

ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА

Выпуск №3, 2020

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

published by
Samara University

<http://journals.ssau.ru/index.php/dynvibro/index>

Главный редактор

Шахматов Е.В. – д.т.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Заместители главного редактора:

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

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

Хейкки Х. – профессор, руководитель лаборатории интеллектуальных машин, Технологический университет г. Лаппеенранта (г. Лаппеенранта, Финляндия).

Технический редактор

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Ответственный секретарь

Галкина Н.В. – доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ).

Российские члены редакционной коллегии:

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

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

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

Жернаков В.С. – д.т.н., профессор, Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа, РФ);

Завершинский И.П. – д.ф.-м.н., профессор, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

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

Майзель А.Б. – д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет кино и телевидения (г. Санкт-Петербург, РФ);

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

Матвеев С.Г. – к.т.н., доцент, Самарский университет (г. Самара, РФ);

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

Равикович Ю.А. – д.т.н., профессор, Московский авиационный институт (г. Москва, РФ);

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

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

Фесина М.И. – к.т.н, доцент, Тольяттинский государственный университет (г. Тольятти, РФ);

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

Иностранные члены редакционной коллегии:

Вакка А. – профессор, исследовательский центр гидравлических систем университета Пурдью (г. Вест-Лафайетт, штат Индиана, США);

Джонстон Д.Н. – профессор, университет (г. Бат, Великобритания);

Круз П. – профессор, руководитель отдела пневмогидравлических и мехатронных систем, университет (г. Линчёпинг, Швеция);

Линияма М. – профессор технологического университета (г. Тампере, Финляндия);

Рафиков М. – профессор, федеральный университет АВС (г. Сан-Паоло, Бразилия);

Стелсон К. – профессор, университет Миннесоты (США);

Стричек Я. – профессор, Вроцлавский технологический университет (г. Вроцлав, Польша);

Шайдл Р. – профессор, университет Йохана Кеплера (г. Линц, Австрия).

Editor-in-Chief

E.V. Shakhmatov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation).

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

A.B. Prokofyev – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

H. Handroos – Prof., Head of the Laboratory of Smart Machines, Lappeenranta University of Technology (Lappeenranta, Finland).

Technical Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Executive Editor:

N.V. Galkina – associate professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial board Russian members:

V.B. Balyakin – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

E.G. Berestovitsky – Doctor of Science (Eng.), Aurora Scientific and Production Association JSC chief acoustician (St. Petersburg, Russian Federation);

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

V.S. ZHernakov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation);

I.P. Zavershinsky – Doctor of Science (Phys.-Math.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.A. Igolkin – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.N. Kryuchkov – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

A.B. Meisel – Doctor of Science (Eng.), Prof. (St. Petersburg State University of Film and Television, St. Petersburg, Russian Federation);

G.M. Makaryants – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.G. Matveev – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

F.V. Parovay – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

I.U.A. Ravikovich – Doctor of Science (Eng.), Prof. (MAI, Moskva, Russian Federation);

V.Ya. Sverbilov – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation);

S.V. Falaleev – Doctor of Science (Eng.), Prof. (Samara University, Samara, Russian Federation);

M.I. Fesina – Candidate of Science (Eng.), Associate Professor (Togliatti State University, Tolyatti, Russian Federation);

A.I. Khaimovich – Doctor of Science (Eng.), Associate Professor (Samara University, Samara, Russian Federation).

Editorial office foreign members:

A.Vacca – Professor (Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA);

D.N. Johnston – Professor (University of Bath, Bath, United Kingdom);

P.Cruz – Professor, Head of the Pneumatichydraulic and Mechatronic Systems Department (Linköping University, Linköping, Sweden);

M. Liniyama – Professor (Tampere University of Technology, Tampere, Finland);

H. Myurenhof – Professor (RWTH Aachen University, Aachen, Germany);

M. Rafikov – Professor (Universidade Federal do ABC (UFABC), Sao Paulo, Brazil);

K. Stelson – Professor (University of Minnesota, Minneapolis and St. Paul, Minnesota, United States).

Ya.Strichek – Professor (The University of Wrocław (UWr), Wrocław, Poland);

R. Shaydl – Professor (Johannes Kepler University, Linz, Austria).

ЦЕЛИ И ТЕМАТИКИ ЖУРНАЛА

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

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

Тематика работ, публикуемых в нашем журнале, посвящена:

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

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

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

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

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

PURPOSES AND SCOPE

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

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

Area of interests include but is not limited to:

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КРИОГЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР НА УСИЛИЕ ГЕРМЕТИЗАЦИИ КЛАПААННЫХ УПЛОТНЕНИЙ	6
<i>Ю.И. Кондрашов, А.Л. Лопатин</i>	
СРАВНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БАЛАНСОВ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ	11
<i>А.Ю. Пулькина</i>	
СИНХРОНИЗАЦИЯ МАЯТНИКОВ (ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ)	16
<i>Р.А. Сунарчин, П.В. Петров</i>	
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ «СУХИХ» УПЛОТНЕНИЙ ПРИ НАЛИЧИИ ВИБРАЦИИ РОТОРА	26
<i>Д.К. Новиков, С.В. Фалалеев, А.В. Швецов.</i>	
СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ	33
<i>В.А. Шишков</i>	

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КРИОГЕННЫХ
ТЕМПЕРАТУР НА УСИЛИЕ ГЕРМЕТИЗАЦИИ
КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ**

Кондрашов Ю.И.,
Лопатин А.Л.

Самарский университет

34, Московское шоссе,
Самара, Российская Федерация
443086,

В данной работе содержится краткое описание криогенных клапанов и расчет удельной нагрузки в уплотнении, приведены результаты экспериментальных исследований отдельных типоразмеров многослойных сильфонов и результаты сравнительных испытаний клапанных уплотнений, описана установка для испытаний клапанов в среде жидкого водорода.

Ключевые слова: криогенный клапан; клапан; клапанные уплотнения; сильфон; удельная нагрузка в уплотнении; фторопласт; поликарбонат; жидкий водород

1 Введение

За последние десятилетие в мире возросло использование криогенных рабочих сред в [1] качестве топлива в двигателях, применяемых в авиационно-космической технике. При криогенных температурах существенно изменяется поведение материалов из которых изготавливают конструктивные элементы агрегатов, изменяется и баланс сил, действующий на клапанные уплотнения (КУ). Кроме того, такие виды топлив как сжиженный природный газ (СПГ), жидкий водород и др. требуют повышенные усилия для герметизации КУ при более жестких требованиях по утечкам сред склонных образовывать взрывоопасные концентрации с окислителями (воздухом, кислородом).

Последняя проблема проще решается применением сильфона в качестве разделителя сред, а рост давлений рабочих криогенных сред – использованием многослойных сильфонов, имеющих большую жесткость по сравнению с однослойными сильфонами рис.1.



Рисунок 1 - Некоторые образцы сильфонов

На рис. 2, 3 показаны конструкционные схемы агрегатов управления криогенными средами, в частности работающих на жидком водороде при температуре $T = 20 \text{ K}$.

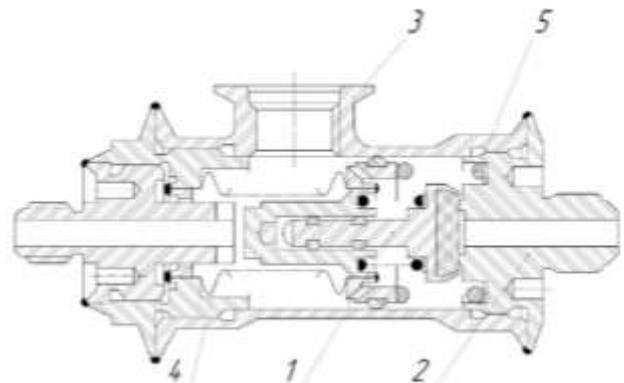


Рисунок 2 - Криогенный клапан $d_y = 10$.
1 – Затвор; 2 – Штуцер; 3 – Корпус; 4 – Сильфон; 5 – Пружина

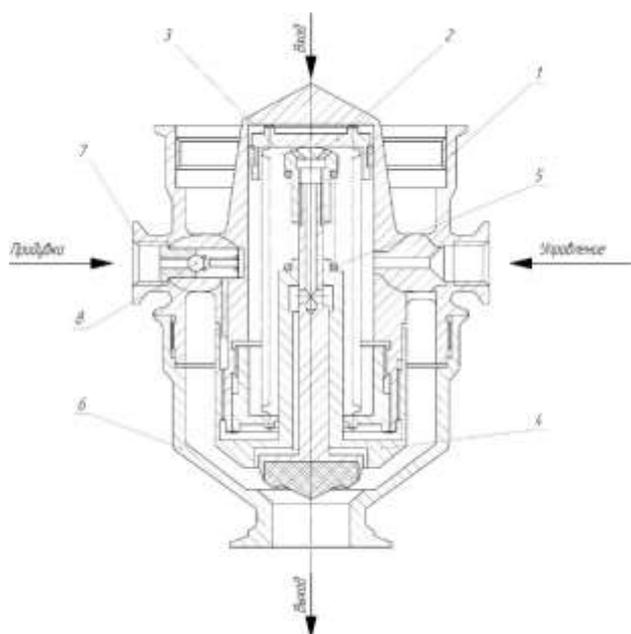


Рисунок 3 - Криогенный клапан $d_y=32$.
 1 – Корпус; 2 – Сильфонный узел; 3 – Опора;
 4 – Клапан; 5 – Пружина; 6 – Фланец; 7 – Втулка;
 8 – Шарик

Требование минимизации массы этих агрегатов напрямую зависит от определения оптимального удельного контактного усилия для герметизации и соответственно выбора привода, обеспечивающего герметичность на КУ. Удельная нагрузка в уплотнении в общем случае определяется по формуле:

$$q_{yy} = \frac{P_{\Sigma}}{F_k},$$

где P_{Σ} – суммарное статическое усилие, действующее на площадь контакта в уплотнении, F_k – площадь контакта.

$$P_{\Sigma} = P_y \cdot F_{эф} \pm P_{пр} - \alpha_1 \cdot c \cdot \Delta x \pm \Delta P_p \cdot F_c + q_{yd}^y \cdot F_{ф.с}$$

где P_y – давление в управляющей полости; $F_{эф}$ – эффективная площадь сильфона (поршня) привода; $P_{пр}$ – усилие пружины (“+” – для нормально закрытых клапанов, “-” – для нормально открытых клапанов); α_1 – безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение жесткости сильфона в криогенной среде; c – жесткость сильфона; Δx – фактический рабочий ход сильфона; ΔP_p – перепад рабочей среды в уплотнении, (“+” – при давлении на клапан, “-” – при

давлении под клапан); F_c – площадь по среднему диаметру седла на котором существует перепад рабочей среды; q_{yd}^y – удельное контактное давление для выбранного материала уплотнительного элемента; $F_{ф.с}$ – площадь контакта седла по выбранному материалу уплотнения.

$$P_{пр} = \alpha_2 \cdot C_{пр} \cdot \Delta h,$$

где α_2 – безразмерный коэффициент, учитывающий изменение жесткости пружины при изменении температуры; $C_{пр}$ – жесткость пружины; Δh – ход пружины на сжатие.

Очень важным для определения окончательной величины требуемого усилия для герметизации по КУ для конкретной криогенной среды наряду с отмеченными выше особенностями влияния криогенной среды на конструктивные элементы агрегата является оптимальной выбор уплотнительного материала [3].

Одним из важных условий в этом случае является минимальность изменений механических характеристик уплотнительного материала, при широком температурном диапазоне его работы. Естественно, что применение эластомеров в качестве уплотнительного материала в этом случае не приемлемо.

При температуре жидкого кислорода, жидкого азота широко используется фторопласт. Однако при более низких температурах (ниже 77 К) требуется существенное увеличение удельных контактных давлений для герметизации и особенно при температуре жидкого водорода.

В качестве альтернативного уплотнительного материала для герметизации КУ, работающих в среде жидкого водорода были спроектированы поликарбонаты ПК-2, ПК-М-3 рис. 4.



Рисунок 4 - Поликарбонаты ПК-2, ПК-М-3

2 Материалы и методы

Определение коэффициентов α_1 , α_2 и сравнительные испытания КУ для фторопласта-4 и Поликарбоната для конкретных условий проводились с использованием установок на рис. 5 и 6 соответственно.

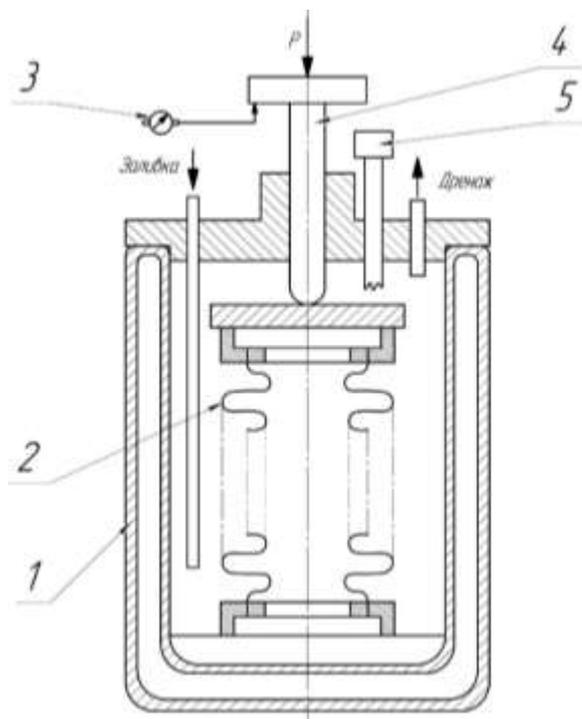


Рисунок 5 - Устройство для оценки изменений жесткости сальфона или пружины в зависимости от температуры.
1 – Криобак; 2 – Испытуемый сальфон или пружина; 3 – Индикатор; 4 – Толкатель; 5 – Датчик температуры

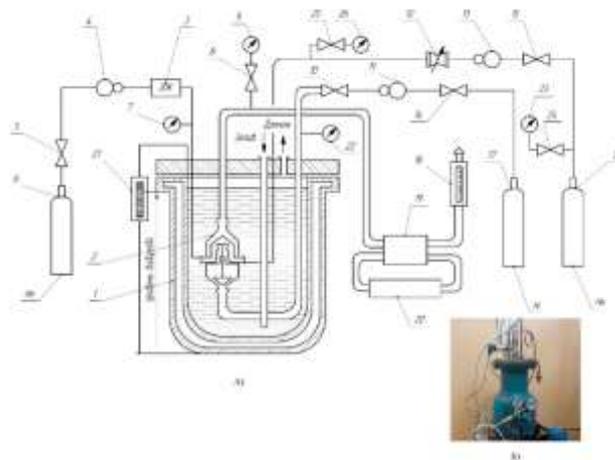


Рисунок 6 - Установка для испытаний клапанов в среде жидкого водорода.

А) Принципиальная схема

1 – Криостат; 2 – Испытуемый клапан; 3 – ЭПК; 4, 11, 13 – Редукторы; 5, 8, 10, 14, 15, 23, 25 – Вентили; 6, 17, 18 – Баллоны; 7, 9, 22, 24, 26 – Манометры; 12 – Дроссель; 16 – Ротомер; 19 – Пробоотборник; 20 – Хроматограф; 21 – Уровнемер.

Б) Внешний вид

3 Результаты

Экспериментальные исследования отдельных типоразмеров многослойных сальфонов [2] с использованием устройства на рис. 5 показывают изменение жесткости сальфонов и пружин в сторону увеличения, данные приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Изменение жесткости некоторых типов сальфонов от влияния температуры

Типоразмер сальфонов	ГОСТ	Температура испарения Т, К			
		293	203	77	20
		α_1	α_1	α_1	α_1
27-9-0.16*6	21744-83	1.0	1.04	1.11	1.16
38-8-0.2*6	21744-83	1.0	1.05	1.18	1.22
38-13-0.2*6	21744-83	1.0	1.03	1.12	1.17
48-13-0.2*10	21744-83	1.0	1.04	1.14	1.18
63*6*0.25	24553-81	1.0	1.02	1.05	1.12

Изменение жесткости цилиндрических пружин из проволоки 12Х18Н10Т ГОСТ 18143-72 составляет при температуре 77 К в сторону увеличения $\approx 10\%$, а при температуре 20 К $\approx 14...15\%$.

Полученные результаты при сравнительных испытаниях КУ для фторопласта-4 и Поликарбоната подтвердили преимущество поликарбоната ПК-М-3 по сравнению с фторопластом-4. Поскольку фторопласт-4 \approx в 6 раз требует увеличения $q_{уу}$ для герметизации в среде жидкого водорода по сравнению с его применением при нормальной температуре, а поликарбонат всего \approx в 2.5...3 раза [4].

4 Заключение

Следовательно, при проектировании агрегатов, работающих в криогенной среде необходимо учитывать все выше отмеченные факторы для обеспечения минимальности габаритов и веса проектируемых агрегатов, учитывая полученные экспериментальные данные.

Таким образом, при определении суммарного усилия требуемого для

обеспечения герметичности по контактному уплотнению, связанному с изменением характеристик материала самого уплотнения, необходимо учитывать и изменения в жесткости участвующих в процессе герметизации пружины и сильфона составляющих баланс сил.

Список литературы

- [1] Буткевич И.К. Криогенные установки и системы: Учебн. пособие.- М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана. 2008. – 151 с.
- [2] ГОСТ 21744-81 Сильфоны многослойные металлические. Технические условия.
- [3] Солнцев Ю.П., Степанов Г.А. Материалы в криогенной технике: Справочник. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ния, 1982. – 312 с.
- [4] Исследование напряженно-деформируемого состояния клапанного уплотнения на основе поликарбоната/ Кондрашов Ю.И., Журавлёв О.И., Шорин В.П., Тушов Е.В. – ПТС «Технология авиационного приборо- и агрегатостроения»; 1984, №4, с. 71-73.
- [5] Довгялло А.И. Сильфонные термомеханические преобразователи. Самарский научный центр РАН. – Самара, 2000. – 182 с.: ил.

**INVESTIGATION OF CRYOGENIC TEMPERATURES
INFLUENCE ON VALVE SEALS PRESSURIZATION
INCREASE**

Kondrashov Yu. I.

Lopatin A. L.

Samara University
34, Moskovskoe shosse,
Samara, Russian Federation
443086,

This article deals with short description of cryogenic valves and calculation of specific load in sealing, results of experimental researches of separate dimensions of multi-layer bellows and results of comparative tests of valve sealing. Plant of valve testing in liquid hydrogen is also described.

Key words: *cryogenic valve, valve, valve sealings, bellow, specific sealing load, fluoroplastic; polycarbonate, liquid hydrogen*

Reference

- [1] Butkevich I.K. Cryogenic installations and systems: Textbook. manual.- M .: Publishing house of the Moscow State Technical University named after. N.E. Bauman. 2008 .— 151 p.
- [2] GOST 21744-81 Multilayer metal bellows. Technical conditions.
- [3] Solntsev Yu.P., Stepanov G.A. Materials in cryogenic technology: Handbook. - L .: Mechanical engineering, Leningrad. department, 1982 .— 312 p.
- [4] Investigation of the stress-strain state of a valve seal based on polycarbonate / Kondrashov Yu.I., Zhuravlev OI, Shorin VP, Tushov Ye.V. - PTS "Technology of Aviation Instrumentation and Aggregate Engineering"; 1984, no. 4, p. 71-73.
- [5] Dovgyallo A.I. Bellows thermomechanical transducers. Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. - Samara, 2000 .— 182 p .: ill.

СРАВНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ БАЛАНСОВ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Аннотация: в данной статье производится анализ энергетических балансов термоакустических холодильников на бегущей и стоячей волне, так как существуют проблемы с проектированием надежных и экономичных термоакустических систем охлаждения, данный анализ покажет определить какой из типов холодильников является наиболее эффективным для применения на термоакустических двигателях.

А.Ю. Пулькина,

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

Pulkina93@yandex.ru

Ключевые слова: термоакустический холодильник; бегущая волна; стоячая волна; эффективность

1 Введение

Термоакустическое охлаждение представляет собой технологию получения низких температур на основе энергетического переноса тепла звуковой волной. Периодические расширения и сжатия объемов газа, в сочетании с передачей тепла от газа к регенератору, организованы термоакустического холодильника. В настоящее время существует значительный интерес к термоакустическим системам охлаждения т.к. они имеют несколько преимуществ:

- использование в качестве рабочего тела экологически безопасных газов;
- простота конструкции, непрерывная мощность охлаждения;
- низкий уровень шума;
- возможность сочетания холодильной установки с устройством прямого цикла утилизирующего тепло от источника (солнечная энергия, биотопливо и др).

Однако, существуют технические проблемы, связанные с проектированием и разработкой эффективных, надежных и эконо-

мичных термоакустических систем охлаждения (ТСО).

Первым практическим применением термоакустического эффекта как принципа работы ТСО были устройства, предложенные Свифтом. На основе теории линейной термоакустики [1] и опытных образцов в лаборатории института в Лос-Аламосе (США) были сделаны первые выводы и основные рекомендации по проектированию ТСО.

Для оценки эффективности термоакустического холодильника используется холодильный коэффициент, который находится как:

$$COP_{ref} = COP_i \cdot COP_{effint},$$

где $COP = Q_{load} / Q_{input} = (Q_{input} - Q_{leak}) / Q_{input}$.

Акустический (или внутренний) холодильный коэффициент $COP_{ac} = Q_{input} / W_{ac_net}$;

Эффективность цикла Карно $COP_{Carnot} = T_{cold} / (T_{hot} - T_{cold})$;

Холодильный коэффициент относительно Карно $COPR = COP_{ref} / COP_{Carnot}$.

2 ТСО НА ОСНОВЕ СТОЯЧЕЙ ВОЛНЫ

Рассмотрим энергетические характеристики термоакустического охладителя Triton (рис. 1), который представляет собой двойной резонатор Гельмгольца, в качестве регенератора использован керамический стек. Давление заправки составило 3МПА, рабочий газ – смесь гелия и аргона. В качестве привода использовалась специально-разработанный электромагнитный динамик мощностью 2 кВт. С помощью ПО Delta ЕС, были рассчитаны основные характеристики охладителя данного типа, результаты сведены в табл. 1 и изображены на графиках (рис. 2 и 3).



Рисунок 1 – Термоакустический охладитель Triton

Таблица 1 - Параметры охладителя Triton

Qc, Вт	COP	ϵ_{res}	ϵ_{alt}	COP_{carnot}	COPR
2161	62	60.1	91%	15.7	3.6

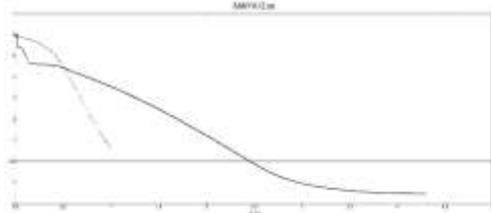


Рисунок 2 – Изменение амплитуды давления по длине

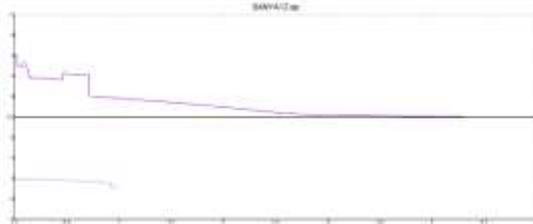


Рисунок 3 – Изменение потока мощности

Таким образом, ТСО на основе стоячей волны имеет большую плотность акустической энергии, однако сильно зависит от конструктивных параметров т.к. создание акустического фазирования параметров дав-

ления и скорости зависит от размеров и характеристик регенератора(стека), и резонатора. Холодильный коэффициент относительно Карно (COPR), имеет диапазон величин 10...20% для различных температур охлаждения. [2] Термоакустические охладители с относительно небольшой температурной разницей на регенераторе могут иметь COPR ниже 10%. Зависимость между относительным холодильным коэффициентом и разницей температур на регенераторе для термоакустических холодильников представлена на рис. 4.

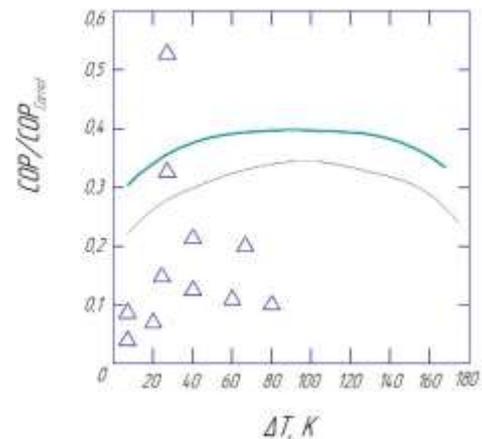


Рисунок 4 – Зависимость между относительным холодильным коэффициентом и разницей температур на регенераторе

Холодильники на стоячей волне характеризуются не высокими холодильными мощностями, кроме того производительность ТСО очень чувствительна к выбору конструктивных параметров и нуждаются в оптимизации конструкции для достижения приемлемой эффективности.

3 ТСО НА ОСНОВЕ БЕГУЩЕЙ ВОЛНЫ

Термодинамический цикл ТСО на основе бегущей волны (рис. 5) идентичен циклу холодильных машин Стирлинга, в которой вытеснитель и поршень испытывают трение, ударные нагрузки и работают в областях низких температур.

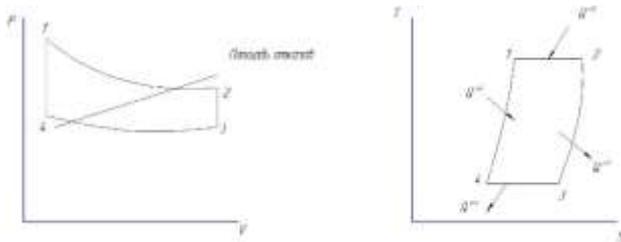


Рисунок 5 – Термодинамический цикл Стирлинга для ТСО на основе бегущей волны

Термоакустические холодильники ТСО лишены этих недостатков, и фазирование давления и скорости в них осуществляется за счет распространения бегущей волны в специально-сконструированных резонаторах. В холодильниках Стирлинга область сжатия прилегает к холодному поршню. Техническая проблема герметизации вокруг поршня при криогенных температурах была основной мотивацией для разработки ХПТЖ (холодильник на основе пульсационной трубы с жиклером), как альтернативы для криохолодильников Стирлинга.

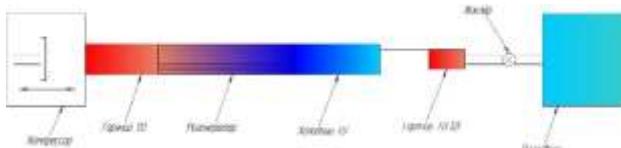


Рисунок 6 – Схема охладителя на пульсационной трубе

В строгом смысле, ХПТЖ не являются системами на основе стоячей или бегущей волн, по причине специфического фазирования между давлением и объемной скоростью, хотя имеют теоритический узел давления вблизи дросселя, подобно холодильнику на основе стоячей волны. В ХПТЖ часть энергии рассеивается на жиклере и выводится из системы через вспомогательный теплообменник, тогда как в холодильнике Стирлинга энергия передается в вытеснительную камеру, а затем возвращается поршню компрессора посредством механической связи.

Недостатки ХПТЖ:

- управление фазово-временной связью между объемной скоростью и давлением легко выполнено в холодильнике Стирлинга

за счёт кинематической связи, но ограничена в ХПТЖ;

- в ХПТЖ невозможно достичь таких вы-соких степеней сжатия, а значит и плотно-сти энергетического потока, как в холо-дильнике Стирлинга, из-за остающихся «паразитных» объёмов под газодинамиче-ские пружины;

- реальная теплопроводность в ХПТЖ из-за больших температурных градиентов сни-жает эффективность установки значительно сильнее, чем термическая диссипация вследствие трения и других потерь на холодном поршне в холодильнике Стирлинга.

Также недостатком ТА ХПТЖ является то, что энергия рассеивается в дросселе, уменьшая эффективность системы. Способы восстановления этой части мощности в ХПТЖ без уменьшения простоты и надёжности представлены в [3].

При температуре 255 °С получена холо-допроизводительность холодильника 9 % от КПД Карно. С прямыми усовершенствова-ниями подобные холодильники должны до-стигнуть COPR, больше чем их предше-ствующие холодильники с пульсационной трубой и предшествующие термоакустиче-ские холодильники на основе стоячей вол-ны, подтверждая преимущество термоаку-стической технологии преимущества отсут-ствия подвижных частей.

ТСО на бегущей волне, обладают боль-шей эффективностью и так же легко соче-таются с термоакустическими двигателями, применяемыми в качестве привода.

Для оценки эффективности термоакусти-ческого холодильника используется холо-дильный коэффициент, который находится как:

$$COP_{ref} = \varepsilon_{refrigerator} = \varepsilon_i \cdot \text{eff}_{int},$$

$$\text{где } \varepsilon = \frac{Q_{load}}{Q_{input}} = \frac{Q_{input} - Q_{leak}}{Q_{input}};$$

$$\varepsilon_{ac} = \frac{Q_{input}}{W_{ac_net}} \quad \text{- акустический (или внутренний) холо-дильный коэффициент;}$$

$$\varepsilon_{int} = \frac{W_{ac_net}}{W_{ac_alt}} - \text{коэффициент преобразования}$$

энергии от альтернатора к акустической затрачиваемой регенератором холодильной машины на пе-рекачку тепла;

$$\varepsilon_{alt} = \frac{W_{ac_alt}}{W_{el}} - \text{коэффициент преобразования}$$

электриче-ской энергии, подводимой к альтернатору в акустическую энергию в контуре резонатора;

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} - \text{эффективность по}$$

Карно;

$$COPR = \frac{COP_{ref}}{COP_{Carnot}} - \text{Холодильный}$$

коэффициент относительно Карно.

Результаты расчета ТА холодильника на бегущей волне сведены в таблицу 2.

Таблица 2 - Результаты расчета ХТО на бегущей волне

Параметр	Значение	Размерность
Рабочее тело	гелий	
Давление заправки	$3,358 \cdot 10^6$	Па
Рабочая частота	54,3	Гц
Амплитуда колебания давления в резонаторе	$2,64 \cdot 10^5$	Па
Температура на холодном теплообменнике	300	К
Температура на горячем теплообменнике нагрузки	724	К
Генерируемая электрическая мощность (без учета БУ)	320	Вт
КПД преобразования тепловой энергии в акустическую	24	%
КПД компрессора (без учета КПД БУ)	87	%

3 Заключение

Конструкция всех традиционных систем предполагает наличие подвижных частей. С данной точки зрения можно предположить, что они являются менее надежными и более дорогими в изготовлении, чем термоакустические устройства. Тем не менее, инвестиции в их разработку вкладывались десятилетиями, что позволило добиться высокой надежности, а полученный за это время опыт производства позволил снизить их стоимость. Кажется, что термоакустические системы имеют громадный потенциал, что проявляется в их сравнительно высокой надежности и низком уровне стоимости из-за отсутствия подвижных частей, необходимости использования дорогих материалов и сплавов, и жестких допусков. Реализация этого потенциала – один из объектов исследования в термоакустике.

Как показали результаты исследования, ХТО на бегущей волне являются более производительными по сравнению с ХТО на стоячей волне. Их использование на установках поможет увеличить выработку мощности двигателя в целом.

Список использованных источников

- [1] Swift G.W. Acoustic recovery of energy losses in the refrigerator nicks on the basis of the pulse tube // National Laboratory of Los Ala-mos, New Mexico. 1998
- [2] Patcharin S. Thesis Application of thermoacoustic technologies for meeting the refriger-ation needs of remote and rural communities in developing countries // the University of Leicester. 2014
- [3] Jin T., Zhang, B., Tang, K., Bao, R. and Chen, G. B., Experimental observation on a small-scale thermoacoustic prime mover // Journal of Zhejiang University science. 2007. A 8(2), 205-209

A.Yu. Pulkina

Samara National Research University

34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

Pulkina93@yandex.ru

**COMPARISON OF ENERGY BALANCES
THERMOACOUSTIC REFRIGERATORS**

Abstract: this article analyzes the energy balances of thermoacoustic refrigerators on a running and standing wave, since there are problems with the design of reliable and economical thermoacoustic cooling systems, this analysis will show which type of refrigerator is the most effective.

Key words: *thermoacoustic refrigerator; traveling wave; standing wave; efficiency.*

References

- [1] Swift G.W. Acoustic recovery of energy losses in the refrigerator nicks on the basis of the pulse tube // National Laboratory of Los Alamos, New Mexico. 1998.
- [2] Patcharin S. Thesis Application of thermoacoustic technologies for meeting the refrigeration needs of remote and rural communities in developing countries // the University of Leicester. 2014
- [3] Jin T., Zhang, B., Tang, K., Bao, R. and Chen, G. B., Experimental observation on a small-scale thermoacoustic prime mover // Journal of Zhejiang University science. 2007. A 8(2), 205-209

Р.А. Сунарчин | СИНХРОНИЗАЦИЯ МАЯТНИКОВ (ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ)

Санкт-Петербургский
Политехнический университет
Петра Великого

Политехническая, 29,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация
195251

sunar1939@mail.ru

П.В. Петров

Уфимский государственный
авиационный технический
университет,

Карла-Маркса, 12
г. Уфа, Респ. Башкортостан,
Российская Федерация
450000

pgl.petrov@mail.ru

В работе представлены результаты численного исследования синхронизации маятников, хронометров, механических часов, подвешенных к общей подвижной балке. Рассмотрена вспомогательная задача о колебаниях маятника с качающимся привесом, затем взаимная синхронизация свободных колебаний двух и четырех маятников (и маятников с подводом импульса момента – часы) на общей подвижной подпружиненной балке. Показано, что в рассмотренной простейшей конфигурации взаимная синхронизация (равенство частот или периодов колебаний) выполняется с высокой эффективностью. Частота синхронизированных колебаний маятников близка к частоте колебаний платформы в широком диапазоне изменения ее жесткости. Степень связности маятников и синхронизация их колебаний определяется числом Струхала. Синхронизация часов не гарантирует точность их хода, которая достигается лишь в случае, когда число Струхала равно единице.

Ключевые слова: численные методы; автоколебания; нелинейная модель; сила сухого трения; синхронизация

1 Введение

Синхронизация маятников, хронометров, механических часов, подвешенных к общей подвижной балке, рассматривается в многочисленных работах [1-5]; исследование, в основном, осуществляется качественными, с использованием фазовых характеристик, или приближенными аналитическими методами.

Считается, что синхронизация, то есть свойство осцилляторов двигаться с одинаковыми скоростями (частотами) несмотря на различие индивидуальных ритмов, и осуществляется посредством «слабой» связи осцилляторов, – в рассматриваемом случае из-за едва заметных» колебаний балки. Пиковский А. [1] декларирует, что имеется зона абсолютной синхронизации, где фактические скорости равны несмотря на наличие расстройки осцилляторов. Блехманн [2] более осторожно говорит о приближенном

совпадении параметров и считает, что «в ансамбле синхронизированных осцилляторов скорости или частоты являются средне-взвешенными от совокупности парциальных значений»; в обоих случаях отсутствует экспериментальное или теоретическое обоснование этих положений. Понятие «слабого» взаимодействия объектов синхронизации, помимо указания того, что оно значительно слабее, чем между отдельными элементами самих объектов, так же не объясняется и количественно не оценивается. С одной стороны, под этим подразумеваются «едва заметные колебания балки», с другой – «малость сил связи между осцилляторами». Кстати, именно малость сил связи послужила основанием для использования метода малого параметра для приближенного решения существенно нелинейного дифференциального уравнения см. [2]. Какое перемещение и сила связи являются малыми и по сравнению с чем? Если балка восприни-

мает реакцию со стороны маятника, то маятник воспринимает точно такую же, а не малую силу, от балки? В случае синхронизации частоты осцилляторов равны (рассматривается взаимная синхронизация), а амплитуды и фазы могут отличаться? Вопросы эти можно продолжить.

В работе поставлены задачи: уточнить физический механизм внутренней, взаимной синхронизации осцилляторов, разработать детальную и, насколько возможно, адекватную математическую модель синхронизации маятников, подвешенных на общей балке и провести численное исследование с целью получения ответов хотя бы на некоторые поставленные вопросы.

2 Маятник с качающимся привесом

Рассмотрим простейший случай о маятнике с качающимся привесом. В печати подробно рассматривается эта задача см., например, [5] с. 287. Если точка привеса совершает прямолинейные горизонтальные гармонические колебания около неподвижной точки O с амплитудой $OO_1 = A \sin(\omega t)$, то на математический маятник рис.1 массой m длиной L начинает действовать переносная сила инерции, направленная по горизонтали и равная

$$-m\ddot{x} = mA\omega^2 \sin(\omega t), \quad (1)$$

так что соответствующий момент составляет

$$M = mA\omega^2 \sin(\omega t) L \cos(\varphi). \quad (2)$$

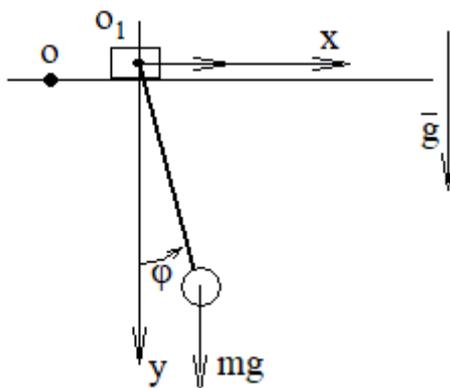


Рисунок 1 – Маятник с качающимся привесом

С учетом массовой возвращающей силы и силы вязкого сопротивления дифференциальное уравнение относительного движения маятника можно записать в виде

$$mL^2 \ddot{\varphi} = -mgL \sin(\varphi) + mA\omega^2 \sin(\omega t) L \cos(\varphi) - k_{M\varphi} \dot{\varphi}, \quad (3)$$

где $k_{M\varphi}$ – коэффициент вязкого трения.

Разделив каждый член уравнения на mL^2 и обозначая частоту собственных колебаний $k = \sqrt{g/L}$, получим:

$$\ddot{\varphi} = -k^2 \sin(\varphi) + \left(\frac{A\omega^2}{L}\right) \sin(\omega t) \cos(\varphi) - k_{M\varphi} \dot{\varphi}, \quad (4)$$

где $k_{M\varphi} = \frac{k_{M\varphi 1}}{mL^2}$.

Уравнение (4) является нелинейным, так как включает в себя трансцендентные функции. Точное решение – не существует, аналитическое решение его можно получить в линейном приближении или каким-либо другим приближенным методом (метод вариации постоянных, гармонической линеаризации и др.). В статье выполнено численное решение уравнения (4), приводится анализ и сравнение численного решения с другими методами.

В линейном приближении уравнение (4) принимает совсем простую форму

$$\ddot{\varphi} = -k^2 \varphi + \left(\frac{A\omega^2}{L}\right) \sin(\omega t) - k_{M\varphi} \dot{\varphi}, \quad (5)$$

Аналитическое решение уравнения (5) без учета трения см. [5] имеет вид:

$$\varphi_{\text{лин}} = \frac{A\omega^2}{L(k^2 - \omega^2)} (\sin(\omega t) - \frac{\omega}{k} \sin(kt)) \quad (6)$$

На верхней строчке рис.2 приведены результаты расчета по формуле (6) при небольших значениях частоты возмущающего сигнала, а на нижней – результаты численного интегрирования уравнения (4) методом Рунге в интегрированной среде Mathcad так же при небольших значениях ω ; на рис.2г приведены оба переходных процесса совместно, – совпадение хорошее. Переходные

процессы – периодические, но не гармонические.

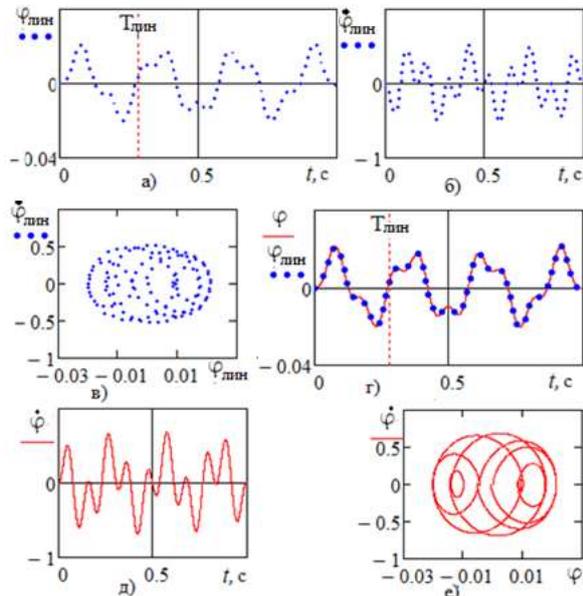


Рисунок 2 – Сравнение результатов по линейной и нелинейной моделям при малых частотах внешнего воздействия $\omega = 60,1/\text{с}$ (Параметры расчета: $L = 0,02 \text{ м}$; $A = 0,0001 \text{ м}$; $k = 22,147 \frac{1}{\text{с}^2}$.)

При последовательном увеличении частоты колебаний возмущающей силы амплитуды колебания маятника растут, но также увеличивается разница линейных и нелинейных колебаний маятника, так на рис.3 показаны осциллограммы при частоте $\omega \approx 8856 \text{ 1/с}$, амплитуда линейных колебаний стремиться примерно к 2 рад, а нелинейных – к π , причем при этом маятник как бы зависает в верхней точке и по прохождении некоторого отрезка времени движется в обратном направлении; период нелинейных колебаний $T_{\text{нлн}}$ получается примерно в два раза больше, чем у линейных колебаний (см. рис.3а). Значение частоты $\omega \approx 8856$ не является какой-то неизменной константой, так при амплитуде $A=10^{-3} \text{ м}$ похожая картина наблюдается уже при частоте $\omega \approx 885$, то есть в десять раз меньшей, анализ размерностей показал, что определяющим фактором является так называемая приведенная частота $\bar{\omega} = \frac{\omega A}{kL}$, критическое значение приведенной частоты, как показало численное исследование, равно

$\bar{\omega}_{\text{кр}} = 2$, поэтому количественные зависимости далее будут приведены в зависимости от приведенной частоты.

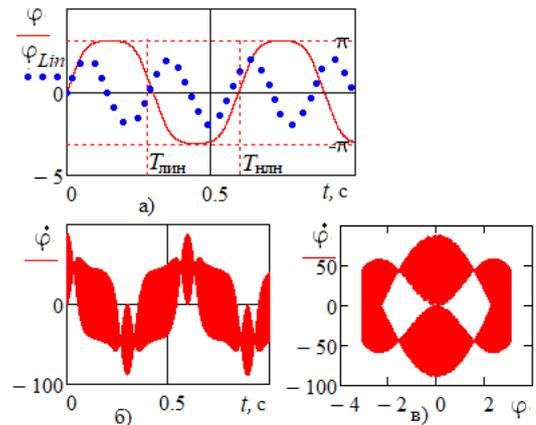


Рисунок 3 – Осциллограммы при большой частоте внешнего воздействия $\omega = 8858,6$ (Параметры расчета: $L = 0,02 \text{ м}$; $A = 0,0001 \text{ м}$; $k = 22,147 \frac{1}{\text{с}^2}$.)

При дальнейшем увеличении частоты колебаний подвеса свыше критической маятник (см. рис4) начинает вращаться, зависая каждый раз в нечетных положениях $(2n-1)\pi$.

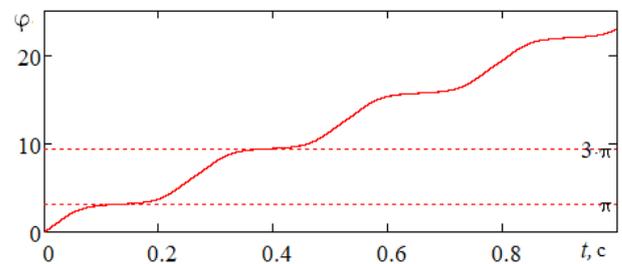


Рисунок 4 – Вращение маятника при частотах, больше, чем $\omega = 8885 \text{ 1/с}$

С использованием уравнения (4) выполнен численный эксперимент по определению зависимостей периода и амплитуды автоколебаний от частоты внешнего воздействия; результаты показаны на рис. 5.

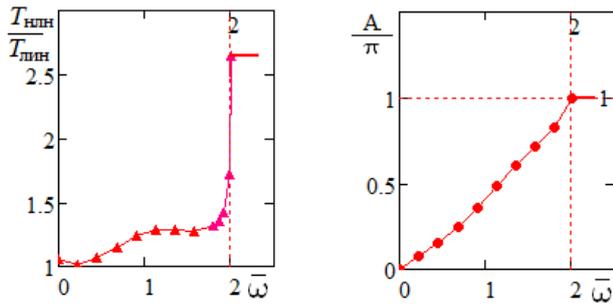


Рисунок 5 – Вращение маятника при частотах, больше, чем $\omega = 8885$ 1/с

Видно, что с ростом частоты возмущения ω период растет: сначала – медленно, а с приближением к $\bar{\omega} = 2$ – катастрофически, достигая значения $\bar{T} = T/T_{\text{лин}} \approx 2,5$ и далее не изменяется, амплитуда (вернее полуразмах колебаний) постоянно нарастает, достигая значения π и далее не изменяется.

3 Синхронизация колебаний двух маятников

В предыдущем случае частота внешнего воздействия ω задавалась извне и рассматривалась как постоянная величина. Рассмотрим простейший пример (см.рис.6) синхронизации колебаний маятников, подвешенных на упругой платформе (балка), которая может перемещаться относительно неподвижного основания только в горизонтальном направлении по оси x . Платформа связана с основанием посредством пружины с жесткостью c_x и линейного демпфирующего элемента k_{vx} . К платформе подвешены два маятника, оси вращения которых перпендикулярны оси x . Принятая к рассмотрению расчетная схема чрезвычайно проста, ее коротко можно охарактеризовать так: математические маятники, подвешенные на математической балке (в отличие от несравненно сложной схемы Гюйгенса). Но таково требование моделирования, которое предстоит довести до числа.

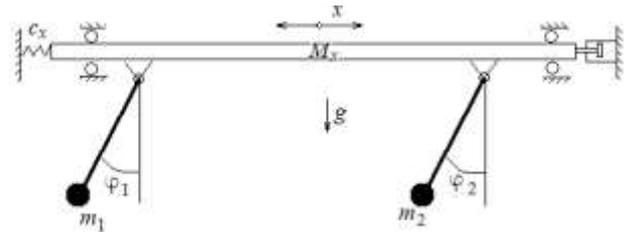


Рисунок 6 – Синхронизация колебаний двух маятников

В работе [4] для описания похожей задачи использовали систему уравнений Ван дер Поля, дополненную формально введенными членами, учитывающими перекрестное влияние маятников. Уравнения Ван дер Поля сыграли огромную роль в развитии теории автоколебаний, но они описывают гипотетические автоколебания в гипотетических генераторах электромагнитных колебаний, а в данной расчетной схеме имеется три массы, движение каждой из которых должно быть описано своим уравнением с учётом взаимного влияния, так при колебаниях маятников на платформу действуют реактивные силы (горизонтальные составляющие), в свою очередь, со стороны платформы на маятники действует переносная сила инерции. Предположим, что платформа колеблется с собственной частотой $\omega = \sqrt{c_x/M_x}$. На самом деле в рассматриваемой системе с тремя степенями свободы могут реализоваться совсем другие частоты, но если масса платформы намного больше маятников, то это допущение не так далеко от действительности; мы еще вернемся к этому вопросу при обсуждении результатов расчетов. Тогда дополнительный момент будет, как и в случае маятника с качающимся подвесом, иметь вид $M = mA\omega^2 \sin(\omega t) L \cos(\varphi)$.

Уравнения моментов маятников в этом случае подобны уравнениям (3) и (4) и с добавлением соответствующего момента будут иметь вид

$$\ddot{\varphi}_1 = -k_1^2 \sin(\varphi_1) + (\omega^2 x/L_1) \cos(\varphi_1) - k_{M\varphi 1} \dot{\varphi}_1 \quad (7)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = -k_2^2 \sin(\varphi_2) + (\omega^2 x/L_2) \cos(\varphi_2) - k_{M\varphi 2} \dot{\varphi}_2, \quad (8)$$

а уравнение движения платформы

$$M_x \ddot{x} = -c_x x - k_{vx} \dot{x} + m_1 \dot{\varphi}_1^2 L_1 + m_1 g \cos(\varphi_1) + m_2 \dot{\varphi}_2^2 L_2 + m_2 g \cos(\varphi_2), \quad (9)$$

Понятно, что и эта модель далека от совершенства: желательно чтобы балка была гибкой, расположение подвесов маятников было несимметричным, а сами подвесы были не идеальными и тому подобное. Но и эта модель, подобно первому автомобилю, который уже имел четыре колеса и руль, готова к модернизации.

Уравнения (7)-(9) с начальными условиями: $\varphi_1(0)=0$; $\dot{\varphi}_1(0)=0$; $\varphi_2(0)=0$; $\dot{\varphi}_2(0)=0$; $x(0)=0$; $\dot{x}(0)=0,05$ и одинаковыми маятниками проинтегрированы в среде Mathcad, некоторые результаты представлены на рис.7.

Как и следовало ожидать оба маятника колеблются одинаково, синфазно и синхронно.

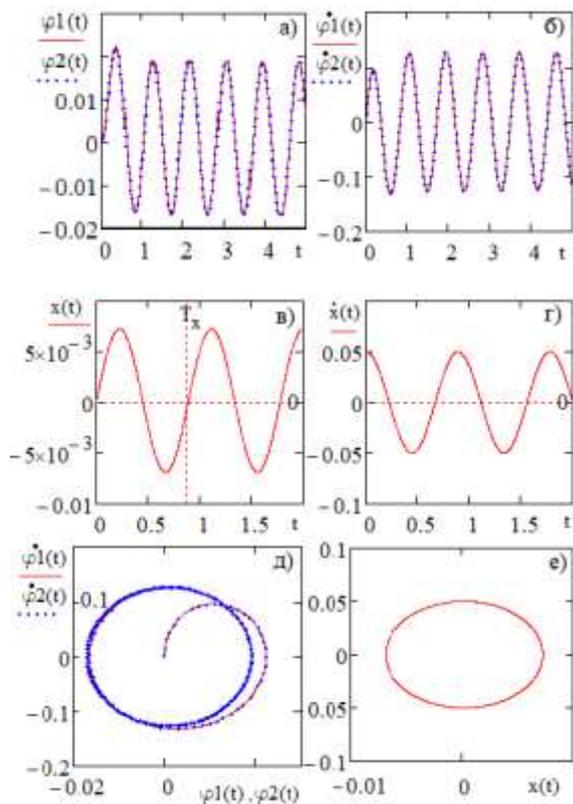


Рисунок 7 - Результаты численного интегрирования для одинаковых маятников

а) Угловые перемещения маятников; б) угловые скорости маятников; в) перемещение платформы; г) скорость платформы; д) фазовые характеристики маятников; е) фазовая характеристика платформы.
 $L_1 = 0,02$; $L_2 = 0,02$; $m_1 = 0,1$; $m_2 = 0,1$;

$k_{M\varphi_1} = 0,005$; $k_{M\varphi_2} = 0,005$; $M_x = 200$;
 $c_x = 10000$; $k_{vx} = 0$.

На следующем рисунке 8 длина первого маятника увеличена и составляет $L_2 = 0,024$ м м, а остальные размеры и условия остались как на рисунке 7.

Маятники даже при такой большой погрешности изготовления $\delta L = \frac{L_1 - L_2}{L_1} 100 = 17,355\%$ колеблются почти одинаково: погрешность амплитуд составляет $\delta\varphi = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} = 9,224\%$, частоты же колебаний, что значительно важнее, практически совпадают, относительная разность периодов составляет всего $\delta T = 0,696\%$.

Форма колебаний маятников существенно зависит от значений коэффициентов вязкого трения: при нулевых значениях наблюдаются гармоники высоких порядков, при некоторых значениях коэффициента трения колебания почти гармонические, при дальнейшем увеличении трения колебания становятся сходящимися.

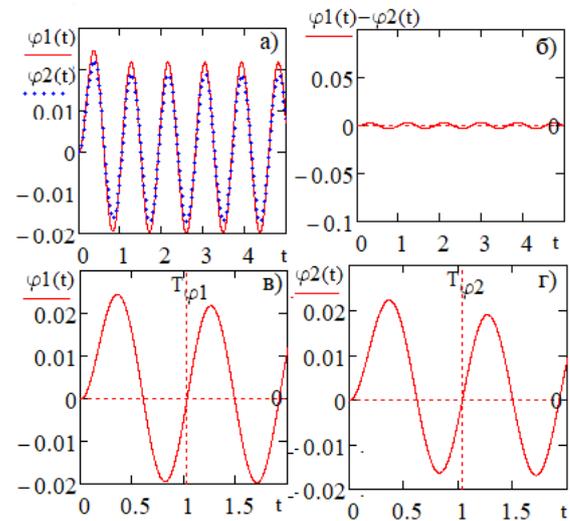


Рисунок 8 - Демонстрация синхронизации колебаний

а) Углы поворота маятников; б) разность поворотов (ошибка); в) и г) определение периодов колебаний маятников $L_1 = 0,024$; $L_2 = 0,02$; $m_1 = 0,1$; $m_2 = 0,1$; $k_{M\varphi_1} = 0,005$; $k_{M\varphi_2} = 0,005$; $M_x = 200$; $c_x = 10000$; $k_{vx} = 0$.

Рассмотренные ранее колебания являются свободными, для надлежащей формы колебаний задано небольшое значение коэффи-

циента вязкого трения. Для компенсации потерь и реализации автоколебательного процесса необходимо подвести управляющий момент. Вначале рассмотрим один изолированный маятник, уравнение моментов в данном случае будет иметь вид:

$$mL^2\ddot{\varphi} + k_{Mf}\dot{\varphi} + k^2\varphi = M, \quad (10)$$

где M – управляющий момент, который можно формировать различным образом, наиболее благоприятные условия для поддержания автоколебаний выполняются в том случае, когда импульс подводится в нейтральном положении маятника, и в направлении действия скорости; пусть момент подводится один раз за цикл

$$M = \begin{cases} \text{если } y \approx 0 \text{ и } v > 0, \\ \text{то } M = M_0 \\ \text{иначе} & M = 0 \end{cases} \quad (11)$$

Теперь задача стала не только нелинейной, но и нестационарной, ее можно решить только численным способом. На рис. 9 приведены установившиеся колебания маятника, полученные непосредственным решением (10) с учетом условия (11); на фазовой диаграмме (рис. 9а) стрелкой показано место в пространстве состояний, где подводится импульс.

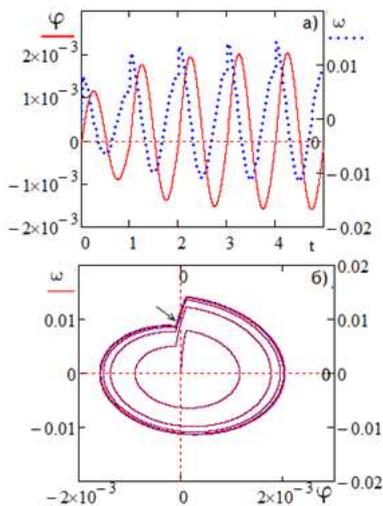


Рисунок 9 - Установившиеся колебания маятника с подводом импульса
а) Перемещение и скорость; б) фазовая диаграмма

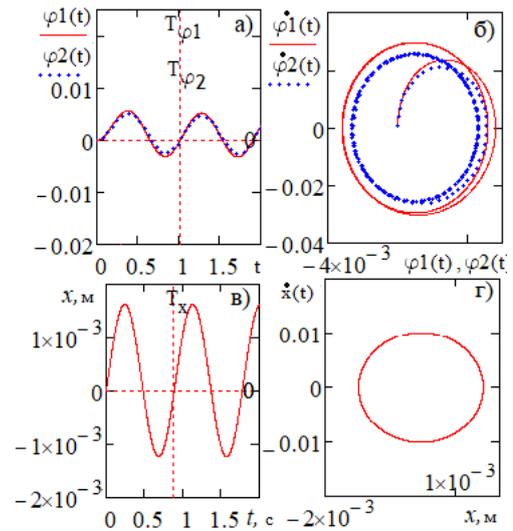


Рисунок 10 - Синхронизация маятников с подводом энергии

$L_1 = 0,024; L_2 = 0,02; m_1 = 0,1; m_2 = 0,1;$
 $k_{M\varphi 1} = 0,005; k_{M\varphi 2} = 0,005; M_x = 200;$
 $c_x = 10000; k_{vx} = 0.$

Далее составим систему уравнений для двух маятников, как и прежде, подвешенных на упругом основании, но с учетом подвода импульса (эти уравнения не приводятся, так как они практически аналогичны (7)-(9)). Численное решение, приведенное на рис.10, получается весьма похожим на рис. 8, но теперь рассматривается синхронизация автоколебательных устройств и она более эффективна, так при погрешности длины маятников $\approx 17\%$ погрешность периодов составляет всего $0,288\%$; обращает внимание отсутствие скачка скорости в точке подвода импульса на фазовой диаграмме, только при очень больших значениях момента ($\bar{M}_0 = \frac{M_0}{mgl} > 10$) начинают проявляться слабые признаки скачка.

Аналогичное исследование выполнено для четырех маятников с подводом энергии; модель в этом случае имеет вид

$$\ddot{\varphi}_i = -k_i^2 \sin(\varphi_i) + (\omega^2 x / L_i) \cos(\varphi_i) - k_{M\varphi i} \dot{\varphi}_i + M_i$$

$$M_x \ddot{x} = -c_x x - k_{vx} \dot{x} + \sum_1^4 m_i \dot{\varphi}_i^2 L_i + \sum_1^4 m_i g \cos(\varphi_i), \quad (13)$$

где $i = 1 \div 4$.

Результаты интегрирования системы (13) показаны на рис. 12; несмотря на самые разнообразные начальные условия маятники стремятся колебаться синхронно. В дальнейшем все исследования выполнялись на модели с подводом импульса силы и для $i = 2$.

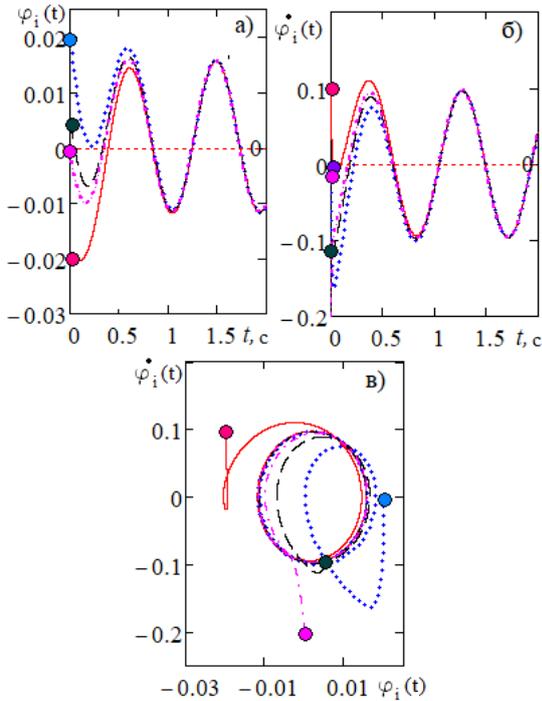


Рисунок 12 - Переходные процессы для четырех маятников
а) перемещение; б) скорости; в) фазовая диаграмма

С использованием системы (7)-(9) выполнено исследование влияния различных факторов на результаты интегрирования. Так на рис.13 показано влияние жесткости пружины основания на периоды колебаний маятников (треугольники) и платформы (жирная штриховая линия); периоды колебаний маятников измерялись с использованием подпрограммы $T_\varphi = \text{root}(\varphi(t_i) - \varphi(0), t_i)$, где $\varphi(0)$ и $\varphi(t_i)$ – соответственно, значения функций в нулевой и t_i моменты времени, а t_i – время, в районе которого ожидается наступление нового периода колебаний, а период колебания платформы рассчитывался по формуле $T_x = \frac{2\pi}{\sqrt{c_x/m_x}}$.

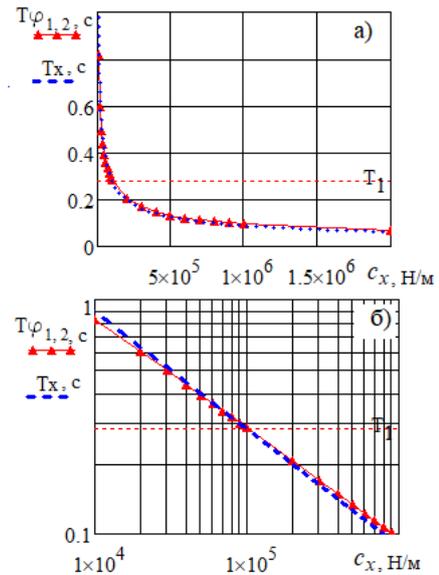


Рисунок 13 - Влияние жесткости пружины основания $L_1 = L_2 = 0,02$ м; $m_1 = m_2 = 0,1$ кг;

Видно, что периоды колебаний маятников (в данном опыте параметры маятников одинаковы и потому $T_{\varphi_1} = T_{\varphi_2}$) очень близки к периоду колебаний платформы; кривые пересекаются (это хорошо видно в логарифмическом масштабе на рис.9б) в точке, где значения периодов равны $T_{1,2} = \frac{2\pi}{k_{1,2}}$. Следовательно, платформа навязывает обоим маятникам одну, свою собственную частоту колебаний – этим, по-видимому, объясняется эффект синхронизации в данной схеме. Таким образом, применительно к часам синхронизация не обеспечивает точности хода, особенно на малых частотах (погрешность хода при больших частотах меньше). Точный ход можно обеспечить при подборе параметров балки, при котором собственные частоты балки и маятников равны, то есть, когда $\omega = k$.

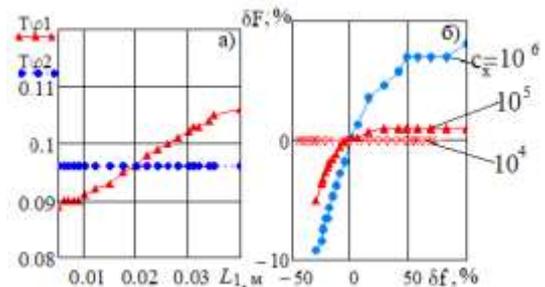


Рисунок 14 - Синхронизация маятников при расстройке частот

На рис. 14а показано изменение периодов колебаний маятников при изменении длины первого маятника в диапазоне $L_1 = 0,005 - 0,04$ м, длина второго маятника при этом $L_2 = 0,02$ м = const, а жесткость пружины основания $c_x = 10^6$ Н/м; период первого маятника растет, а второго – остается без изменения. На рис. 14б эти результаты перестроены в виде зависимости относительного изменения частоты колебаний от относительной расстройки по

формулам
$$\delta F = \frac{\frac{1}{T_{\varphi 1 i}} - \frac{1}{T_{\varphi 2}}}{\frac{1}{T_{\varphi 2}}} 100 \% \text{ и } \delta f = \frac{\sqrt{\frac{g}{L_{1i}}} - \sqrt{\frac{g}{L_2}}}{\sqrt{\frac{g}{L_2}}} 100 \% \text{ для различных жесткостей}$$

основания; при малой жесткости синхронизация практически полная, с ростом расстройки и жесткости пружины основания синхронизация ухудшается.

Результаты численного эксперимента можно усилить, если преобразовать систему уравнений (13) к безразмерному виду. Тогда появляются безразмерные комплексы, критерии подобия, в самой структуре которых заложена сущность физических процессов, происходящих в рассматриваемом устройстве. Вводя безразмерное время $\tau = \omega t$ получаем систему (14)

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varphi_1}{d\tau^2} &= -(Sh_1)^2 \sin(\varphi_1) - \bar{K}_{M\varphi 1} \frac{d\varphi_1}{d\tau} \\ &\quad + \bar{x} \cos(\varphi_1) \\ \frac{d^2 \varphi_2}{d\tau^2} &= -(Sh_2)^2 \sin(\varphi_2) - \\ \bar{K}_{M\varphi 2} \frac{d\varphi_2}{d\tau} &+ \bar{x} \cos(\varphi_2) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \bar{x}}{d\tau^2} &= -\bar{x} - 2\xi \frac{d\bar{x}}{d\tau} + \bar{m}_1 \left(\frac{d\varphi_1}{d\tau}\right)^2 \\ &\quad + \bar{m}_{11} \cos(\varphi_1) \\ &\quad + \bar{m}_2 \bar{L}_{21} \left(\frac{d\varphi_2}{d\tau}\right)^2 \\ &\quad + \bar{m}_{22} \cos(\varphi_2) \end{aligned}$$

где $Sh_{1,2} = \sqrt{\frac{M_x g}{c_x L_{1,2}}}$ – отношения характерных времен, числа Струхали маятников; $\bar{K}_{M\varphi 12} =$

$\frac{K_{M\varphi 12}}{m_{1,2} L_{1,2}^2 \omega}$ – безразмерные коэффициенты вязкого трения маятников, $\xi = \frac{k_{vx}}{2\sqrt{M_x/c_x}}$ – коэффициент вязкого трения платформы; $\bar{m}_{12} = \frac{m_{1,2}}{M_x}$; $\bar{m}_{11} = \frac{m_1 g}{M_x L_1^2 \omega}$ и $\bar{m}_{22} = \frac{m_2 g}{M_x L_2^2 \omega}$ – относительные массы маятников; $\bar{L}_{21} = \frac{L_2}{L_1}$ – относительная длина маятников (15).

Число Струхали имеет глубокий физический смысл, чем он больше (чем меньше жесткость балки), тем больше связность маятников и выше эффективность синхронизации (см. рис.14); точность хода часов будет выполняться лишь при значении числа Струхали $Sh = 1$.

4 Заключение

Выводы по результатам исследования маятника с качающимся привесом (это вспомогательная задача, предназначенная для отработки модели передачи вибрационного движения от основания к маятнику, но, вместе с тем, она имеет самостоятельное значение):

- определяющим параметром является приведенная частота $\bar{\omega} = \frac{\omega A}{kL}$, при малых частотах $\bar{\omega} \ll 1$ результаты численного решения полностью совпадают с известным аналитическим решением линейной задачи;
- с ростом частоты период колебаний растет: сначала – медленно, а с приближением к $\bar{\omega} = 2$ – катастрофически, достигая значения $\bar{T} = T/T_{лин} \approx 2,5$ и далее не изменяется; форма колебаний маятника становится квазигармонической, а амплитуда (вернее полуразмах колебаний) постоянно нарастает, достигая значения π и далее не изменяется;
- при дальнейшем увеличении относительной частоты маятник начинает вращаться.

По результатам численного исследования синхронизации маятников (и часов), подвешенных на упругой платформе, получены следующие результаты:

- маятники даже при относительно большой погрешности изготовления

$\delta L = \frac{L_1 - L_2}{L_1} 100 = 17,355\%$ колеблются почти одинаково: погрешность амплитуд составляет $\delta\varphi = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} = 9,224\%$, частоты же колебаний, что значительно важнее, практически совпадают, относительная разность периодов составляет всего $\delta T = 0,696\%$, для часов погрешность еще меньше.

- фактором, определяющим взаимную синхронизацию маятников, является число

Струхала $Sh = \frac{\omega}{k} = \sqrt{\frac{c_x L}{M_x g}}$, чем больше число

Струхала (жесткость платформы – меньше), тем выше эффективность синхронизации;

- платформа при выбранных параметрах колеблется с частотой близкой к собственной;

- периоды колебаний маятников примерно равны периодам платформы (платформа «навязывает» свою частоту и маятники как бы забывают собственную частоту), с ростом жесткости платформы c_x (и числа Струхала) периоды также уменьшаются, точное равенство периодов платформы и маятников выполняется в случае, когда $Sh=1$;

- с увеличением расстройки частот маятников погрешность синхронизации увеличивается, а с ростом числа Струхала – уменьшается.

Завершая статью еще раз отметим, что все выводы о синхронизации относятся к принятой расчетной схеме, при иной идеализации такого довольно сложного технического объекта могут получиться соответственно иные результаты.

Список использованных источников

[1] Пиковский А., Розенблюм М., Куртс Ю. Синхронизация: Фундаментальное явление. М: Техносфера, 2003. – 496 с.

[2] Блехман И. И., Синхронизация в природе и технике. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 352 с.

[3] Канунников А. Ю., Лампер Р. Е., Синхронизация хода маятниковых часов, подвешенных на упругой балке.

[4] Анищенко В. С., Астахов В. В., Вадивасова Т. Е., Регулярные и хаотические колебания. Синхронизация и влияние флуктуаций: Учебник-

монография / В. С. Анищенко, В. В. Астахов, Т. Е. Вадивасова – Долгопрудный: Издательский Дом «Инте-лект», 2009, - 312 с.

[5] Теоретическая механика в решениях задач из сборника И. В. Мещерского: Динамика материальной точки: Учебное пособие / Под ред. Г. М. Розенבלата. Изд.3-е. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», - 312 с.

SYNCHRONIZATION OF PENDULUMS (NUMERICAL STUDY)

Robert A. Sunarchin

Peter the Great St.Petersburg
Polytechnic University
29, Polytechnicheskaya,
St.Petersburg, Russian Federation
195251

sunar1939@mail.ru

Pavel V. Petrov

Ufa state aviation University
technical University, Karl-Marx, 12
Ufa, Republic of Bashkortostan,
Russian Federation
450000

pvl.petrov@mail.ru

This paper presents the results of a numerical study of synchronization of pendulums, chronometers, and mechanical clocks suspended from a common movable beam. An auxiliary problem is considered about the oscillations of a pendulum with a swinging weight, then the mutual synchronization of free vibrations of two and four pendulums (and pendulums with the supply of a moment pulse-clock) on a common movable spring-loaded beam. It is shown that in the considered simplest configuration, mutual synchronization (equality of frequencies or oscillation periods) is performed with high efficiency. The frequency of synchronized oscillations of the pendulums is close to the frequency of vibrations of the platform in a wide range of changes in its rigidity. The degree of connectivity of pendulums and synchronization of their oscillations is determined by the Strouhal number. Synchronization of clocks does not guarantee the accuracy of their movement, which is achieved only when the Strouhal number is equal to one.

Key words: Numerical methods; auto-oscillation; nonlinear model; dry friction force; synchronization

References

- [1] Pikovsky A., Rosenblum M., Kurts Yu. Synchronization: a Fundamental phenomenon. M: Technosphere, 2003. - 496 p.
- [2] Blechman I. I., Synchronization in nature and technology. - Moscow: Nauka. Home edition of physical and mathematical literature, 1981. - 352 p .
- [3] Kanunnikov A. Yu., Lamper R. E., Synchronization of the pendulum clock suspended on an elastic beam.
- [4] Anishchenko V. S., Astakhov V. V., Vadivasova T. E., Regular and chaotic oscillations. Synchronization and influence of fluctuations: Textbook-monograph / V. S. Anishchenko, V. V. Astakhov, T. E. Vadivasova-Dolgoprudny: Inte-lect publishing House, 2009, 312 p.
- [5] Theoretical mechanics in problem solutions from the collection of I. V. Meshchersky: Dy-namics of a material point: Textbook\ Ed. by G. M. Rosenbla-TA. Ed. 3-e. - M.: Book house "LIBRO-COM", - 312 p.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ "СУХИХ" УПЛОТНЕНИЙ ПРИ НАЛИЧИИ ВИБРАЦИИ РОТОРА

Д.К. Новиков,
С.В. Фалалеев,
А.В. Швецов

Самарский национальный
исследовательский университет
имени С.П. Королева,
Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086.

sergey_falaleev@mail.ru

В статье представлены результаты мониторинга возникающей в газоперекачивающих агрегатах вибрации ротора. Проведена оценка влияния вибрационных нагрузок на утечки через уплотнение. Определены максимальные амплитуды и частоты вибрации роторов газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации. Предложена динамическая модель «сухого» уплотнения, в которой реализуются осевые, угловые и изгибные колебания колец уплотнения. Проведено теоретическое определение допустимой для работы «сухого» уплотнения параметров вибрации ротора.

Ключевые слова: Сухое уплотнение; вибрация; утечки; зазор; амплитуда колебаний; динамическая модель; деформации

1 Введение

При работе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) возникает вибрация ротора из-за ряда причин, связанных как с технологией изготовления, так и с особенностями эксплуатации [1-3]. Она действует на ротор в радиальном и осевом направлениях. Вибрация может оказывать влияние и на характеристики торцового газодинамического уплотнения (ТГДУ), называемого в литературе как "сухое" уплотнение. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации [4-7]. В сочетании с перекосом вращающегося кольца уплотнения вибрация создает повышенный момент трения на контактных поверхностях [8, 9]. Это приводит к нерасчетному режиму работы с ростом температуры в зоне трения и к увеличению утечек через уплотнение [10,11]. К тому же вибрация ротора создает дополнительные динамические напряжения в кольцах пары трения, что снижает их ресурс. Допустимый диапазон амплитуд вибраций ротора в электромагнитных подшипниках определяется возможностями используемых в ГПА торцовых газодинамических уплотнений [1, 5, 7].

Поэтому необходимо исследование динамики ТГДУ с целью выявления их эксплуатационных ограничений.

2 Анализ условий работы уплотнений ГПА

Для оценки влияния вибрации ротора на характеристики уплотнения и возможности ее контроля был проведен мониторинг вибрации ГПА. В результате мониторинга должны быть определены максимальные вибросмещения ротора, возникающие в процессе эксплуатации. Эти смещения в дальнейшем должны быть реализованы на стенде для моделирования работы уплотнений в условиях повышенной вибрации ротора.

Мониторинг вибрационного состояния проводился по нагнетателям НЦ-16 с ТГДУв ООО «Газпром трансгаз Самара» в течение года. В нагнетателях применяются как электромагнитные подшипники (ЭМП), так и опоры скольжения. При использовании в опорах подшипников скольжения радиальный зазор составляет не более 100 мкм, а при использовании ЭМП зазор возрастает до 350 мкм. Поэтому при нештатных ситуациях радиальные сме-

щения вала могут достигать указанных выше величин.

Мониторинг проводился по перемещениям ротора, а также по утечкам через уплотнения. Всего было обследовано 6 нагнетателей НЦ-16. Данные мониторинга одного из нагнетателей представлены на рисунок 1, где приведены наиболее характерные результаты влияния перемещений ротора на характеристики уплотнения. На графиках даны линии трендов, построенные в виде полинома 4 степени.

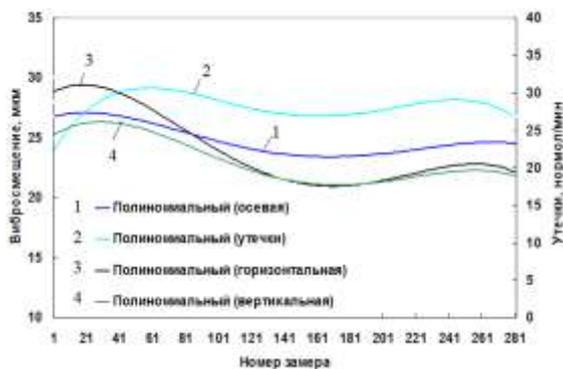


Рисунок 1 - Влияние перемещений ротора на характеристики "сухого" уплотнения Нагнетателя НЦ-16 с ЭМП за 12 месяцев

Можно заметить четкую взаимосвязь между утечками и перемещениями: с ростом вибрации утечки возрастают, а с уменьшением – убывают. Такие результаты получены для обоих уплотнений.

Как известно, максимальная вибрация и перемещения ротора имеют место на переходных режимах, в частности, при запуске нагнетателя. На рисунке 2 представлены виброграммы процесса запуска нагнетателя НЦ-16 с подшипниками скольжения до оборотов ротора нагнетателя 3000 об/мин. На данном агрегате установлено ТГДУ реверсивного типа, которое в статике имеет минимальный уплотнительный зазор в паре трения и, соответственно, утечки уплотняемого газа (2400 нл/ч). Уровень утечек зависит от величины статического зазора и начального положения резинового кольца вторичного уплотнения при его монтаже. Здесь: 1, синяя

линия - утечки, нл/ч; 2, красная линия - виброперемещение, мкм; 3, желтая линия - осевой сдвиг ротора, мм; 4, белая линия - скорость вращения ротора, об/мин.

На графике изменения утечек через ТГДУ можно выделить характерные участки, отмеченные точками А - F. При начале набора оборотов ротора (кривая 4), началось осевое смещение ротора (кривая 3) в направлении к приводу, что соответствует закрытию ТГДУ. Это вызвало незначительное снижение утечек газа через уплотнение (кривая 1, участок А-В). Далее ротор начинает смещаться в сторону нагнетателя (кривая 3), что привело к раскрытию уплотнения и росту утечек на 50 % (участок В-С). Этому же способствует увеличение радиальной вибрации ротора (кривая 2).

Необходимо отметить, что такое поведение уплотнения связано с тем, что при малых оборотах ротора жесткость газового слоя в ТГДУ невысока и уплотнение не обеспечивает требуемую реакцию на перемещения торца ротора. На рабочих оборотах ротора ТГДУ реагирует на перемещения торца ротора мгновенно.

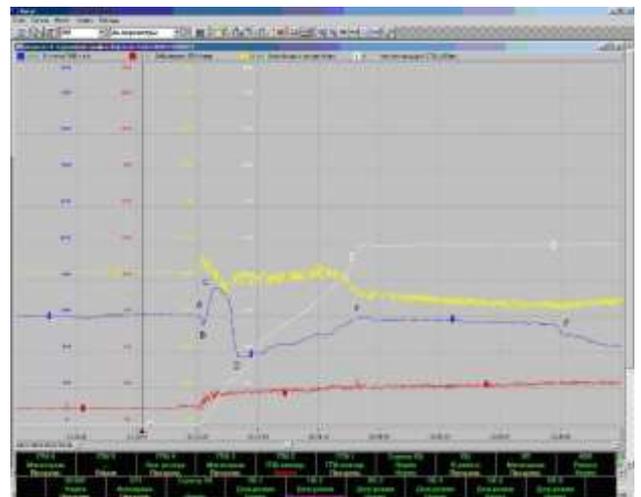


Рисунок 2 - Виброграммы запуска нагнетателя НЦ-16с подшипниками скольжения

В дальнейшем, по нашему мнению, от возникшей осевой (кривая 3) и радиальной (кривая 2) вибрации резиновое кольцо вторичного уплотнения ТГДУ установилось в рабочее положение и обеспечило

герметизацию стыка графитового кольца с корпусом, что привело к снижению утечек в 2 раза (участок С-D). С ростом оборотов ротора от 1000 до 3000 об/мин в ТГДУ увеличивается рабочий зазор из-за возникновения газодинамической подъемной силы в щели, что приводит к возрастанию утечек (участок D-E). При выходе на установившийся режим 3000 об/мин все исследуемые параметры стабилизировались (участок E-F). С точки F начинается снижение утечек газа, которое может быть обусловлено прогревом уплотнения, ростом температуры уплотняемого газа и осевым смещением ротора в сторону закрытия уплотнения.

Максимальное радиальное смещение ротора НЦ-16, согласно рисунку 3, составляет около 200 мкм, а осевое – 110 мкм. Имеются также данные в ООО «Газпром трансгаз Самара», показывающие, что при эксплуатации нагнетателя Н-370 при разрушении подшипника радиальные перемещения достигали около 400 мкм.

Проведенный анализ влияния смещения ротора для нагнетателя НЦ-16 с ЭМП в опорах позволяет заметить четкую взаимосвязь между средней величиной утечек и перемещениями: при снижении перемещений утечки через уплотнение также снижаются.

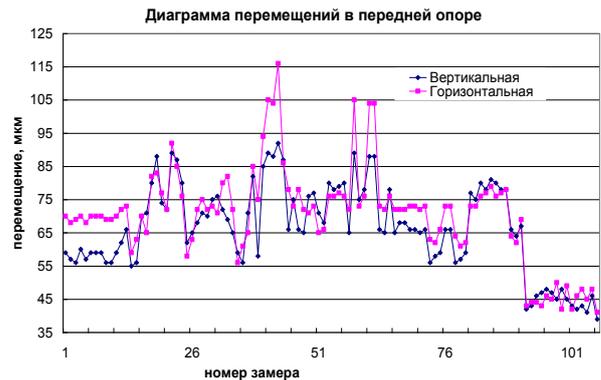
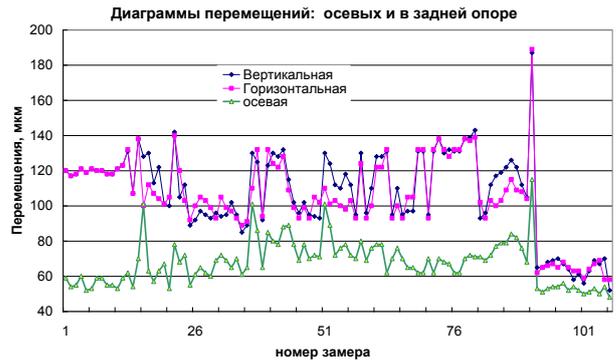
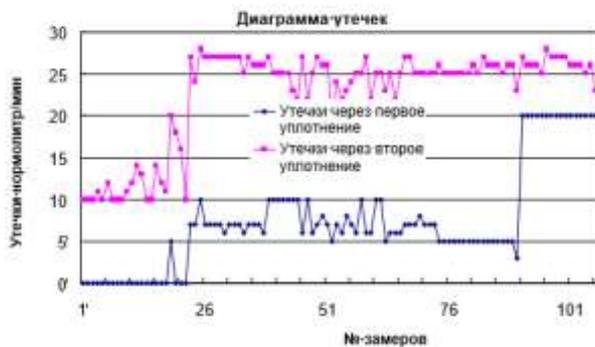


Рисунок 3 - Влияние перемещений ротора на характеристики уплотнения нагнетателя НЦ-16 за 12 месяцев

В предпомпажном режиме вибрации ротора в ГПА с электромагнитными подшипниками достигают недопустимых значений (до 250 мкм) (при радиальном зазоре в страховочном подшипнике 350 мкм) еще до начала реальных помпажных явлений. Границу допустимого режима работы «сухого» нагнетателя целесообразно определять по максимально допустимой на рабочих режимах вибрации ротора. Собственно, магнитный подшипник нормально работает при вибрации 100...150 мкм по всем каналам. По данным газотранспортных обществ осевые и радиальные перемещения в ТГДУ в агрегатах с магнитным подвесом могут достигать 200...300 мкм с частотой 15...200 Гц. Поэтому необходимо оценить работоспособность ТГДУ при такой вибрации ротора.

3 Динамическая модель ТГДУ

В настоящее время известно несколько моделей ТГДУ. Проведенный анализ по

методике, изложенной в работе [2], показал, что для частот вращения, характерных для существующих ГПА, рационально рассмотрение ТГДУ в виде двухмассовой модели с параметрами, изображенными на рисунке 4.

Прижим (Мпр) установлен в корпусе турбомашин и поджимается к невращающемуся кольцу (Мк) набором пружин жесткостью Суэ. Вторичное уплотнение представляется элементом, обладающим жесткостью (С1), демпфированием (b1) и сухим трением (R1). Между графитовым кольцом (Мк) и вращающейся втулкой (Мвт) находится рабочий слой (Сдин). Торец ротора передает воздействие на ТГДУ, имеющее осевую и угловую составляющие колебаний с амплитудами z₀, α₀. Втулка и кольцо могут дополнительно иметь изгибные составляющие колебаний θ.

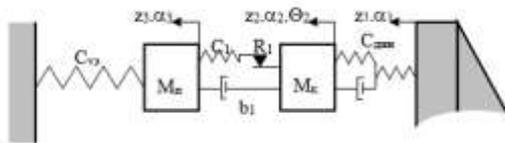


Рисунок 4 - Двухмассовая динамическая модель ТГДУ

Колебания невращающегося кольца описываются системой уравнений:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0 \quad I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0$$

$$I_p\ddot{\theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0$$

где m, I, I_p - масса и моменты инерции кольца;

z_2, α_2, θ_2 - осевое, угловое, изгибное перемещение кольца;

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 трех составляющих:

осевого $z_1 = z_{1,0} \sin \omega t$; углового $\alpha_1 = \alpha_{1,0} \sin \omega t$; изгибного $\theta_1 = \theta_{1,0} \sin \omega t$.

Здесь $z_{1,0}, \alpha_{1,0}, \theta_{1,0}$ - амплитуды воздействий.

Проведенный анализ величин перекрестных коэффициентов жесткости 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 угловые колебания $z_1 \rightarrow z_2, \theta_2 \rightarrow z_3$.

В работе [2] указывается, что можно отдельно рассматривать осевые и угловые колебания, а перемещения колец суммировать. Осевые и изгибные колебания нужно рассматривать совместно.

Выражения для АЧХ и ФЧХ для данных случаев были получены в работе [2]

4 Теоретическое определение допустимой для работы ТГДУ осевой вибрации ротора

На рисунках 5-7 приведено изменение зазора за период колебаний с учетом изгибных деформаций уплотнительного графитового кольца "сухого" уплотнения нагнетателя НЦ-16. Перепад давления газа на уплотнении 5,2 МПа. Частота колебаний - 100...200 Гц. Амплитуды осевых колебаний торца ротора 100...300 мкм, амплитуды угловых колебаний - до 1 мрад.

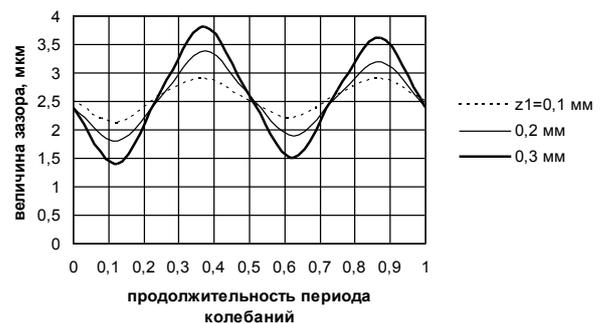


Рисунок 5 - Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 100Гц)

Анализ рисунка 5 показывает, что наличие осевых воздействий ротора с амплитудами величиной 100...300 мкм и частотой 100 Гц не оказывает сильного

влияния на работу ТГДУ. Однако при росте частоты колебаний до 200 Гц (рисунок 6) при амплитуде 200 мкм уже возможны касания уплотнительных поверхностей. Да и при росте величины зазора утечки могут возрасти в 2...3 раза, что приведет к срабатыванию защиты ГПА [11].

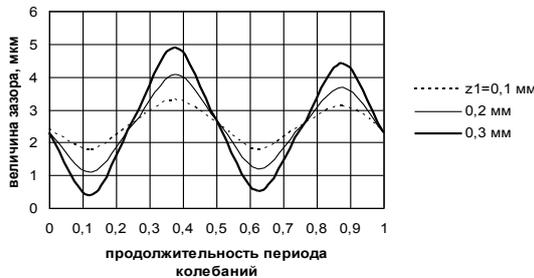


Рисунок 6 - Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200Гц)

Наличие одновременно осевых и угловых воздействий ротора (рисунок 7) существенно ухудшает ситуацию. При наличии осевых колебаний ротора с амплитудой более 200 мкм и угловых колебаний с амплитудой 1 мрад с частотой 200 Гц будут происходить соударения уплотнительных поверхностей. Как показали расчеты, при частоте 100 Гц величина зазора при рассматриваемых воздействиях снижается до 0,5...1 мкм.

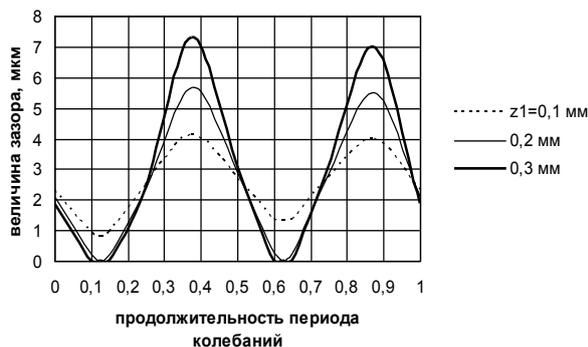


Рисунок 7 - Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200Гц, амплитуда угловых воздействий торца ротора 1 мрад)

В статье [11] приведены экспериментальные результаты для ТГДУ при перепаде давления 5...6 МПа и частоте вращения ротора 530 рад/с. Уплотнение удовлетворительно работало при

статическом радиальном смещении статора уплотнения относительно ротора в 200 мкм. При наличии торцового биения величиной 150 мкм уплотнение работало без контакта, однако существенно возросли утечки до 90 нормол/мин.

Проведенные исследования динамики ТГДУ показывают, что уплотнение удовлетворительно работает при осевых амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Опыт ООО «Газпром трансгаз Самара» показал, что обеспечение в эксплуатации амплитуд осевых и радиальных колебаний ротора величиной не более 50 мкм при допустимости на переходных режимах кратковременных повышений до 100...130 мкм не приводит к нарушению работы ТГДУ [11]. Это качественно подтверждает достоверность полученных в данном разделе теоретических результатов.

5 Заключение

К уплотнениям газоперекачивающих агрегатов предъявляются повышенные требования по надежности и герметичности. Проведенные исследования динамики «сухих» уплотнений показывают, что они удовлетворительно работает при осевых, либо при радиальных амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц, особенно при наличии одновременно осевых и угловых колебаний, делает уплотнение неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды колебаний. На основании проведенных численных исследований уплотнений рекомендуется принять предельное значение амплитуд радиальных колебаний ротора равным 0,3 мм, а осевых – 0,2 мм при частоте до 100 Гц.

Список использованных источников

- [1] Белоусов, Ю. Особенности работы «сухих» нагнетателей в предпомпажных режимах / Ю. Белоусов, Д.Кочетов, Ю. Кравцов, А. Шайхутдинов, С. Еремин // Газотурбинные технологии, 2004, №3. - С.18-21.

- [2] Фалалеев, С.В. Торцовые газодинамические уплотнения / С.В. Фалалеев, Д.К. Новиков, В.Б. Бялякин, В.В. Седов: СНИЦ РАН. – 300 с.
- [3] Falaleev, S.V. Selection of the hydrodynamic damper type for the turbomachine rotor / S.V. Falaleev, K.N.Chaadaev, D.S. Diligenskiy // Life Science Journal, 2014, Vol. 11, No 7. - P. 502-505.
- [4] Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation // Tribology and Lubrication Technology, 2005, Vol. 61, No 6. - P. 52-63.
- [5] 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, No 1. - P. 40-45.
- [6] Falaleev, S.V. Effect of clogging of the filters and throttles on work efficiency of face seals / S.V. Falaleev, A.M.Zhizhkin. // Journal of Friction and Wear, 1996, Vol. 17, No 2. - P. 225-229.
- [7] Rosseev, N.I. Stand for dynamic tests of 'dry' gas seals / N.I. Rosseev, S.D. Medvedev, A.V. Monakhov, S.V. Falaleev, V.B. Balyakin, D.K. Novikov // Gazovaya Promyshlennost, 2001, No 4. - P. 55-58.
- [8] Bruce, R.W. Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. - 121p.
- [9] Falaleev, S. Influence research of extreme operate conditions on the face gas dynamic seal characteristics / S. Falaleev, A. Vinogradov, P. Bondarchuk // Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Pro-ceedings. 15th International Colloquium Tribology - Automotive and Industrial Lubrication. - Ostfildern, 2006. – P. 208.
- [10] Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, in-ertial forces and complex clearance form // Life Science Journal, 2014. Vol. 11, No 9. – P. 337-343.
- [11] Balyakin, V.B. Hermeticity of secondary gas end seal assembly / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.K. Novikov. // Gazovaya Promyshlennost, 2002, No 8. – P. 56-58.

THEORETICAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF "DRY" SEALS IN THE PRESENCE OF ROTOR VIBRATION

**D.K. Novikov,
S.V. Falaleev,
A.V. Shvechov**

The article presents the results of monitoring the rotor vibration occurring in gas-pumping units. An assessment of the effect of vibration loads on seal leakage has been carried out. The maximum amplitudes and frequencies of vibration of rotors of gas-pumping units under operating conditions have been determined. A dynamic model of a "dry" seal is proposed, in which axial, angular and bending vibrations of the seal rings are realized. The theoretical definition of the rotor vibration parameters admissible for the operation of "dry" compaction is carried out.

Samara University,
Moskovskoe shosse 34,
Samara, 443086

Key words: Dry seal, vibration, leakage, clearance, vibration amplitude, dynamic model, deformations

sergey_falaleev@mail.ru

References

- [1] Belousov, Yu. Osobennosti raboty "suchich" nagnetatelej v predpompazhnykh rezhimakh / Yu. Belousov, D. Kotchetov, Yu. Kravchov, A. Shaychutdinov, S. Eremin // Газотурбинные технологии, 2004, No 3. - P.18-21.
- [2] Falaleev, S.V. Torcovie gasodinamicheskie uplotneniya / S.V. Falaleev, D.K. Novikov, V.B. Balyakin, V.V. Sedov: SNC RAN. – 300 p.
- [3] Falaleev, S.V. Selection of the hydrodynamic damper type for the turbomachine rotor / S.V. Falaleev, K.N. Chaadaev, D.S. Diligenskiy // Life Science Journal, 2014, Vol. 11, No 7. - P. 502-505.
- [4] Green, I. A transient dynamic analysis of mechanical seals including asperity contact and face deformation // Tribology and Lubrication Technology, 2005, Vol. 61, No 6. - P. 52-63.
- [5] 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, No 1. - P. 40-45.
- [6] Falaleev, S.V. Effect of clogging of the filters and throttles on work efficiency of face seals / S.V. Falaleev, A.M. Zhizhkin. // Journal of Friction and Wear, 1996, Vol. 17, No 2. - P. 225-229.
- [7] Rosseev, N.I. Stand for dynamic tests of 'dry' gas seals / N.I. Rosseev, S.D. Medvedev, A.V. Monakhov, S.V. Falaleev, V.B. Balyakin, D.K. Novikov // Gazovaya Promyshlennost, 2001, No 4. - P. 55–58.
- [8] Bruce, R.W. Handbook of Lubrication and Tribology: Theory and Design, Second Edition, 2. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2012. - 121p.
- [9] Falaleev, S. Influence research of extreme operate conditions on the face gas dynamic seal characteristics / S. Falaleev, A. Vinogradov, P. Bondarchuk // Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Proceedings. 15th International Colloquium Tribology - Automotive and Industrial Lubrication. - Ostfildern, 2006. – P. 208.
- [10] Falaleev S.V. Hydrodynamic characteristics of the face seal taking into account lubricant film breakdown, inertial forces and complex clearance form // Life Science Journal, 2014. Vol. 11, No 9. – P. 337-343.
- [11] Balyakin, V.B. Hermeticity of secondary gas end seal assembly / V.B. Balyakin, S.V. Falaleev, D.K. Novikov. // Gazovaya Promyshlennost, 2002, No 8. – P. 56–58.

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА В ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

В. А. Шишков

ООО «Палладио», Тольятти,
Российская Федерация

Vladimir-shishkov@yandex.ru

Цель работы: повышение эффективности работы энергетической установки. Способ управления подачей криогенного топлива в газотурбинный двигатель заключается в насосной подаче его жидкой фазы, с последующим разделением её на две части и регулированием расхода каждой части. Подогрев первой части криогенного топлива до газообразного состояния в теплообменном аппарате, её смешением со второй частью и подачей полученной смеси криогенного топлива в камеру сгорания. Через теплообменный аппарат пропускают первую часть расхода криогенного топлива

$G_{ta} = G_{sm} \cdot [C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_l] / [i_g - i_l]$, где G_{sm} – расход криогенного топлива на выходе из смесителя, C_{p_sm} – изобарная теплоёмкость криогенного топлива на выходе из смесителя, T_{fp} – температура фазового перехода криогенного топлива от жидкости к газу при давлении в смесителе, ΔT – превышение температуры газовой смеси криогенного топлива на выходе смесителя над температурой фазового перехода, i_l – энтальпия первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат и второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель, i_g – энтальпия газообразной фазы криогенного топлива на выходе теплообменного аппарата, при которой её подают на первый вход в смеситель. При этом $i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l$ и $G_{sm} = G_{ta} + G_l$, где G_l – расход второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель. При давлении криогенного топлива в смесителе ниже критического значения P_{kr} , температура T_{fp} фазового перехода от жидкости к газу криогенного топлива принимают равной температуре $T_{нас}$ на линии насыщения криогенного топлива при соответствующем давлении в смесителе. Превышение температуры смеси криогенного топлива над температурой фазового перехода после смешения газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя задают $\Delta T = 60^\circ \dots 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ \dots 260^\circ$ для криогенного водорода. За счёт газификации части расхода криогенного топлива в теплообменном аппарате и последующем смешении этой части со второй жидкой частью криогенного топлива в смесителе, уменьшено обмерзание наружной поверхности теплообменного аппарата на всех режимах работы энергетической установки. За счёт снижения наружного обмерзания каналов теплообменного аппарата, в нём повышена эффективность теплопередачи. За счёт снижения габаритов теплообменного аппарата уменьшены гидравлические потери в газодинамическом тракте энергетической установки, что, в свою очередь, повышает её коэффициент полезного действия. За счёт снижения температуры газовой фазы криогенного топлива на входе в камеру сгорания снижена температура выхлопных газов на её выходе, что, в свою очередь, повысило надёжность работы газовой турбины энергетической установки. Способ работы системы подачи криогенного топлива предназначен для энергетических установок наземного базирования и транспортных средств. Работа предназначена для научных работников и инженеров конструкторов в области использования криогенных топлив для двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова. теплообменный аппарат, криогенное топливо, жидкая и газообразная фазы, линия насыщения, энергетическая установка.

1 Введение

Известна система подачи криогенного топлива в камеру сгорания энергетической установки [1], содержащую криогенную ёмкость, соединённую через насос, теплообменник газификатор и отсечной клапан с форсунками камеры сгорания газотурбинного двигателя. Недостаток этой системы подачи криогенного топлива заключается в том, что наружное обмерзание льдом каналов теплообменника газификатора со стороны входа криогенного топлива достигает 40% от теплопередающей площади наружной поверхности каналов на низких режимах работы энергетической установки и до 10% на максимальных режимах работы энергетической установки.

Известен способ работы двухтопливного газотурбинного двигателя, работающего на углеводородном и криогенном топливе [2], заключающийся в том, что при работе на углеводородном топливе в камеру сгорания через теплообменник подают и криогенное топливо в количестве, обеспечивающем охлаждение стенок теплообменника до температуры ниже допустимой температуры для конструкции теплообменников. Криогенное топливо также подают через теплообменник на режимах выше малого газа, а расход криогенного топлива через теплообменник увеличивают пропорционально увеличению температуры газов за турбиной. Недостаток способа заключается в том, что при работе газотурбинного двигателя обмерзание льдом наружной поверхности каналов теплообменного аппарата достигает 40% поверхности в зависимости от режима работы, что снижает эффективность теплопередачи, а значит и эффективность энергетической установки.

Известна система подачи криогенного топлива [3], содержащая криогенную ёмкость, соединённую последовательно через расходный клапан, топливный насос и первый регулятор расхода с входом первого теплообменника парогенератора, состоящего из входного коллектора, соединённого через

параллельные каналы с выходным коллектором, выход которого соединён через отсечной клапан с форсунками камеры сгорания, при этом подвод внешней теплоты к каналам первого теплообменника парогенератора осуществлён от горячих выхлопных газов энергетической установки, а также выход топливного насоса через второй регулятор расхода соединён с холодным входом второго теплообменника парогенератора, холодный выход которого соединён с первым входом смесителя, при этом выход криогенного топлива из первого теплообменника парогенератора соединён с горячим входом второго теплообменника парогенератора, горячий выход которого соединён со вторым входом смесителя, а его выход соединён с входом в отсечной клапан и тем, что первый и второй регуляторы расхода криогенного топлива соединены с блоком управления энергетической установки, при этом на минимальном режиме работы энергетической установки первый регулятор расхода криогенного топлива открыт не более чем на 70%, а второй регулятор расхода криогенного топлива открыт более чем на 30%, а также на максимальном режиме работы энергетической установки первый регулятор расхода криогенного топлива открыт более чем на 90%, а второй регулятор расхода криогенного топлива открыт не более чем на 10%, при этом на промежуточных между минимальным и максимальным режимами работы энергетической установки первый регулятор расхода криогенного топлива открыт в соответствии с режимом в диапазоне от 60 до 100%, а второй регулятор расхода криогенного топлива открыт соответственно в диапазоне от 40 до 0%, со стороны входа криогенного топлива на наружной поверхности канала первого теплообменника установлен датчик температуры, соединённый с блоком управления энергетической установки, при этом первым и вторым регуляторами расхода криогенного топлива управляют в зависимости от температуры стенки со стороны входа криогенного топлива на

наружной поверхности канала первого теплообменника парогенератора, при этом если температура ниже 273,15 К, то первый регулятор расхода прикрывают, а второй регулятор расхода открывают до тех пор, пока температура не превысит вышеназванное значение. Недостаток системы заключается в применении дополнительного теплообменника, а это повышает внешние тепловые потери в нём и увеличивает габаритно-массовые характеристики, как первого теплообменника парогенератора, так и системы в целом.

Цель работы: повышение эффективности работы энергетической установки за счёт улучшения теплопередачи в теплообменном аппарате для криогенного топлива путём уменьшения зоны внешнего обледенения каналов теплообменного аппарата, повышение надёжности работы газовой турбины энергетической установки за счёт снижения температуры газов в камере сгорания путём отбора теплоты к поступающей холодной газовой фазе криогенного топлива, а также снижение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата, как с внутренней полости, так и со стороны горячих выхлопных газов путём уменьшения объёма льда, намерзающего на внешней поверхности каналов теплообменного аппарата.

2 Основной подход

Система для осуществления способа (рис. 1) содержит криогенную емкость 1 соединенную с входом криогенного насоса 2, выход которого соединен последовательно через первый регулятор расхода 3, теплообменный аппарат 4, с первым входом смесителя 5, выход которого соединен с форсункой 7 в энергетическом устройстве 8 (газотурбинный двигатель), а также через второй регулятор расхода 6, вход которого соединён с выходом насоса 2, а выход со вторым входом смесителя 5.

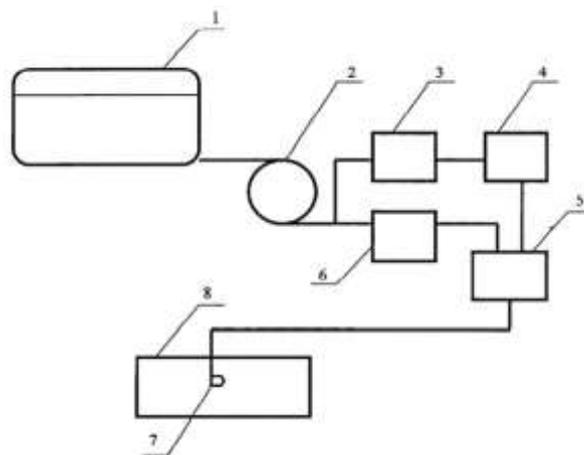


Рисунок 1 - Схема системы подачи криогенного продукта в газотурбинный двигатель

На рисунке 2 Схема газификации криогенного топлива в теплообменном аппарате и смесителе в координатах T-S (температура – энтропия).

На схеме рисунка 2 кривая 22 показывает линию фазового перехода криогенного топлива из жидкости в газ при рабочих давлениях выше критической точки $P_{кр}$, а при давлениях ниже критической точки $P_{кр}$ линия полного фазового перехода из жидкости в газ совпадает с линией насыщения 9.

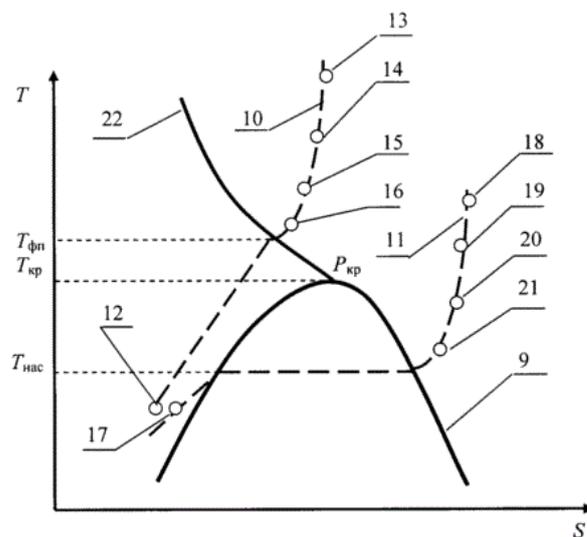


Рисунок 2 - Схема газификации криогенного топлива в теплообменном аппарате и смесителе в координатах T-S (температура – энтропия)

Линия 10 показывает изменение температуры криогенного топлива при давлениях выше критической точки $P_{кр}$, а

линия 11 при давлениях ниже критической точки. Линии 10 и 11 близки к изобарам, но учитывают потери давления из-за гидравлических сопротивлений элементов системы подачи криогенного топлива. Точка 12 на линии 10 показывает температуру и энтальпию первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива на втором входе в смеситель 5 при давлении выше критической точки $P_{кр}$. Точка 13 показывает температуру газовой фазы криогенного топлива на выходе из теплообменного аппарата 4 и на первом входе в смеситель 5. Точка 14 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода. Точка 15 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $60^\circ > \Delta T > 170^\circ$ для криогенного метана и $150^\circ > \Delta T > 260^\circ$ для криогенного водорода. Точка 16 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода. Точка 17 на линии 11 показывает температуру и энтальпию первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива на втором входе в смеситель 5 при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 18 показывает температуру газовой фазы криогенного топлива на выходе из теплообменного аппарата 4 и на первом входе в смеситель 5 при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 19 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 20 показывает температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $60^\circ > \Delta T > 170^\circ$ для криогенного метана и $150^\circ > \Delta T > 260^\circ$ для криогенного водорода при давлении ниже критической точки $P_{кр}$. Точка 21 показывает

температуру смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 при $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода при давлении ниже критической точки $P_{кр}$.

Из криогенной емкости 1 с помощью насоса 2 (рисунок 1) осуществляют подачу первой части жидкой фазы криогенного топлива с температурой в точке 12 (рисунок 2) через первый регулятор расхода 3 (рисунок 1) и подогреве этой первой части криогенного топлива до газообразного состояния до точки 13 (рисунок 2) в теплообменном аппарате 4 (рисунок 1), с выхода которого газовую фазу криогенного топлива подают на первый вход смесителя 5 для последующего смешения со второй частью жидкой фазы криогенного топлива с температурой в точке 12 (рисунок 2), которую подают от выхода насоса 2 через второй регулятор расхода 6 на второй вход смесителя 5 (рисунок 1), с выхода которого газовая смесь криогенного топлива с температурой в точке 15 (рисунок 2) поступает в форсунку 7 в энергетическом устройстве 8 (рисунок 1), при этом через теплообменный аппарат 4 (рисунок 1) пропускают первую часть расхода криогенного топлива:

$$G_{та} = G_{см} \cdot [C_{p_см} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_1] / [i_g - i_1],$$

где $G_{см}$ – расход смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 (рисунок 1), $C_{p_см}$ – изобарная теплоёмкость смеси криогенного топлива на выходе из смесителя 5, T_{fp} – температура (рисунок 2) фазового перехода криогенного топлива от жидкости к газу при давлении в смесителе 5 (рисунок 1), ΔT – превышение температуры в точке 15 (рисунок 2) смеси криогенного топлива над температурой T_{fp} фазового перехода после смешения газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя 5 (рисунок 1), $i_ж$ – энтальпия в точке 12 (рисунок 2) первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель 5, i_g – энтальпия в точке 13 (рисунок 2) газообразной фазы криогенного топлива на

выходе теплообменного аппарата 4, и при которой её подают на первый вход в смеситель 5 (рисунок 1), при этом

$$i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l \text{ и } G_{sm} = G_{ta} + G_1,$$

где G_1 – расход второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель 5.

При давлении криогенного топлива в смесителе 5 ниже критического значения P_{kg} (рисунок 2) из криогенной емкости 1 с помощью насоса 2 (рисунок 1) осуществляют подачу первой части жидкой фазы криогенного топлива с температурой в точке 17 (рисунок 2) через первый регулятор расхода 3 (рисунок 1) и подогреве до точки 18 (рисунок 2) этой первой части криогенного топлива до газообразного состояния в теплообменном аппарате 4, с выхода которого газовую фазу криогенного топлива подают на первый вход смесителя 5 (рис.1) с температурой в точке 18 (рис.2) для последующего смешения со второй частью жидкой фазы криогенного топлива при температуре в точке 17 (рис.2), которую подают от выхода насоса 2 через второй регулятор расхода 6 на второй вход смесителя 5 (рис.1), с выхода которого газовая смесь криогенного топлива с температурой в точке 20 (рис.2) поступает в форсунку 7 (рис.1) в энергетическом устройстве 8, при этом через теплообменный аппарат 4 (рис.1) пропускают первую часть расхода криогенного топлива:

$$G_{ta} = G_{sm} \cdot [C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - i_l] / [i_g - i_l],$$

где G_{sm} – расход смеси криогенного топлива на выходе смесителя 5 (рис.1), C_{p_sm} – изобарная теплоёмкость смеси криогенного топлива на выходе из смесителя 5, T_{fp} – температура (рис.2) фазового перехода криогенного топлива от жидкости к газу при давлении в смесителе 5 (рис.1) принимают равной температуре T_{nas} (рис.2) на линии насыщения криогенного топлива при соответствующем давлении в смесителе 5 (рис.1), ΔT – превышение температуры в точке 20 (рис.2) смеси криогенного топлива над температурой T_{fp} (рис.2) фазового перехода после смешения

газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя 5 (рис.1), i_l – энтальпия в точке 17 (рис.2) первой части жидкой фазы криогенного топлива на входе в теплообменный аппарат 4 и второй части жидкой фазы криогенного топлива, который подают на второй вход в смеситель 5 (рис.1), i_g – энтальпия в точке 18 (рис.2) газообразной фазы криогенного топлива на выходе теплообменного аппарата 4, при которой её подают на первый вход в смеситель 5 (рис.1), при этом

$$i_g > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > i_l \text{ и}$$

$$G_{sm} = G_{ta} + G_1,$$

где G_1 – расход второй части жидкой фазы криогенного топлива, которую подают на второй вход в смеситель 5.

При изменении режима работы энергетического устройства 8 (рис.1) ограничивают диапазон ΔT превышения температуры криогенного топлива над температурой T_{fp} (рис.2) фазового перехода после смешения газовой и жидкой фаз на выходе из смесителя 5 (рис.1), на рис.2 точка 16 соответствует превышению $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода, а точка 14 превышению $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода. Для давлений в смесителе 5 (рис.1) ниже критического значения P_{kg} (рис.2) температура фазового перехода $T_{fp} = T_{nas}$ (рис.2) равна температуре на линии насыщения 9 (рис.2) при соответствующем давлении в смесителе 5 (рис.1), при этом точка 21 (рис.2) соответствует превышению $\Delta T = 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 150^\circ$ для криогенного водорода, а точка 19 (рис.2) превышению $\Delta T = 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T = 260^\circ$ для криогенного водорода. Малые величины $\Delta T < 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T < 150^\circ$ для криогенного водорода приводят к появлению двухфазной среды на выходе из смесителя 5 (рис.1) и наружному обледенению форсунок 7 энергетического устройства 8, что ухудшает точность дозирования криогенного продукта через форсунки 7 (рис.1) при подаче в

энергетическую устройство 8 (рис.1), а также приводит к его неустойчивой работе. Для $\Delta T > 60^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T > 150^\circ$ для криогенного водорода форсунки 7 (рис.1) не получают наружного обледенения из-за высокой температуры (250...400°C) обтекающего их воздуха из-за компрессора и его расхода, который больше расхода $G_{см}$ криогенного топлива в соответствии со стехиометрическим числом. Большие величины $\Delta T > 170^\circ$ для криогенного метана и $\Delta T > 260^\circ$ для криогенного водорода приводят к увеличению габаритов теплообменного аппарата 4 (рис.1), а значит и к гидравлическим потерям в нём, как при подаче криогенного продукта $G_{та}$, так и внешнего горячего теплоносителя (горячие газы на выходе из турбины энергетической установки) из-за увеличения площади теплопередающей поверхности теплообменного аппарата 4 (рис.1) и увеличения наружного обледенения.

За счёт газификации части расхода криогенного топлива в теплообменном аппарате и последующем смешении этой части со второй жидкой частью криогенного топлива в смесителе, уменьшено обмерзание наружной поверхности теплообменного аппарата на всех режимах работы энергетической установки. За счёт снижения наружного обмерзания каналов теплообменного аппарата, в нём повышена эффективность теплопередачи. За счёт снижения габаритов теплообменного аппарата уменьшены гидравлические потери в газодинамическом тракте энергетической установки, что, в свою очередь, повышает её коэффициент полезного действия. За счёт снижения температуры газовой фазы криогенного топлива на входе в камеру сгорания снижена температура выхлопных газов на её выходе, что, в свою очередь, повысило надёжность работы газовой турбины энергетической установки.

Список использованных источников

[1] Авторское свидетельство СССР №1795139, F02K 9/44, опубл. 1991.

[2] Патент RU №93006021, F02C 9/00, опубл. 30.04.1995.

[3] Патент RU №2667845, заявл. 30.08.2017, опубл. 24.09.2018. Бюл. №27. - 11 с.

[4] Способ работы системы подачи криогенного продукта: патент на изобретение № 2705347: МПК F02C 9/00 (2006.1), F02K 9/44 (2006.1), F17C 9/02 (2006.1) / Шишков В.А.; заявитель Шишков В.А.– №2018141151/06(068536); заявл. 22.11.2018, опубл. 6.11.2019. Бюл.№31.– 10с.

THE METHOD OF CONTROLLING THE SUPPLY OF CRYOGENIC FUEL IN A GAS TURBINE ENGINE**V.A. Shishkov**

Palladio LLC, Tolyatti, Russian Federation

Vladimir-shishkov@yandex.ru

Purpose of work: increasing the efficiency of the power plant. A method of controlling the supply of cryogenic fuel to a gas turbine engine is to pump its liquid phase, followed by its separation into two parts and controlling the flow rate of each part. Heated the first part of the cryogenic fuel to a gaseous state in the heat exchanger, mixing it with the second part and feeding the resulting mixture of cryogenic fuel into the combustion chamber. The first part of the cryogenic fuel flow rate is passed through the heat exchanger $G_{ta} = G_{sm} \cdot [C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) - il] / [ig - il]$, where G_{sm} is the consumption of cryogenic fuel at the outlet of the mixer, C_{p_sm} is the isobaric heat capacity of cryogenic fuel at the outlet from the mixer, T_{fp} is the temperature of the phase transition of cryogenic fuel from liquid to gas at a pressure in the mixer, ΔT is the temperature of the gas mixture of cryogenic fuel at the outlet of the mixer above the temperature of the phase transition, il is the enthalpy of the first part of the liquid phase of cryogenic fuel at the input ode to the heat exchanger and the second part of the liquid phase of the cryogenic fuel, which is fed to the second entrance to the mixer, ig is the enthalpy of the gaseous phase of the cryogenic fuel at the outlet of the heat exchanger, at which it is fed to the first entrance to the mixer. Moreover, $ig > C_{p_sm} \cdot (T_{fp} + \Delta T) > il$ and $G_{sm} = G_{ta} + G_l$, where G_l is the flow rate of the second part of the liquid phase of the cryogenic fuel, which is fed to the second input to the mixer. When the pressure of the cryogenic fuel in the mixer is below the critical value P_{kr} , the temperature T_{fp} of the phase transition from liquid to gas of the cryogenic fuel is taken equal to the temperature T_{nas} on the saturation line of the cryogenic fuel at the corresponding pressure in the mixer. The excess of the temperature of the cryogenic fuel mixture over the phase transition temperature after mixing the gas and liquid phases at the mixer outlet sets $\Delta T = 60^\circ \dots 170^\circ$ for cryogenic methane and $\Delta T = 150^\circ \dots 260^\circ$ for cryogenic hydrogen. Due to the gasification of a part of the cryogenic fuel consumption in the heat exchanger and subsequent mixing of this part with the second liquid part of the cryogenic fuel in the mixer, the freezing of the outer surface of the heat exchanger in all operating modes of the power plant is reduced. Due to the reduction of external freezing of the channels of the heat exchanger, the heat transfer efficiency is increased in it. By reducing the dimensions of the heat exchanger, the hydraulic losses in the gas-dynamic path of the power plant are reduced, which, in turn, increases its efficiency. By lowering the temperature of the gas phase of the cryogenic fuel at the inlet to the combustion chamber, the temperature of the exhaust gases at its outlet is reduced, which, in turn, increased the reliability of the gas turbine of the power plant. The method of operation of the cryogenic fuel supply system is intended for ground-based power plants and vehicles. The work is intended for scientists and designers in the field of cryogenic fuels for internal combustion engines.

Key words: heat exchanger, cryogenic fuel, liquid and gaseous phases, saturation line, power plant.

References

- [1] USSR author's certificate No. 1795139, F02K 9/44, publ. 1991.
- [2] Patent RU No. 93006021, F02C 9/00, publ. 04/30/1995.
- [3] Patent RU No. 2667845, claimed. 08/30/2017, publ. 09/24/2018. Bull. Number 27. - 11 p.

[4] The method of operation of the cryogenic product supply system: patent for invention No. 2705347: IPC F02C 9/00 (2006.1), F02K 9/44 (2006.1), F17C 9/02 (2006.1) / Shishkov V.A. . the applicant Shishkov V.A.– No. 2018141151/06 (068536); declared 11/22/2018, publ. 11/06/2019. Bull. No. 31.– 10s.