канале, которая затем вытягивается по высоте проточной части с заданным количеством слоёв трёхмерной сетки.

Согласно анализу литературных источников были выявлены рекомендуемые значения параметров сеточных моделей рабочего процесса МОК в сочетании с использованием модели турбулентности *k-epsilon* (*k-e*), позволяющие получить наиболее точный результат за наименьшее время. На основе выявленных рекомендаций была создана структурированная расчётная сетка. Её параметры приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Принятые значения основных параметров сеточной модели проточной части базового МОК

№ п/п	Параметр и его обозначение		Значение параметра
1.	y^+	Безразмерный параметр, характеризующий размер элемента, ближайшего к стенкам проточной части (ПЧ).	1
2.	B2B	Количество элементов в одном слое расчётной сетки.	22 000
3.	ER	Максимальный Expansion Ratio - фактор роста ячеек, показывающий во сколько раз высота одной ячейки y_{i-1} больше следующей y_i .	1,2
4.	MR	Максимальный Aspect Ratio - максимальная относительная высота ячеек канала, определяемая как отношение максимальной высоты элемента в канале y_{max} к высоте пристеночной ячейки y_{min} .	1000

В качестве граничных условий на входе в компрессор задавалось значение полного давления $p_n^* = 101325$ Па и полной температуры $T_v^* = 288,15$ К. Направление потока на входе в расчётную область было задано осевым. Расход воздуха через компрессор изменялся за счёт варьирования на втулочном диаметре статического давления на выходе из расчётной области (рисунок 5).

Далее были построены характеристики в виде зависимости $\overline{N}_{кпр} = f(\overline{G}_{впр})$ при различных относительных приведённых частотах вращения ротора компрессора $\bar{n}_{пр}$. Все полученные зависимости были представлены в относительном виде. За базовую принята точка на характеристике МОК с максимальным КПД для частоты вращения $\bar{n} = 1$. Значения всех параметров были приведены в относительный вид с помощью формулы: $\bar{x} = x/x_p$. Сравнение экспериментальных и рассчитанных характеристик базового МОК приведено на рисунке 6 (линиями представлены расчётные характеристики, значками – экспериментальные данные).

Следует отметить, что на рисунке 6 представлены характеристики МОК только при высоких частотах вращения в диапазоне $\bar{n}_{пр} = 0,92...1,10$. И в дальнейшем при определении области рабочих режимов пневмотормоза уделяется внимание только этому диапазону

относительной частоты вращения. Последнее обусловлено тем, что в настоящей статье рассматривается пневмотормоз, предназначенный для испытания ГТД СТ на частотах вращения, близких к номинальным (расчётным) частотам вращения, и применяемый для подтверждения параметров ГТД СТ в процессе серийного производства, а также после периодических и внеплановых ремонтов.

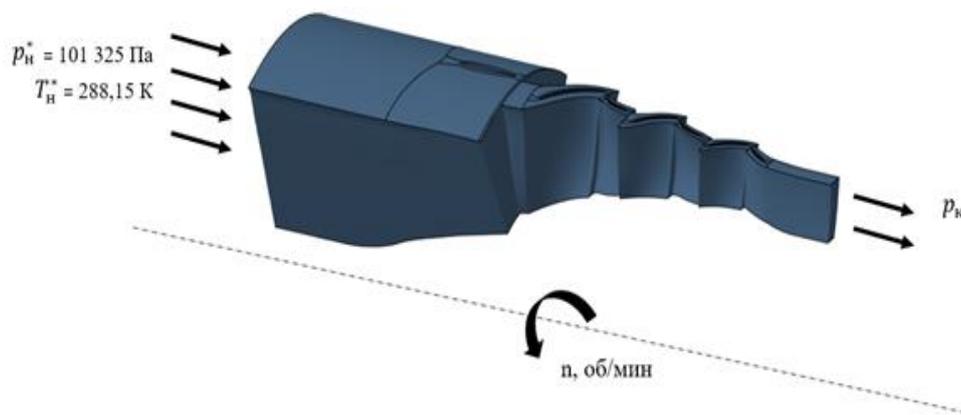


Рисунок 5 – Расчётная область базового МОК с нанесением граничных условий

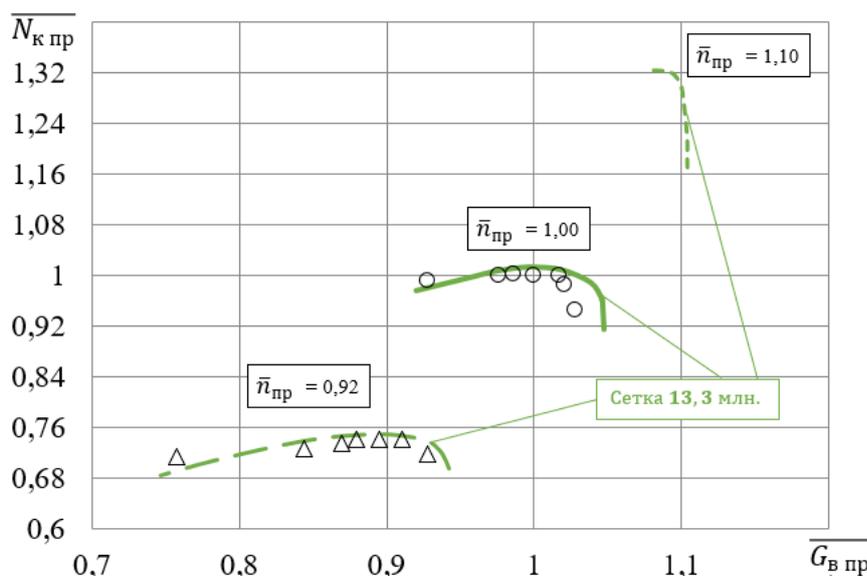


Рисунок 6 – Сравнение расчётных и экспериментальных мощностных характеристик базового МОК

Расчёты были произведены с использованием процессора Intel® Core™ i7-4790. Для ускорения процесса решения задача разделялась между семью ядрами. Время, затраченное процессором компьютера на обработку задачи по решению одной точки характеристики компрессора, равнялось в среднем 8 часов 44 минут. В среднем на одной линии характеристики располагалось десять точек и расчёт её занимал около 61 часа или 2,5 суток. Для получения рабочей области пневмотормоза необходимо получить минимум две ветки характеристики МОК. Таким образом, определение границ рабочей области одного варианта пневмотормоза (следовательно, и оценка его применимости для испытаний ГТД СТ) будет занимать в среднем не менее 5 суток. Увеличение количества рассматриваемых вариантов пневмотор-

моза приведёт к многократному увеличению времени проектирования пневмотормоза. В связи с этим была рассмотрена задача по уменьшению времени расчёта.

Анализ рабочей области пневмотормоза (рисунок 7) позволяет определить, что граница «запираания» компрессора, характерная для повышенных расходов воздуха через МОК, является нижней границей рабочей области пневмотормоза. Верхняя граница рабочей области пневмотормоза проходит через точки характеристик с максимальным значением мощности. Таким образом, граница срывных режимов работы МОК, соответствующая пониженному расходу воздуха, не является границей рабочей области пневмотормоза. В связи с этим в рамках решаемой задачи рекомендации по формированию конечно-элементных сеток моделей потока в МОК для расчёта границ рабочей области пневматического тормоза были получены для участка характеристики от границы «запираания» до максимального значения вырабатываемой МОК мощности. Выбор этого участка обусловлен тем, что он позволяет включить в рабочую область пневмотормоза максимальный диапазон потребляемой компрессором мощности. В связи с этим часть характеристики от максимального значения мощности до границы срывных режимов может быть не использована при построении рабочей области пневмотормоза. Обеспечение работы компрессора в части характеристики от максимального значения мощности до границы срывных режимов предлагается обеспечить за счёт использования в качестве выходного устройства регулируемого сопла с центральным телом и регулируемого входного направляющего аппарата.

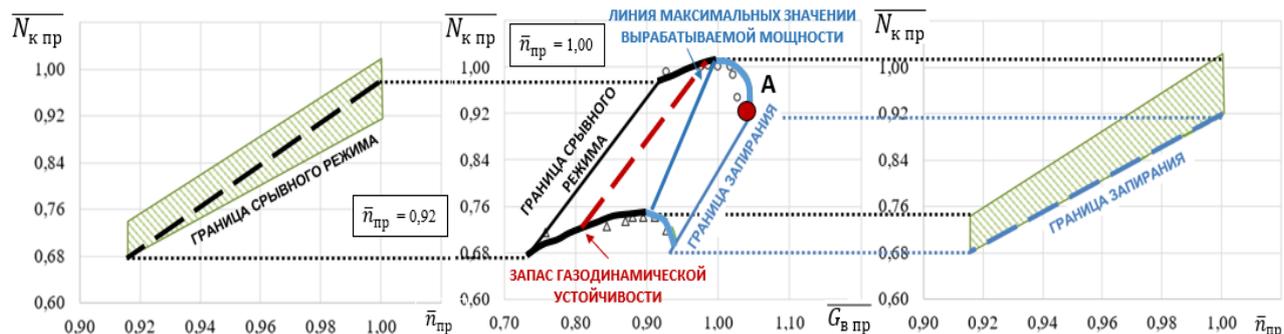
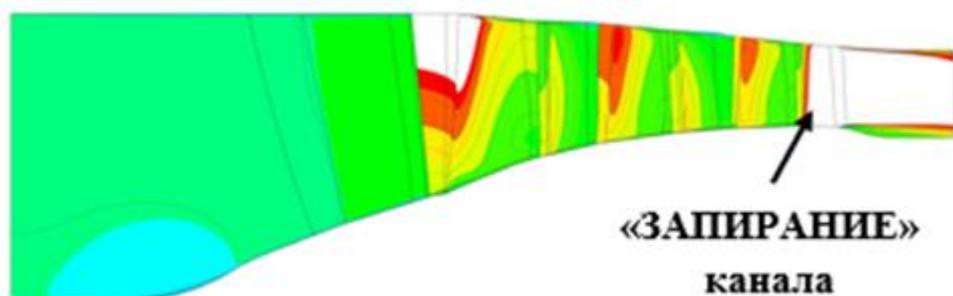
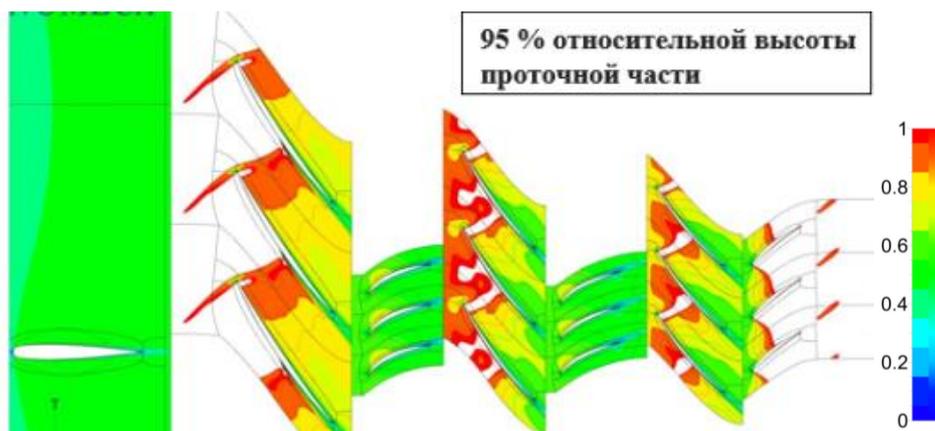


Рисунок 7 – Расположение границ работы МОК в рабочей области пневмотормоза

Из анализа картины течения потока в проточной части МОК на границе «запираания» (рисунок 8), полученной с помощью созданной численной модели, очевидно, что «запираание» происходит в самом узком сечении проточной части МОК – горле направляющего аппарата третьей ступени. Также можно отметить характерную для компрессора низкого давления картину: на периферии первого, второго и третьего рабочих колёс также происходит частичное «запираание» канала. Это связано с высокими окружными скоростями в этих зонах и относительно низкими температурами потока на входе в компрессор.



Меридиональное сечение



Цилиндрическое сечение

Рисунок 8 – Рассчитанные поля чисел Маха в относительной системе координат, полученные с помощью численной модели базового МОК в точке А (рисунок 7)

С целью сокращения времени расчёта проведено исследование влияния снижения числа конечных элементов модели на адекватность результатов расчёта, в том числе моделирование рабочего процесса вблизи границы «запирания». Установлено, что снижение числа конечных элементов для данного МОК ниже 4,6 млн. элементов до 3,4 млн. элементов, позволило адекватно смоделировать область «запирания» в горле последнего направляющего аппарата МОК. Однако, запирание в рабочих колесах компрессора, вызванное запиранием первого рабочего колеса на периферии и распространяющееся на последующие рабочие колёса, моделируется некорректно (рисунок 9). Об этом свидетельствуют эпюры чисел Маха, построенные в области горла третьего рабочего колеса: интегральные значения чисел Маха в области периферийного сечения для сеток, насчитывающих 13,3 млн. и 4,6 млн. элементов, существенно больше, чем для сетки, насчитывающей 3,4 млн. элементов (рисунок 10). Таким образом, были определены следующие относительные параметры облегчённой сеточной модели (4,6 млн. элементов), позволяющей адекватно моделировать скачки уплотнения в рабочих колесах, возникающие на границе «запирания» компрессора низкого давления: количество элементов для одного лопаточного венца в одном слое расчётной сетки $\cong 10\ 500$, $u^+ \cong 1$, $ER \cong 1,35$, $MR \cong 2000$.

С помощью облегчённой сеточной модели были рассчитаны характеристики базового компрессора (рисунок 11), аналогичные представленным на рисунке 6.

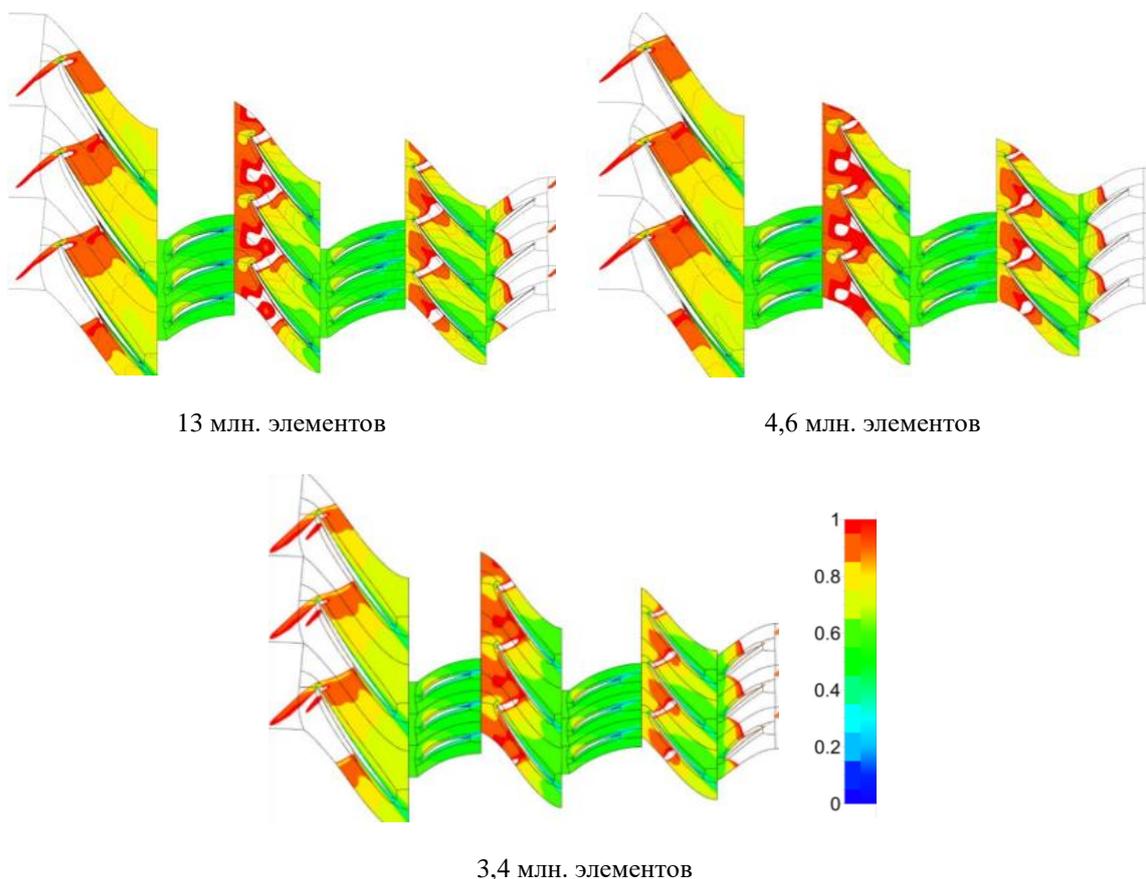


Рисунок 9 – Рассчитанные поля чисел Маха в относительной системе координат, полученные с помощью численных моделей базового МОК в точке А (рисунок 7)

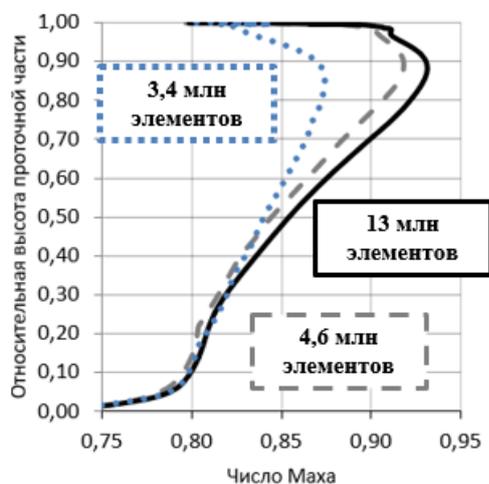


Рисунок 10 – Эпюра чисел Маха по высоте проточной части в горле рабочего колеса третьей ступени в точке А (рисунок 7)

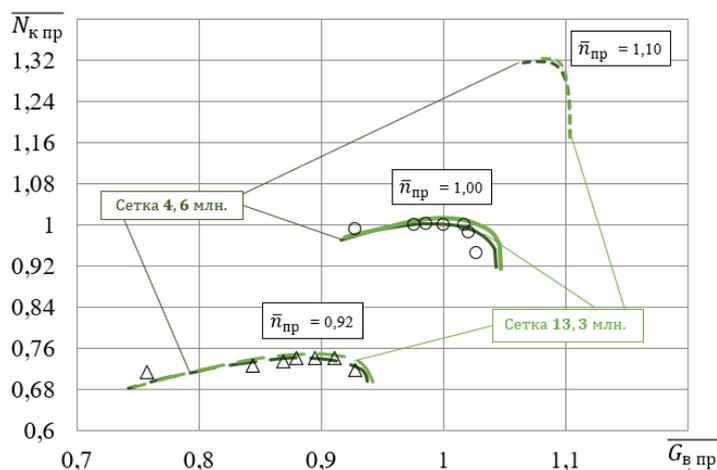


Рисунок 11 – Сравнение расчётной и экспериментальной мощностных характеристик базового МОК

Из анализа рисунка 11 следует, что результаты расчёта с помощью облегчённой конечно-элементной модели удовлетворительно совпадают с результатами, полученными с помощью сеточной модели с 13,3 млн. элементов. Расхождение между ними не превышает 1,8%,

что заметно меньше экспериментальной погрешности определения как мощности, так и крутящего момента.

Количество времени, затраченное процессором компьютера на обработку задачи по расчёту одной точки характеристики, составило порядка четырёх часов. В среднем одна кривая характеристики содержала десять точек, и её расчёт занимал около 28 часов или 1,2 суток. Таким образом, облегчённая модель позволила проводить расчёты более чем в два раза быстрее, чем модель с количеством элементов 13,3 млн. В связи с этим было решено использовать облегчённую сеточную модель для проведения исследований вариантов модификации МОК с целью их применения в качестве пневмотормозов.

4 Способ построения рабочей области пневмотормоза с помощью численной модели

На основании расчётной мощностной характеристики, представленной на рисунке 11, была построена область рабочих режимов базового МОК как пневмотормоза, приведённая на рисунке 12. Здесь же даны нижние границы рабочих областей, определённые экспериментальным путём. Они лежат выше расчётных границ не более чем на 3,2%. Это связано с тем, что в некоторых случаях граница «запирания» может быть не определена в процессе эксперимента, так как режим «запирания» является устойчивым режимом работы компрессора, а определение границы связано с существенными финансовыми и временными затратами. В связи с этим при построении рабочей области пневмотормоза во избежание возможного попадания в зону некорректного моделирования работы компрессора при необходимости следует корректировать нижнюю и верхнюю границы пневмотормоза, полученные расчётным путём (рисунок 12): нижнюю границу в соответствии с экспериментальными данными, верхнюю – в соответствии с требуемыми величинами запаса газодинамической устойчивости компрессора.

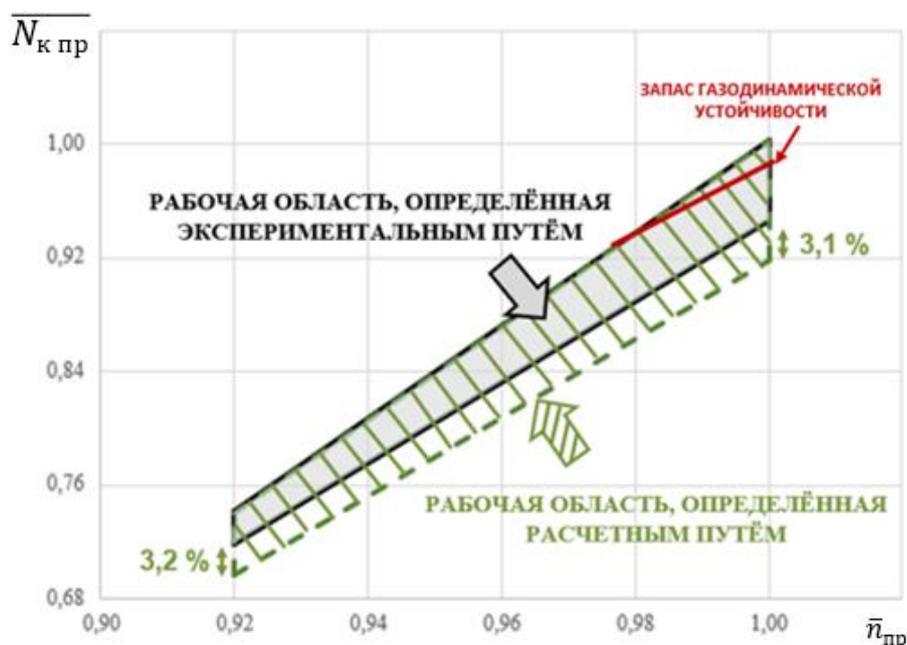


Рисунок 12 - Рабочая область пневмотормоза по параметрам $\overline{N}_{к пр}$ и $\overline{n}_{пр}$

Заключение

На основе проведенных исследований были получены рекомендации по формированию конечно-элементных сеток численных моделей потока многоступенчатых осевых компрессоров для расчёта с их помощью границ рабочей области пневмотормозов:

1. Значение безразмерного параметра y^+ следует принимать приблизительно равным 1;
2. Количество элементов для одного лопаточного венца в одном слое расчётной сетки выдерживать на уровне 10 500 элементов;
3. Максимальное значение коэффициента роста ячеек ER устанавливать на уровне 1,35;
4. Максимальную относительную высоту ячеек канала MR выдерживать приблизительно равной 2000;
5. При необходимости, во избежание возможного попадания в зону некорректного моделирования работы компрессора, следует корректировать нижнюю и верхнюю границы пневмотормоза, полученные расчётным путём.

Применение этих рекомендаций позволяет сократить время расчёта более чем в два раза и при этом обеспечить адекватность получаемых расчётных результатов экспериментальным данным.

Благодарности

Результаты исследования были получены при финансовой поддержке Российской Федерацией 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. ПАО «ОДК-Кузнецов» [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.uecrus.com/about/structure/pao-odk-kuznetsov/> (дата обращения: 01.10.24).
2. МИ2083–90. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. – Москва : Стандартинформ, 1991. – 11 с.
3. Попов, Г. М. Методы формирования численных моделей рабочего процесса осевых неохлаждаемых авиационных турбин: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 / Попов Григорий Михайлович. – Самара, Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т), 2017.
4. Patankar, S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow / S. V. Patankar // Hemisphere Publishing Corporation. – 1980. – 197 p.
5. Патент № 2013617453 Российская федерация, МПК G01M15/14. Программное средство создания и модификации компьютерных моделей лопаток турбомашин Profiler.: № 2013614900: заявлено 17.06.2013, опубликовано 14.08.2013 / Шаблий Л. С.
6. Шаблий, Л. С. Автоматизация построения моделей лопаточных венцов для CAE расчётов в программе Profiler / Л. С. Шаблий, И. Б. Дмитриева, Г. М. Попов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 5(36). – Ч.1. – С. 208-214.

Development of recommendations for forming numerical models of the working process of axial compressors to calculate, using them, the operational boundaries of a pneumatic brake

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; prok@ssau.ru

Yu. D. Novikova | Senior Lecturer of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; novikova@ssau.ru

V. N. Matveev | Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V. P. Lukachev; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; matveev.vn@ssau.ru

To determine the operational boundaries of pneumatic brakes based on multistage axial compressors, recommendations have been developed for selecting the configuration and parameter values of the finite element flow mesh in these devices. The proposed recommendations allow for a reduction in the number of mesh elements in models of the compressor's inter-blade channels without decreasing the accuracy of determining the operational boundaries of pneumatic brakes. Testing of the developed recommendations has shown that their application enables more than a twofold reduction in the time required for the gas-dynamic design of pneumatic brakes.

Keywords: multistage axial compressor; numerical simulation; gas-dynamic stability margin of the compressor; turbulence model; "choke" boundary; pneumatic braking device

Citation: Prokof'ev, A. B., Novikova, Yu. D. and Matveev, V. N. (2024), "Development of recommendations for forming numerical models of the working process of axial compressors to calculate, using them, the operational boundaries of a pneumatic brake", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 109-121. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-109-121. (In Russian; abstract in English).

References

1. PJSC UEC-Kuznetsov [Electronic resource]. – URL: <https://www.uecrus.com/about/structure/pao-odk-kuznetsov/> (date of access: 01.10.24).
2. Standartinform (1991), MI2083–90. *Measurements are indirect. Determination of measurement results and estimation of their errors*, Moscow. (In Russian)
3. Popov, G. M. (2017), "Methods for generating numerical models of the working process of axial uncooled aircraft turbines", Ph. D. Thesis, Samara, Russia. (In Russian)
4. Patankar, S. V. (1980), *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 197 p.
5. Shabliy, L. S. Samara National Research University named after Academician S. P. Korolev (2013), *Programmnoe sredstvo sozdaniya i modifikacii komp'yuternyh modelej lopatok turbomashin Profiler* [Profiler software tool for creating and modifying computer models of turbomachinery blades], Russia, Pat. 2013617453. (In Russian)
6. Shabliy, L. S., Dmitrieva, I. B. and Popov, G. M. (2012), "Avtomatizaciya postroeniya modeley lopatochnyh vencov dlya CAE raschyotov v programme Profiler" [Automatization of creation vane models for CAE with Profiler], *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Korolyova (nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta)*. – № 5(36). – pp. 208-214.



Снижение колебаний давления в магистралях нагнетания винтовых компрессоров

- | | |
|------------------------|--|
| Г. О. Белов | кандидат технических наук, доцент;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева, г. Самара;
belov.go@ssau.ru |
| А. Н. Видяскина | аспирант;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева, г. Самара;
vidyaskina.an@ssau.ru |
| А. Н. Крючков | доктор технических наук, профессор;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева, г. Самара;
kryuchkov.an@ssau.ru |
| К. С. Тазиев | студент;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева, г. Самара;
tazievk0403@gmail.com |

В статье показана актуальность проблемы снижения интенсивности колебаний в линиях нагнетания винтовых компрессоров. Представлена разработанная методика расчёта колебаний подачи компрессора, основанная на его реальной геометрии винтовых роторов и окна нагнетания. Предложены схемы автономного и встроенного глушителей колебаний газа на выходе компрессора, устанавливаемые в выходной трубопровод и в корпус нагнетания компрессора. В статье выполнен расчёт эффективности глушителей пульсаций потока и показана их высокая эффективность в диапазоне частот до 2 кГц.

Ключевые слова: винтовые компрессоры; присоединительная трубопроводная система; линия нагнетания; колебания давления газа; вибрации трубопроводов; электроакустические аналогии; импедансный метод; глушители шума

Цитирование: Белов, Г. О. Снижение колебаний давления в магистралях нагнетания винтовых компрессоров / Г. О. Белов, А. Н. Видяскина, А. Н. Крючков, К. С. Тазиев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №4. – С. 122-134. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-122-134

Введение

Винтовые компрессоры нашли достаточно широкое распространение в современной технике, но особенности его работы, в частности значительная неравномерность подачи рабочего газа, приводит к пульсациям давления в линии нагнетания. Данное негативное явление приводит, в свою очередь, к механическим вибрациям присоединенных трубопроводов и

других элементов механизмов машин, а также к повышению внешнего акустического шума вплоть до превышения норм по обоим показателям. В свою очередь, внешний акустический шум и уровень вибрации являются совокупными показателями качества качающего узла и, там, где это возможно, целесообразно снижать неравномерность подачи непосредственно в источнике. Такой подход не всегда возможен, ввиду того что винтовой компрессор не всегда используется на проектной степени сжатия, причем отрицательно сказывается на виброактивности агрегата как недожатие, так и пережатие газа в рабочей камере компрессора. С учетом этой особенности винтового компрессора перспективным направлением снижения уровня внешнего акустического шума и вибрации является разработка мероприятий по снижению виброакустических нагрузок на элементы напорной магистрали. Эта задача решается за счет снижения пульсаций давления и расхода в присоединенных к насосу напорных трубопроводах.

Возможны следующие основные варианты снижения пульсационной напряженности в напорных линиях компрессорных установок:

1) Конструктивная доработка окна нагнетания компрессора или другие мероприятия по доработке конструкции компрессора как источника колебаний [3]. Указанный метод снижения колебаний достаточно дорогостоящий и требует значительных изменений конструкции компрессора.

2) Установка в напорную магистраль специальных устройств, поглощающих или отражающих поток колебательной энергии обратно к источнику или преобразующих эту энергию в тепло. Данные устройства известны как глушители колебаний.

Глушители классифицируются по принципу действия на реактивные, диссипативные и комбинированные. Реактивные глушители подразделяются на камерные, резонансные и комбинированные.

В реактивных глушителях (рисунок 1, а) снижение пульсаций давления в трубопроводе за глушителем достигается, главным образом, за счёт отражения энергии набегающих на него волн, а в диссипативных (рисунок 1, б) – за счёт потерь акустической энергии на трение в гидравлических дросселях и звукопоглощающих материалах, расположенных на пути распространения звука [10].

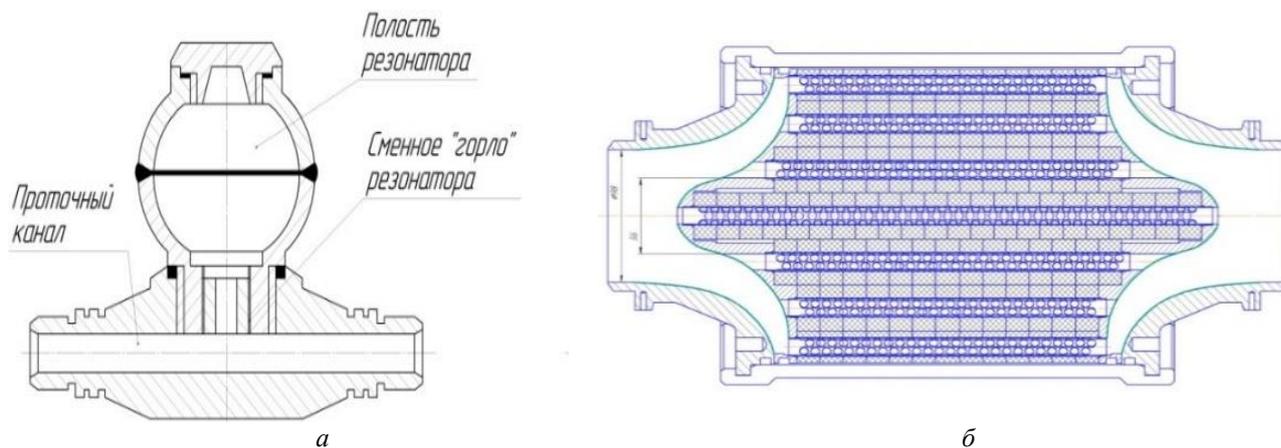


Рисунок 1 – Схемы глушителей:
 а – глушитель резонансного типа, б – глушитель диссипативного типа

Серьёзной проблемой глушителей данного типа являются значительные габаритные размеры.

1 Методика расчёта пульсаций потока газа винтового компрессора

Рабочая камера винтового компрессора имеет сложную объёмную форму, ограниченную корпусом и криволинейными роторами [4] (рисунок 2). Для расчёта функции времени изменения её объёма винтовые роторы были представлены в виде конечного числа плоских роторов, сдвинутых друг относительно друга [1]. Функция изменения объёма парной полости плоских роторов вычислялась и суммировалась по всем слоям. Аналогичным образом получена зависимость площади контакта парной полости с линией нагнетания от угла поворота ведущего винта [2].

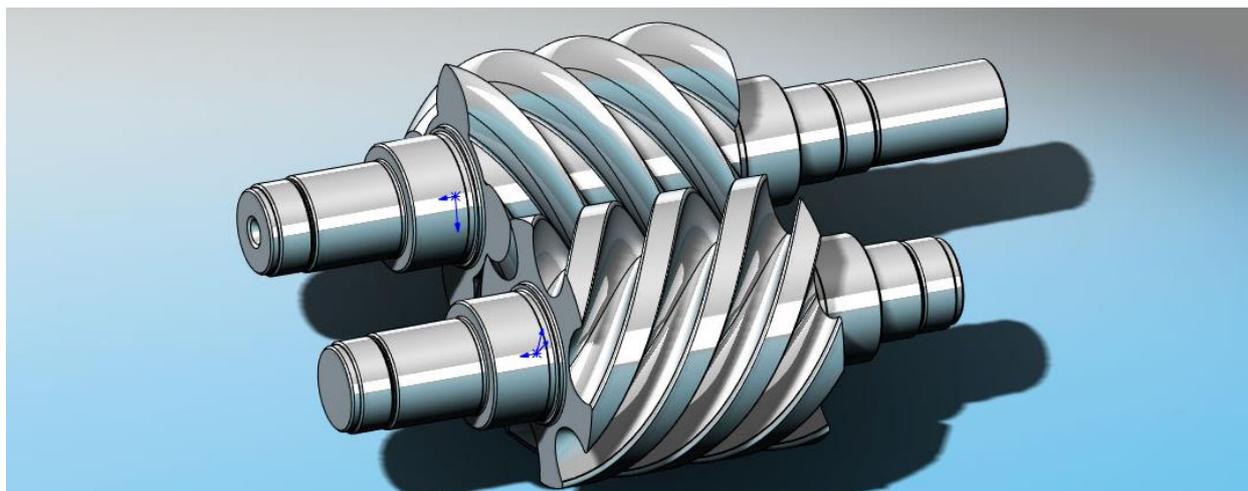


Рисунок 2 – Роторы винтового компрессора

Структурная схема математической модели винтового компрессора представлена на рисунке 3 [11].

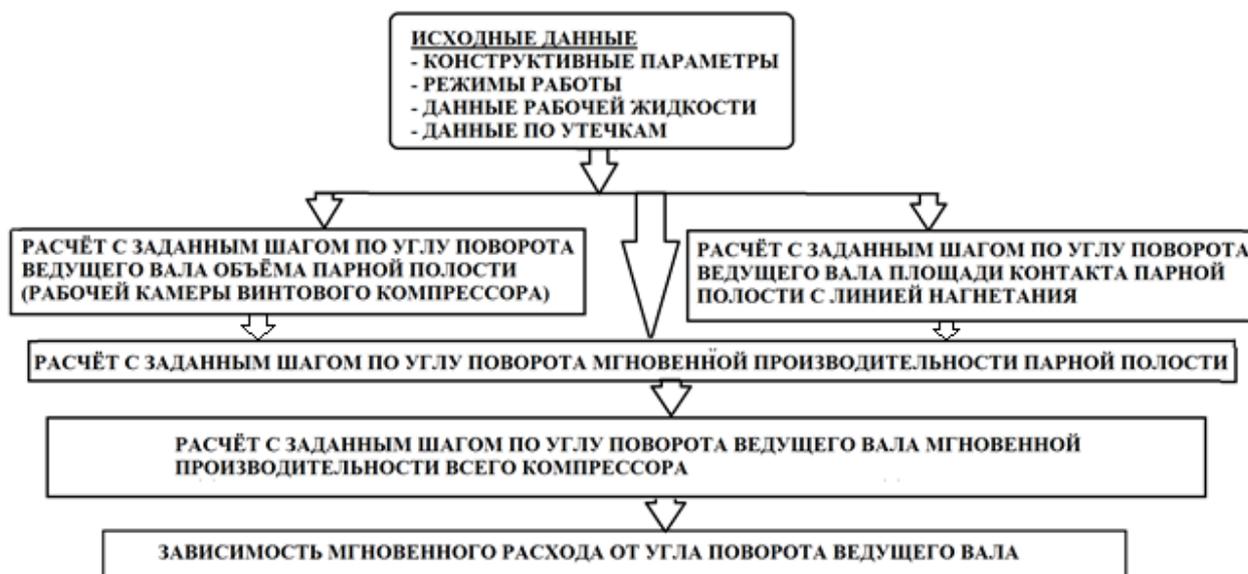


Рисунок 3 – Структурная схема математической модели винтового компрессора

Расчёт потока газа каждой рабочей камеры начинается с момента её открытия – соединения с полостью нагнетания. В этот момент известны значения температуры, давления

плотности и массы газомасляной смеси в рабочей камере. Расход рабочей среды определяется по следующей зависимости [11]:

$$G_i = \begin{cases} \sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot S_{Hi} \frac{p_i}{\sqrt{T_i}}, & \text{если } \left\{ p_i > p_H; \frac{p_H}{p_i} < \xi_{KP} \right\}; \\ S_{Hi} \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_i \rho_i \left(\left(\frac{p_H}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_H}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_i > p_H; \frac{p_H}{p_i} > \xi_{KP} \right\}; \\ -S_{Hi} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_H \rho_H \left(\left(\frac{p_i}{p_H} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p_H} \right)^{\frac{2}{k}} \right)}, & \text{если } \left\{ p_H > p_i; \frac{p_i}{p_H} > \xi_{KP} \right\}; \\ -\sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot S_{Hi} \frac{p_H}{\sqrt{T_H}}, & \text{если } \left\{ p_H > p_i; \frac{p_i}{p_H} < \xi_{KP} \right\}, \end{cases} \quad (1)$$

где p_H, ρ_H, T_H – соответственно давление, плотность и температура в полости нагнетания; ξ_{KP} – критический перепад давления; k – показатель политропы процесса; R – постоянная газомасляной смеси; S_H – площадь контакта парной полости с линией нагнетания.

Таким образом, для расчёта функции расхода необходим первоначальный расчёт функции объёма рабочей камеры (парной полости) и функции площади контакта рабочей камеры с линией нагнетания (рисунок 3).

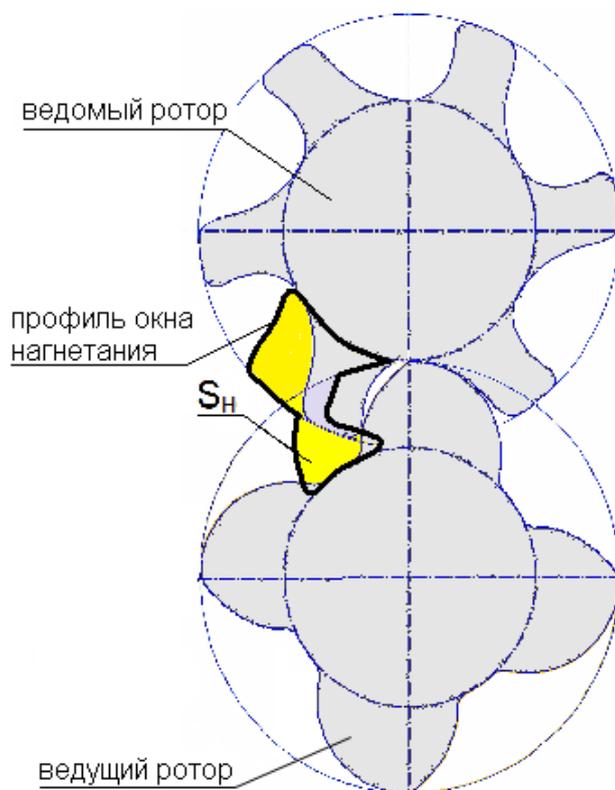


Рисунок 4 – Положение винтов компрессора относительно окна нагнетания

Для любого момента времени, кроме момента открытия рабочей камеры, масса, давление, плотность и температура газомасляной смеси в парной полости определялись по формулам [11]:

$$m_i = m_{i-1} - G_{i-1} \cdot \Delta t , \tag{2}$$

$$p_i = p_{i-1} \left(\frac{\rho_i}{\rho_{i-1}} \right)^k , \tag{3}$$

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i} , \tag{4}$$

$$T_i = T_{i-1} \left(\frac{p_{i-1}}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} , \tag{5}$$

где Δt – итерация (шаг) по времени.

Далее подачи из отдельных рабочих камер суммируются, получая тем самым мгновенную подачу винтового компрессора (рисунок 4), которая и определяет в первую очередь его динамическую нагруженность.

Рассмотрим пример выбора параметров глушителя по предлагаемой методике для компрессора с геометрией винтов и окна нагнетания, показанных на рисунке 4, имеющего на выходе пульсации подачи газа, показанные на рисунке 5. Установлены три основных гармонических составляющих колебаний давления на выходе компрессора – 300, 600 и 900 Гц. Объём парной полости составляет 0,0015 м. куб.

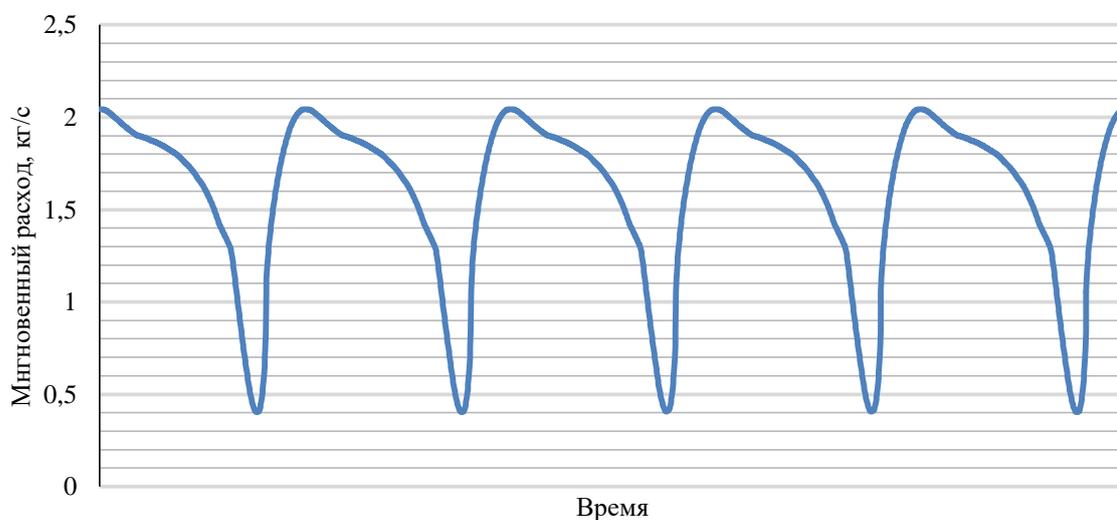


Рисунок 5 – Пульсации потока газа в линии нагнетания

2 Методика расчёта основных конструктивных параметров глушителя пульсаций потока газа

Поскольку пульсации подачи компрессора представляют собой высокочастотный периодический процесс, кратный частоте зацепления зуба ведущего вала, равной произведению числа зубьев z на частоту вращения (в секунду) : $f_z = z \cdot n / 60$, Гц , т.е. ряд, состоящий из гармоник $f_z, 2f_z, 3f_z \dots$, причём, согласно [1, 2, 3] , значительно быстро затухающих с ростом номера гармоники, поэтому на практике рассматривают, как правило, не более трёх частот ряда. Таким образом, характерный частотный диапазон подавляемых частот пульсаций пото-

ка винтовых компрессоров не превышает 2...2,4 кГц. В трубопроводной магистрали распространяются плоские волны, удовлетворяющие условию $D_{тр}$ менее полуволны колебаний давления [5, 6, 8].

Для подавления таких колебательных процессов вполне могут быть использованы камерные реактивные глушители шума, способные к подавлению на выходе трёх составляющих пульсаций потока компрессора.

Как правило, камерные глушители состоят из нескольких камер, соединённых между собой соединительными трубами. Расчётная схема такого глушителя состоит из нескольких основных участков (рисунок 6).

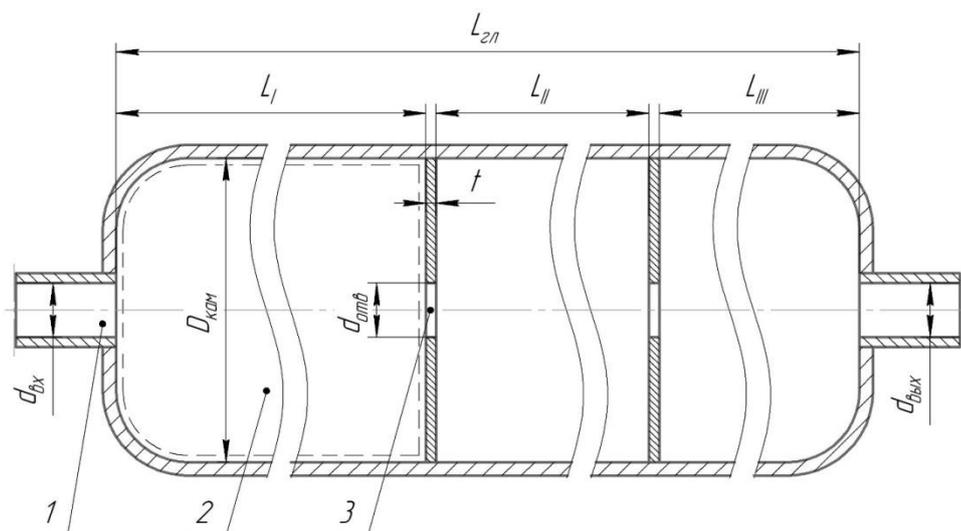


Рисунок 6 – Конструктивная схема трёхкамерного глушителя

$D_{кам}$ – диаметр и длины камер глушителя; $d_{отв}$ – диаметр межкамерных перегородок;
 1 – входная труба; 2 – кольцевой расширенный входной патрубок; 3 – однородная труба;
 4 – кольцевой расширенный выходной патрубок; 5 – выходная труба

Данный глушитель состоит из трёх камер, длины которых определяются как четверти длин волн для основных частот спектра пульсаций расхода 300, 600 и 900 Гц. Причём для согласования работы глушителя и компрессора необходимо, чтобы объём глушителя составлял $(3...5) \cdot V_0 = (3...5) \cdot 0,0015 = 0,0045...0,0075$, где V_0 – объём парной полости винтов компрессора. Камеры глушителя соединены центральными отверстиями с диаметрами выходной магистральной трубы. Указанный объём обеспечивается выбором диаметров камер глушителя.

Расчёт колебаний давления и расхода в рассматриваемой системе основан на методах электроакустических аналогий, четырёхполюсников и импедансном методе [7, 9]. Согласно данному подходу, участок электропневматической цепи рассматривается как четырёхполюсник, уравнения связи между динамическими составляющими давления и объёмного расхода в начале и в конце участка можно представить матрицей передачи:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ q_1 \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} p_2 \\ q_2 \end{bmatrix}; \tag{6}$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ch(\Gamma l) & Z_с sh(\Gamma l) \\ \frac{1}{Z_с} sh(\Gamma l) & ch(\Gamma l) \end{bmatrix}, \tag{7}$$

где p_1, p_2 – динамические составляющие давления в начале и в конце участка; q_1, q_2 – динамические составляющие объёмного расхода в начале и в конце участка; $Z_в$ – волновое сопротивление; Γ – постоянная распространения волнового процесса; l – длина трубопровод

Зависимости для расчёта волнового сопротивления $Z_в$ и постоянной распространения волнового процесса Γ определяются геометрией участка, режимом и схематизацией движения рабочей среды.

Постоянную распространения волнового процесса можно представить в виде:

$$\Gamma = \alpha + j \cdot \beta, \tag{8}$$

$$\alpha = \left(\frac{k-1}{\sqrt{Pr}} + 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot \mu_0 \cdot \omega}{k \cdot S \cdot P_{cp}}}, \tag{9}$$

$$\beta = \frac{\omega}{c}, \tag{10}$$

где α – затухание на единицу длины; β – фазовый сдвиг на единицу длины; k – показатель адиабаты; P_{cp} – среднее давление, ω – угловая частота сигнала, Pr – число Прандтля

Глушитель может быть установлен в напорную магистраль через присоединительный трубопровод (рисунок 7) или, если позволяет конструкция корпуса нагнетания, внутри компрессора – в выходном его патрубке (рисунок 8). В связи с особенностями расположения глушителя (внешнее или встроенное) изменяются расчётные схемы напорной трубопроводной цепи, представленные на рисунках.

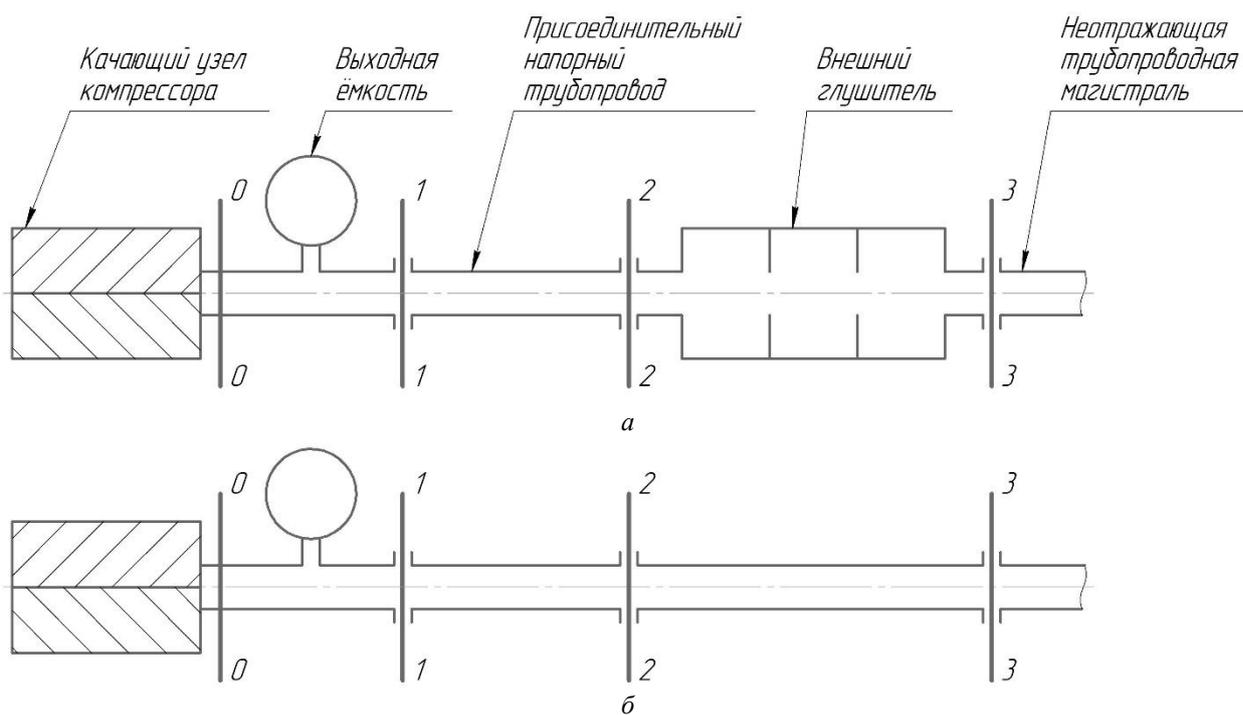


Рисунок 7 – Схема расчётных сечений линии нагнетания в компоновке с внешним глушителем (а) и в компоновке с трубопроводной неотражающей магистралью (б):

(0-0, 1-1, ..., 3-3 – расчётные сечения трубопроводной цепи, в которых рассчитывались колебания давления и расхода компримируемого газа)

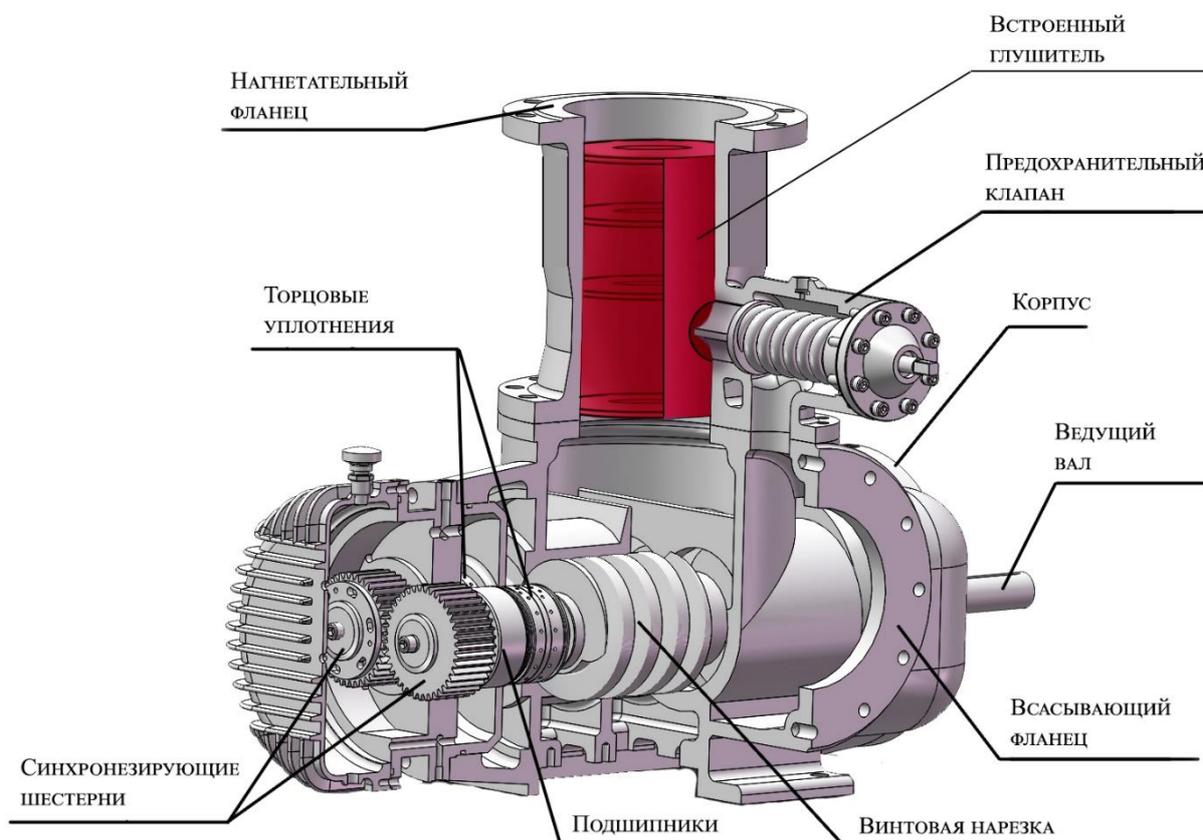


Рисунок 8 – Расположение встроенного глушителя шума в выходном патрубке винтового компрессора

Расчётная электроакустическая модель напорной магистрали с внешним (выносным) глушителем показана на рисунке 9. Из рисунка видно, что компрессор задан в виде эквивалентного источника расхода по трём основным гармоникам колебаний. Модель содержит все элементы, обозначенные на рисунке выше, в т.ч. длинную неотражающую выходную магистраль.

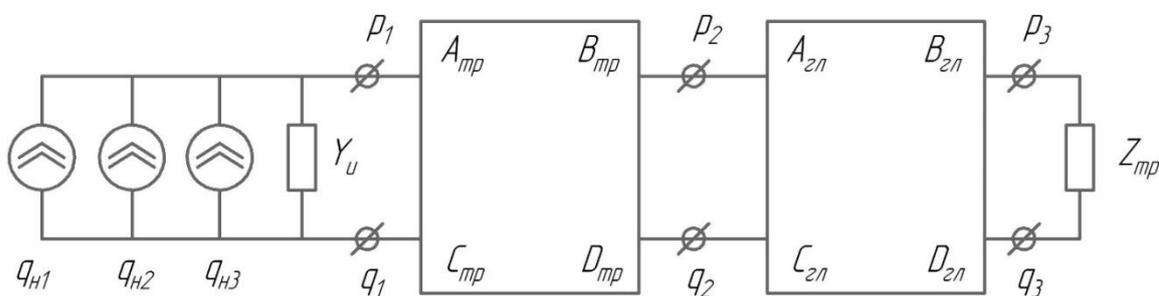


Рисунок 9 – Расчётная модель пневматической цепи напорной системы с внешним глушителем шума:
 Q_{Hi} – динамический расход выхода глушителя по i -ой зубцовой гармонике, Y_u – проводимость выходной полости компрессора, A_{mp} , B_{mp} , C_{mp} , D_{mp} – коэффициенты матрицы передачи соединительной трубы компрессора, A_{2n} , B_{2n} , C_{2n} , D_{2n} – коэффициенты матрицы передачи глушителя, Z_{mp} – волновое сопротивление трубопроводной системы.

Эффективность работы глушителя оценивалась двумя методами:

- по величине половины коэффициента собственного затухания глушителя $K_c/2$ в децибелах:

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{K_c}{2} \right). \quad (11)$$

- по отношению амплитуд колебаний давления на соответствующих гармониках в сечении 3-3 (см. рисунок 11).

Эффективность разработанного глушителя показана на рисунке 10, из которого видно, что на основных гармониках спектра пульсаций (300 Гц, 600 Гц и 900 Гц) устройство имеет достаточно высокую эффективность (15 дБ, 20 дБ и 22 дБ).

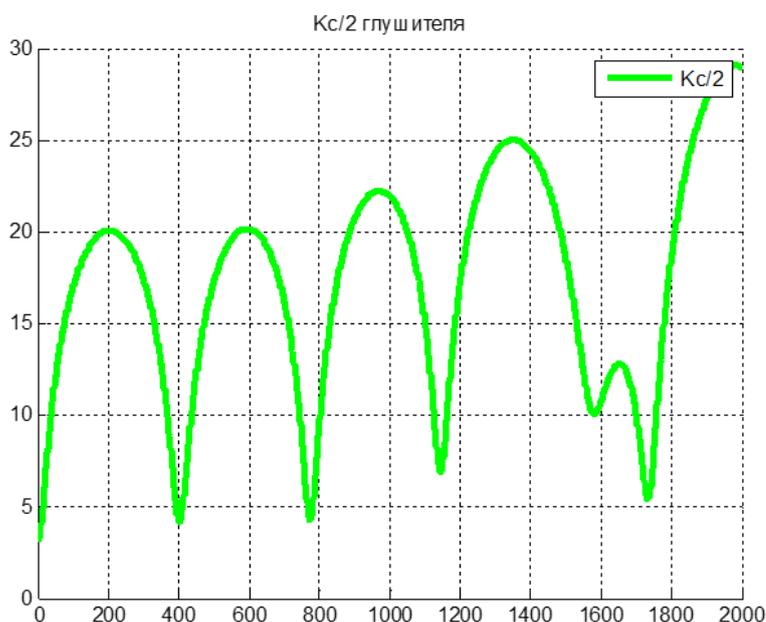


Рисунок 10 – Частотная зависимость половины коэффициента собственного затухания глушителя

Наибольший практический интерес представляет встроенный в корпус компрессора глушитель, показанный на рисунке 8.

Такое расположение глушителя позволяет максимально приблизить его к источнику колебаний и тем самым увеличить его эффективность. Из анализа рисунка 11 видно, что как внешний, так и встроенный глушители обеспечили достаточную эффективность снижения амплитуд колебаний давления на выходе. Так, снижение амплитуд по 1-й зубцовой гармонике (300 Гц) составило 5,1 для внешнего расположения глушителя и 8,7 раз – для встроенной конструкции, для 2-й зубцовой гармонике (600 Гц) 3,4 и 14 соответственно. По 3-й зубцовой гармонике (900 Гц) 17 и 19 соответственно. Из этих данных можно сделать вывод о большей эффективности встроенного глушителя. Заметим, однако, что такое расположение глушителя возможно только в случае наличия достаточного места в корпусе нагнетания и выходного патрубка.

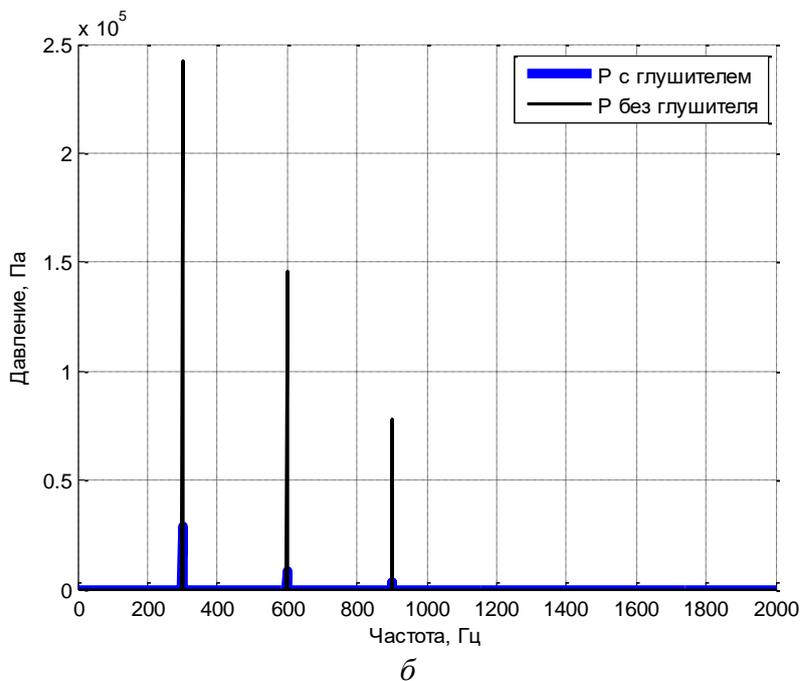
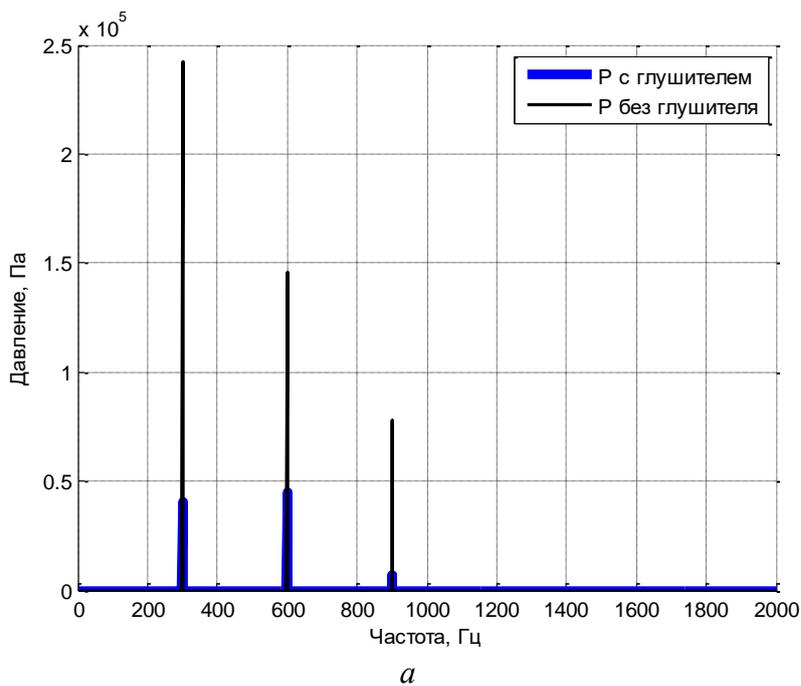


Рисунок 11 – Спектральные характеристики колебаний давления на выходе внешнего (а) и встроенного глушителей (б) в сравнении с штатной трубопроводной системой на выходе компрессора

Заключение

В работе с помощью методов электроакустических аналогий разработаны модели и расчётные схемы глушителей пульсаций потока газа в линии нагнетания винтового компрессора. Расчёты выполнены как для внешнего расположения глушителей в напорной трубопроводной системе, так и для встроенного в корпус компрессора. Данные расчёты могут быть применены как при создании новых агрегатов, так и для уже работающих на промышленных объектах.

В статье приведены теоретические эффективности предложенных глушителей, которые впоследствии могут быть также исследованы экспериментально на разных режимах работы для различных моделей винтовых компрессоров.

Благодарности

Описанные в настоящей статье научно-исследовательские результаты получены в рамках выполнения государственного задания 15в-Р211-201.

Список использованных источников

1. Mironova, T. DYNAMICAL TUNING OF HELICAL SCREW COMPRESSOR / T. Mironova, A. Kryuchkov, G. Belov // 48th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering. 48, Noise Control for a Better Environment. – 2019.
2. Белов, Г. О. Методика расчета насосов и компрессоров объемного типа, обеспечивающая снижение их динамической нагруженности // *Технология колесных и гусеничных машин*. – 2015. – №2 (18). – С. 51-56.
3. Белов, Г. О. Улучшение динамики винтового компрессора / Г. О. Белов, А. Н. Крючков // *Судостроение*. – 2012. – № 5 (804). – С. 43-46.
4. Хисамеев, И. Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов. – Казань: Фэн, 2000. – 638 с.
5. Старобинский, Р. Н. Теория и синтез глушителей шума для систем впуска и выпуска газов двигателей внутреннего сгорания: специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели»: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Старобинский Рудольф Натанович; Тольяттинский политехнический институт. – Тольятти, 1982. – 333 с.
6. *Noise and vibration control engineering: principles and applications* / edited by István L. Vér and Leo L. Beranek. – 2nd ed. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 2006. – 966 p.
7. Гликман, Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. – Москва : Наука, 1986. – 368 с.
8. Лепендин, Л. Ф. *Акустика* / Л. Ф. Лепендин – Москва : Высшая школа, 1978. – 448 с.
9. Шорин, В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В. П. Шорин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 156 с.
10. Крючков, А. Н. Разработка гасителя пульсаций давления для гидросистем энергоустановок / А. Н. Крючков, М. А. Ермилов, Е. Н. Ермилова, И. В. Балахонов, А. Н. Видяскина // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*. – 2019. – №2 (18). – С. 146-155.
11. Белов, Г. О. Разработка методик расчёта насосов и компрессоров объёмного типа, обеспечивающих снижение их динамической нагруженности: специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Белов Глеб Олегович; Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва национальный исследовательский университет. – Самара, 2012. – 16 с.

Reduction of pressure fluctuations in the discharge lines of screw compressors

G. O. Belov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; belov.go@ssau.ru
A. N. Vidyaskina	Postgraduate student; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; vidyaskina.an@ssau.ru
A. N. Kryuchkov	Doctor of Science (Engineering), Professor; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kryuchkov.an@ssau.ru
K. S. Taziev	Student; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; tazievk0403@gmail.com

The article highlights the relevance of reducing the intensity of oscillations in the discharge lines of screw compressors. A calculation methodology for compressor flow oscillations is presented, based on the actual geometry of the screw rotors and the discharge port. Schemes for autonomous and integrated gas oscillation silencers are proposed, designed for installation in the compressor discharge pipeline and housing. The study includes an efficiency analysis of the flow pulsation silencers, demonstrating their high effectiveness within the frequency range up to 2 kHz.

Keywords: screw compressors; connected pipeline system; discharge line; gas pressure oscillations; pipeline vibrations; electroacoustic analogies; impedance method; noise silencers

Citation: Belov, G. O., Vidyaskina, A. N., Kryuchkov, A. N. and Taziev, K. S. (2024), "Reduction of pressure fluctuations in the discharge lines of screw compressors", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 4, pp. 122-134. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-122-134. (In Russian; abstract in English).

References

1. Mironova, T., Kryuchkov, A. and Belov, G. (2019), "Dynamical tuning of helical screw compressor", In the proceedings: *INTER-NOISE 2019 MADRID - 48th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, 48, *Noise Control for a Better Environment*.
2. Belov, G. O. (2015), "Methods of performance calculation of pumps and volumetric compressors providing reduction of their dynamic loading", *Technology of Wheeled and Tracked Vehicles*, no. 2, pp. 51-56.
3. Belov, G. O. and Kryuchkov, A. N. (2012), "Improvement of the dynamics of a screw compressor", *Shipbuilding*, no. 5 (804), pp. 43-46.
4. Khisameev, I. G. and Maksimov, V. A. (2000), *Dvukhrotornye vintovye i pryamozubye kompressory: teoriya, raschet i proektirovanie* [Twin-Rotor Screw and Spur Gear Compressors: Theory, Calculation, and Design], FEN, Kazan, Russia.
5. Starbinskiy, R. N. (1982), "Theory and synthesis of noise silencers for intake and exhaust systems of internal Combustion Engines", D. Sc. Thesis, Thermal Engines, Togliatti Polytechnic Institute, Togliatti, Russia.
6. *Noise and vibration control engineering: principles and applications* (2006), edited by István L. Vér and Leo L. Beranek. 2nd ed. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, Physical description, 966 p.

7. Glikman, B. F. (1986), *Matematicheskie modeli pnevmogidravlicheskih sistem* [Mathematical Models of Pneumohydraulic Systems], Nauka, Moscow, Russia.
8. Lependin, L. F. (1978), *Akustika* [Acoustics], Vysshaya shkola, Moscow, Russia.
9. Shorin, V. P. (1980), *Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh* [Elimination of Vibrations in Aircraft Pipelines], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
10. Kryuchkov, A. N., Ermilov, M. A., Ermilova, E. N., Balakhonov, I. V. and Vidyaskina, A. N. (2019), "Development of a pulsation dampener for hydraulic systems of power plants", *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 2, pp. 146–155.
11. Belov, G. O. (2012), "Development of Calculation Methods for Positive Displacement Pumps and Compressors to Reduce Their Dynamic Loading", Abstract of Ph.D. dissertation, Dynamics and Strength of Machines, Instruments, and Apparatus, Samara National Research University, Samara, Russia.