ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.825.6-192 DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-7-13

Планирование экспериментальных исследований уплотнительных узлов турбонасосного агрегата

С.П. Ереско[a], Е.В. Кукушкин[b], А.А. Орлов[c]

Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва,
пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия
[a]eresko07@mail.ru, [b]ironjeck@mail.ru, [c]sanneks1985@gmail.com
[a]https://orcid.org/0000-0001-9580-480X,
[b]https://orcid.org/0000-0002-9921-5751,
[c]https://orcid.org/0000-0002-4855-2563
Статья поступила 27.02.2019, принята 18.07.2019

Рассматриваются основные направления развития и совершенствования рабочих характеристик узлов уплотнения турбонасосных агрегатов. Указаны вопросы и задачи, требующие решения на уровне формирования новых методик расчета. Рассмотрены современные достижения в области методик проектирования и применяемых решений. Приведен основной обзор работ, выполненных в данном направлении. Дан анализ современных представлений в герметологии, касающихся теплового режима уплотнительных поверхностей. Рассмотрены вопросы прогнозирования долговечности узла уплотнения в различных режимах работы пар трения. На основе анализа используемых источников выявлена необходимость решения проблем, возникающих при проектировании узлов уплотнений, которые отвечали бы особым требованиям, связанным с применением узлов в турбонасосных агрегатах высокой мощности. В частности, требуют совершенствования методы расчета теплового состояния пар трения как важный элемент ,оказывающий преимущественное влияние на работоспособность узлов данных агрегатов. Конструкция стенда, применявшегося при испытаниях уплотнений вращающегося вала, позволяет исследовать пары трения при высокой окружной скорости и высокой выделяемой мощности в зоне трения. Выбранные основные критерии оптимизации параметров уплотнений обеспечивают оптимальное количество испытаний в ходе эксперимента. Приведенная методика планирования эксперимента предназначена для получения экспериментальных данных исследований узлов уплотнения в разных режимах эксплуатации. Это дает возможность оценить материалы и выбранную конструкцию уплотнительных пар, обосновать причины выхода из строя узлов уплотнений, а также сформировать рекомендации для дальнейшего совершенствования методик проектирования.

Ключевые слова: математическая модель; тепловое состояние; уплотнительный узел; турбонасосный агрегат; герметология; оптимизация; методика проектирования.

Planning experimental studies of sealing units of a turbopump assembly

S.P. Eresko[a], E.V. Kukushkin[b], A.A. Orlov[c]

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology; 31, Krasnoyarsky Rabochy Per., Krasnoyarsk, Russia
[a]eresko07@mail.ru, [b]ironjeck@mail.ru, [c]sanneks1985@gmail.com
[a]https://orcid.org/0000-0001-9580-480X,
[b]https://orcid.org/0000-0002-9921-5751,
[c]https://orcid.org/0000-0002-4855-2563
Received 27.02.2019, accepted 18.07.2019

The main directions of development and improvement of the operating characteristics of the seal assemblies of turbopump units are considered. The issues and tasks that need to be addressed at the level of formation of new calculation methods are indicated. The current achievements in the field of design techniques and applied solutions are considered. A basic overview of the work carried out in this direction is given. The analysis of modern concepts in hermetology regarding the thermal regime of sealing surfaces is given. The problems of forecasting the severity of the seal assembly in various modes of friction pairs are determined. Based on the analysis of the sources used, the need for solving the problems arising in the design of seal assemblies that would meet the special requirements asso-

ciated with the use of nodes in high-power turbopump units has been identified. In particular, methods for calculating the thermal state of friction pairs as an important element that have an advantageous effect on the performance of the nodes of these units require improvement. The design of the bench used in testing the seals of a rotating shaft allows to study friction pairs at high peripheral speed and high released power in the friction zone. The selected basic criteria for optimizing the parameters of the seals provide the optimal number of tests during the experiment. The above experimental design methodology is aimed at obtaining experimental data on the study of seal assemblies in different operating modes. This makes it possible to evaluate the materials and the selected design of the sealing pairs, justify the reasons for the failure of the nodes seals, as well as form recommendations for further improvement of design techniques.

Keywords: mathematical model; thermal state; sealing unit; turbopump assembly; hermetology; optimization; design technique.

В настоящее время процессы, протекающие в узлах уплотнений вращающихся валов турбонасосных агрегатов (ТНА), изучены достаточно для того, чтобы на стадии проектирования конструктор мог провести качественный анализ поставленной задачи уплотнения, подобрать необходимый вариант конструкции узла и типоразмер. Однако этот факт не отменяет необходимость испытаний проектных решений, по результатам которых зачастую приходится менять материал, размеры или конструктивное решение [1]. Причиной таких изменений является значительная неполнота существующих теорий, описывающих процессы в месте контакта поверхностей трения. Эта неполнота частично компенсируется обширными эмпирическими данными, которые, однако, не могут дать гарантий эффективности узла уплотнения. Многими исследованиями подтверждается некоторая спорадичность получаемых результатов [2]. Еще одним фактором, усложняющим выбор решения, является большое разнообразие конструкций узлов уплотнений с разной степенью изученности работы при различных условиях. Выход из строя уплотнений стоит на третьем месте среди причин аварий газотурбинной техники в США [3; 4]. Сказанное выше подтверждает актуальность дополнительных исследований и разработок конструкций и методик проектирования узлов уплотнений ТНА.

В ТНА применяются различные устройства уплотнения: плавающие кольца, манжеты, торцевые и лабиринтные уплотнения и др., в зависимости от параметров и свойств перекачиваемых сред и скоростей вращения вала. В данной работе будет рассмотрен узел уплотнения ТНА, использующий прирабатывающийся элемент в виде плавающего кольца.

Анализ параметров исследуемой системы на предмет соответствия требованиям показывает, что большинство из них не может быть признано управляемыми факторами.

Дальнейший отсев факторов основывается на оценке степени влияния на интересующие (в рамках поставленных задач) отклики системы и конструктивной целесообразности.

В результате на данном этапе исследования в качестве управляемых выбраны следующие три фактора: контактное напряжение в зоне трения, теплопроводность уплотняющего кольца (материал кольца) и коэффициент трения кольца с валом (материалы и покрытия пар трения).

Количество уровней варьирования принимаем 2, так как для нашего случая оптимизации зависимость предполагается линейной. За отклик системы принимаем температуру упругого элемента как требующее оптимизации слабое звено данной системы.

Поскольку подобные эксперименты фактически не могут быть проведены во всех точках факторного пространства, его ограничивают интервалом варьирования переменных. В этом случае состояние системы будет определяться фиксированным набором факторов. Выбор интервалов варьирования уровней основан на информации о температурном режиме внешней среды и ограничивается параметрами турбонасосных агрегатов.

Информацию о свойствах уплотнительного узла при минимуме опытов возможно получить за счет рационального планирования эксперимента. Теория планирования эксперимента подробно разработана и широко освещается в многочисленных работах [2].

В табл. 1 собраны основные входные параметры исследуемой системы. В строках 8, 9 и 10 указаны регулируемые параметры в рамках исследования их влияния на температурный режим уплотнения ТНА. В строку 16 занесены выходные данные температуры упругого элемента, рассчитанные с помощью инструмента «*Steady state thermal analysis*» (анализ установившегося теплового режима) пакета ANSYS.

Предварительный анализ результатов указывает на то, что значительная часть теплового потока проходит через тарельчатую пружину, которая должна охлаждаться уплотняемой средой с помощью конвективного теплообмена.

Однако при определенных обстоятельствах уплотняющая способность прирабатывающегося уплотнения может повыситься (за счет импеллерного уплотнения и полной приработки кольца в момент смыкания сегментов) до такого состояния, что потока утечки будет недостаточно для удержания температуры в пределах, при которых сохраняется функциональность уплотнения (в том числе и как дополнительной опоры).

В качестве первого переменного фактора, X1, выбираем теплопроводность кольца λ(*Вт/м·К*), в качестве второго фактора, X2, — коэффициент трения μ по валу, в качестве третьего фактора, X3, — контактное напряжение (*Па*) P в зоне трения, в качестве отклика Y — температуру упругого элемента (тарельчатой пружины). Определяем шаги и заносим данные уровни варьирования факторов в табл. 2.

Таблица 1

Параметры для расчета граничных условий и результаты работы конечно-элементного анализа

Параметры уплотнения для расчета граничных условий	Опыты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Диаметр кольца D (*м*)	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
Частота вращения вала n (*об./мин*)	41 100	41 100	41 100	41 100	41 100	41 100	41 100	41 100
Угловая скорость враще-ния ω (*рад/с*)	4 301,8	4 301,8	4 301,8	4 301,8	4 301,8	4 301,8	4 301,8	4 301,8
Длина элементарного участка l (*м*)	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054	0,0054
Сила прижатия F (*Н*)	2	2	2	2				
Момент сопротивления вращению (*Нм*)	0,005652	0,005652	0,002826	0,002826	0,033912	0,033912	0,016956	0,016956
Скорость относительного перемещения V (*м/с*)	77,4324	77,4324	77,4324	77,4324	77,4324	77,4324	77,4324	77,4324
Контактное давление p (*Па*)	6 552,908181	6 552,908	6 552,908	6 552,908	39 317,45	39 317,45	39 317,45	39 317,45
Коэффициент трения μ	0,1	0,1	0,05	0,05	0,1	0,1	0,05	0,05
Теплопроводность кольца пер *Вт/м·К*)	50	10	50	10	50	10	50	10
Мощность, требуемая для преодоления сил трения уплотнения (*Вт*)	24,3137736	24,31377	12,15689	12,15689	145,8826	145,8826	72,94132	72,94132
Температура в зоне контакта (*С*°)	–26,353	–22,774	–95,677	–93,887	666,88	688,35	250,94	261,68
Температура упругого элемента (*С*°)	–28,714	–31,898	–96,857	–98,449	652,71	633,61	243,86	234,31
Температура упругого элемента (*К*)	244,436	241,252	176,293	174,701	925,86	906,76	517,01	507,46

Таблица 2

Кодирование факторов

Переменные факторы	X_1	X_2	X_3
Основной уровень X0	30	0,075	22 935,175
Шаг варьирования	20	0,025	16 382,275
Верхний уровень Xi (+1)	50	0,1	6 552,9
Нижний уровень Xi (–1)	10	0,05	39 317,45

Таблица 3

Результаты реализации плана типа 2^3

x0	X_1	X_2	X_3	Y
1	1	1	–1	244,436
1	–1	1	–1	241,252
1	1	–1	–1	176,293
1	–1	–1	–1	174,701
1	1	1	1	925,86
1	–1	1	1	906,76
1	1	–1	1	517,01
1	–1	–1	1	507,46

Производим кодирование факторов по формуле:

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{\lambda_i}, \qquad (1)$$

где x_i — кодированное значение фактора; X_i — натуральное значение фактора; X_i^0 — натуральное значение основного уровня; λ_i — интервал варьирования; i — номер фактора.

Находим коэффициенты регрессии по формуле:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^{N} X_{ji} Y_i}{N}, \; j = 0,1,...,k. \qquad (2)$$

где N — число опытов; k — номер столбца матрицы планирования.

Получим: $b0$ = 461,7215; $b1$ = 4,17825; $b2$ = 117,8555; $b3$ = 252,551, а уравнение регрессии примет вид:

$$y = 461{,}7 + 4{,}18x_1 + 117{,}9x_2 + 252{,}5x_3 . \qquad (3)$$

В раскодированном виде:

$$T = –251{,}77 + 0{,}209ϟ + 4716\,\mu + 0{,}0154p . \qquad (3a)$$

На рис. 1 и 2 изображены поверхности уровня данной регрессии, которые иллюстрируют зависимость температурного режима от теплопроводности кольца и контактного давления уплотнителя.

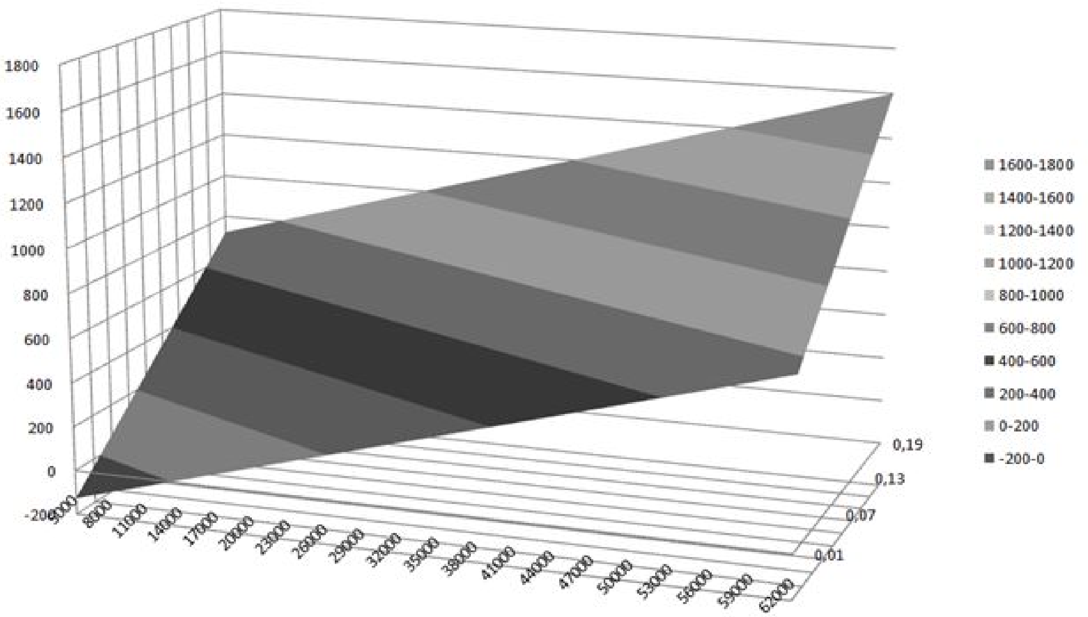

Рис. 1. Поверхность уровня при λ = 5 (*Вт/м·К*)

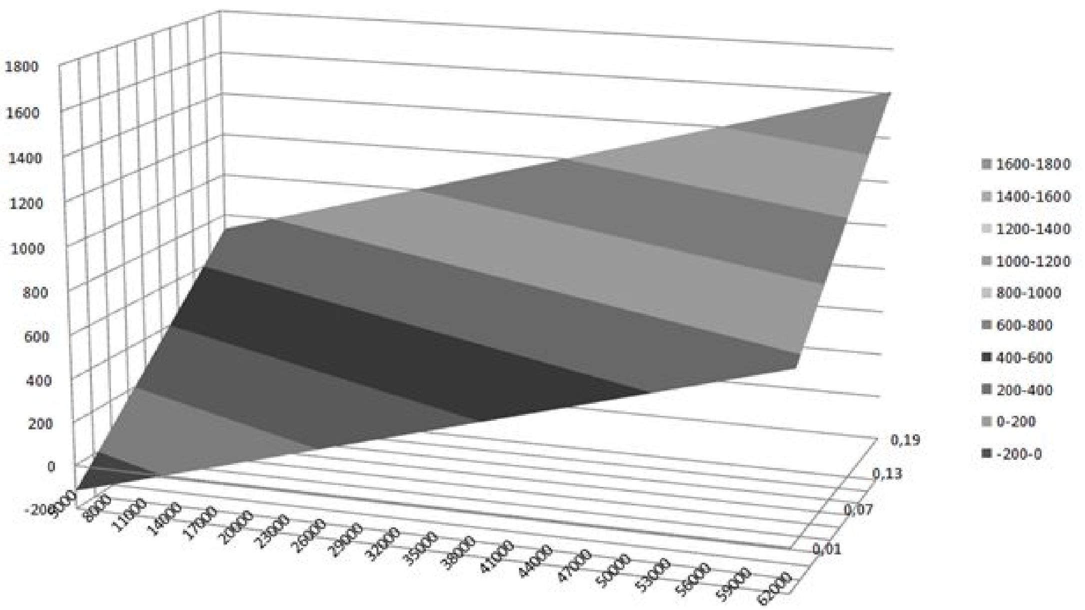

Рис. 2. Поверхность уровня при λ = 50 (*Вт/м·К*)

В результате проведенных исследований решена важная научно-техническая задача, заключающаяся в выявлении закономерностей температурных процессов в уплотнении насоса ТНА. Выполнен комплекс вычислительных экспериментов по оценке состояния элементов, входящих в состав уплотнения насоса ТНА. Определены критические параметры, при которых работа узла будет менее надежна. Даны рекомендации по решению существующей проблематики и сформулированы пути дальнейшего совершенствования насоса ТНА в части надежности уплотнительных устройств.

Разработаны конструкция и схема стенда для испытания уплотнений ТНА (рис. 3 и 4).

Рис. 3. Стенд для испытаний уплотнений ТНА

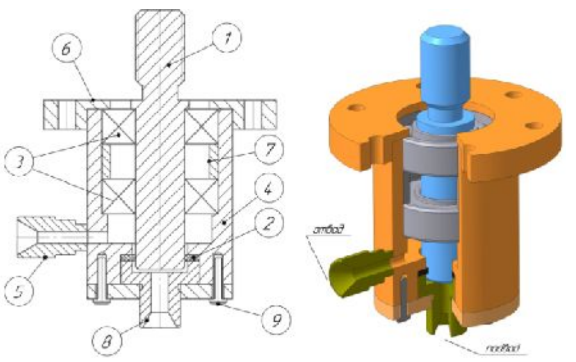

Рис. 4. Схема имитатора для испытания уплотнений ТНА

При вращении вала *1* осуществляется подвод рабочей жидкости в область, где расположено контактное уплотнение *2*, а утечки рабочей жидкости замеряются в камере отвода рабочей жидкости. Вал закреплен на подшипниках *3*, которые запрессованы в корпус *4*. К нему приварен штуцер *5*, на корпус установлена крышка *6*, которая прижимает подшипники *3*. Между ними установлена втулка *7*, а штуцер *8*, с помощью которого осуществляется подвод рабочей жидкости, прижимается к корпусу *4* с помощью винтов *9*.

В качестве насосной станции использовался стенд для испытания карданных передач [4–6] с максимальным коэффициентом полезного действия карданной передачи [7]. Расчет привода стенда приведен в работе [8], расчет гидравлической системы — в работе [9], динамические параметры стенда содержатся в работе [10].

Выбор методов и критериев оптимизации конструктивных решений уплотнителей вращающихся валов зависит от принципиальной схемы и применяемого типа уплотнений. Задача расчета уплотнительных устройств и выбор их проектных параметров заключаются в нахождении эмпирических зависимостей между величиной зазора, соответствующего минимуму потерь мощности, и величиной утечки, которая, в свою очередь, не должна превышать допустимых величин [11]. Однако в расчетах не учитывается упругость стенок уплотняемого узла, и кроме того, давая рекомендации по выбору конструкторских параметров бесконтактных уплотнительных устройств, автор замечает, что при скорости в зоне контакта более 1 м/с бесконтактное уплотнение обладает наибольшим КПД и наивысшей герметичностью, но не дает рекомендаций по снижению утечек в бесконтактном уплотнении при малых скоростях поверхности, а также при остановке узла.

В работе [1] приведена методика расчета параметров тонкостенного упругого уплотнительного элемента, использующая дифференциальные уравнения, моделирующие взаимодействие упругой металлической стенки уплотнения с потоком движущейся в зазоре рабочей жидкости. В работе учитывается деформация стенок уплотняемого зазора, но принятые допущения о несжимаемой среде, постоянной вязкости и температуры уплотнительного узла во время работы делают расчеты очень приближенными для прогнозирования выходных параметров уплотнений на этапе проектирования.

Резиновые манжетные уплотнители получили наибольшее применение в конструкциях уплотнений подвижных сопряжений в силу своей эластичности, способствующей в процессе работы подвижного сопряжения отслеживанию неровностей уплотняемой поверхности.

Ввиду определенной сложности расчета контактных напряжений для несимметричной формы манжетных уплотнителей в основном применяются экспериментальные методы [12; 27; 36], результаты которых зачастую необходимо уточнять в ходе новых испытаний при изменении формы или технологии изготовления материалов манжет.

Теоретическое нахождение напряжений в манжетных уплотнениях производится следующими способами. Рабочий участок манжеты моделируется как статически неопределенная балка для заданных граничных условий, так расчет сводится к задаче плоской деформации, решаемой с помощью теории упругости. Также манжеты моделируются осесимметричными цилиндрическими или коническими оболочками [13–19]. Свойства материалов при этом описываются с помощью механических моделей Максвелла, Кельвина – Фойгта, Бюргеса, Оствальда – де Ваэля и др., использование которых сопряжено со значительными погрешностями при моделировании реальных конструкций.

Основы расчета и выбора проектных параметров базируются на экспериментально и теоретически обоснованных эффектах [17; 18; 20–22; 25; 28–31]. Повышение контактного напряжения в зоне вызывает снижение утечек рабочей жидкости, но приводит к повышению силы трения и контактной температуры.

Использование критериев оптимизации значительно упрощает задачу расчета и выбора оптимальных проектных параметров уплотнительных устройств и обеспечивает точность такого выбора.

Перечисленные критерии оптимизации имеют также косвенную связь с показателями надежности уплотнительного узла, такими как степень герметичности и ресурс. Степень герметичности оценивается расходом утечки, а ресурс — износом, который в большей степени зависит от температурного режима уплотнителя.

Перечисленные критерии оптимизации не учитывают влияние температуры, которая для разных конструкций уплотнительных устройств из-за различных режимов теплоотвода может не коррелировать с мощностью трения.

Авторы работ [23; 37–41] для выбора параметров уплотнительных узлов предлагают использовать в качестве критерия оптимизации произведение расхода утечки на интенсивность тепловыделения от трения.

Анализируя результаты работы над проблемой, можно сформулировать ряд предложений по дальнейшему поиску решения вопросов, возникающих при проектировании и отработке уплотнений ТНА:

1. Необходимо продолжать поиск материалов пар трения, которые могли бы удовлетворять ряду противоречивых требований, таких как высокая теплопроводность и эластичность, низкий коэффициент трения и хорошая прирабатываемость. Одним из перспективных материалов является графен — тонкая углеродная высокоорганизованная пленка толщиной в один атом. Она обладает рекордным коэффициентом теплопроводности при эластичности, достаточной для работы в качестве упругого и уплотняющего элемента.

2. Актуальными также являются поиски альтернативных конструкторских решений. В частности, видится перспективным дополнение уплотняющих систем элементами теплоотвода с помощью принудительной циркуляции рабочего тела и применение «тепловых трубок», установленных в непосредственной близости к зоне трения.

Литература

1. Долотов А.М., Ереско С.П., Огар П.М. Основы теории проектирования уплотнений гидропневмо-вакуумных систем: моногр. Красноярск: СибГАУ, 2013. 308 с.

2. PERFORMANCE TESTING OF MECHANICAL SEALS. R K Flitney and B S Nau BH R Group Ltd Cranfield, Bedford MK43 OAJ, UK. 1999 24 с.

3. Белоусов А.И. Конструктивные и силовые схемы турбомашин двигателей летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1983. 83 с.

4. Белоусов А.И. Один из эффективных путей решения актуальных проблем двигателестроения // Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов: межвуз. сб. науч. тр. Куйбышев: КуАИ, 1981. Вып. 8. С. 166-176.

5. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Хоменко И.И. Планирование эксперимента по исследованию карданных передач на игольчатых подшипниках // Вестн. СибГАУ. 2016. Т. 17, № 4. С. 1062-1071.

6. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V. Method of preparation of the experiment for investigation of universal joints on needle bearings // Сибирский журнал науки и технологий. 2018. Т. 19, № 1. С. 120–136.

7. Ереско А.С., Ереско С.П., Ереско Т.Т., Иваненко Е.В., Кукушкин Е.В. Совершенствование методики расчета коэффициента полезного действия карданной передачи с целью оптимизации ее конструктивных и эксплуатационных параметров // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2017. № 3. С. 25-45. DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02.

8. Кукушкин Е.В., Ереско С.П., Ереско Т.Т., Меновщиков В.А., Орлов А.А. Конструкция стенда для проведения испытаний карданных шарниров на игольчатых подшипниках в широком диапазоне размеров с изменением угла излома карданной передачи // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2016. № 2. С. 58-73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05.

9. Ереско А.С., Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Меновщиков В.А., Орлов А.А. Расчет гидравлической системы тормозного устройства стенда для испытания трансмиссий транспортно-технологических машин // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2016. № 4 С. 60-79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06.

10. Стручков А.В., Кукушкин Е.В., Ереско С.П., Ереско Т.Т. Определение динамических параметров привода экспериментального стенда для исследования карданных передач // Вестн. СибГАУ. 2016. Т. 17, № 3. С. 638-644.

11. Руппель А.И. Повышение к.п.д. гидромолота путем применения бесконтактного уплотнения рабочего цилиндра: автореф. дис. … канд. техн. наук. Омск, 1979. 23 с.

12. Аврущенко Б.Х. Резиновые уплотнители. Л.: Химия, 1978. 130 с.

13. Ахметов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1965. 472 с.

14. Бабешко В.А., Ворович И.И. К расчету контактных температур, возникающих при вращении вала в подшипнике // Прикл. механика и техн. физика. 1968. № 2. С. 26-35.

15. Баумгартэ А.Э. Расчет температуры опоры скольжения // Расчет и испытания фрикционных пар. М.: Машиностроение, 1974. С. 10–16.

16. Белый В.А., Пинчук Л.С. Введение в материаловедение герметизирующих систем. Минск: Наука и техника, 1980. 299 с.

17. Голубев Г.А., Кукин Г.М., Лазарев Г.Е., Чичинадзе А.В. Контактные уплотнения вращающихся валов. М.: Машиностроение, 1976. 264 с.

18. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973. 232 с.

19. Кондаков Л.А., Голубев А.П., Гордеев В.В. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник. М.: Машиностроение, 1994. 448 с.

20. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1972. 240 с.

21. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1976. 264 с.

22. Мюллер Г.К. Проблемы современной уплотнительной техники. М.: Мир, 1967. С. 172–193.

23. Ереско С.П. Исследование влияния нагрузочного режима одноковшовых экскаваторов на надежность гидроцилиндров рабочего оборудования и их уплотнительных устройств: дис. … канд. техн. наук. Л., 1981. 260 с.

24. Gerd Z. Now generation polyurethanes for fluid power // int. 1988. № 397. С. 154–157.

25. Johnston D.E. Design aspects of modern rotary shaft seals, Proc. I. Mech. E. 213 (Part J) 1999. С. 203–214.

26. Flitney R.K., Nau B.S. The effects of misalignment on mechanical seal performance: 15th International Conference on Fluid Sealing, BHR Group, Cranfield, UK. 1997.

27. ISO 21049 and API 682, Pumps – Shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps [Электронный ресурс]. URL. www.ISO.org/ru (дата обращения: 12.06.2019).

28. Childs D.W. Recent advances in the rotordynamic behaviour of gas seals, Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing, EDF // LMS Workshop. Poitiers, 2005.

29. Braun M.J., Deng D.F., Pierson H.M. A three dimensional analysis and simulation of flow, temperature and pressure patterns in a passive adaptive compliant finger seal, in // Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing, EDF/LMS Workshop. Poitiers. October, 2005.

30. Design of mechanical seals for hygienic and aseptic applications, Document 25, European Hygienic Equipment Design Group, Belgium, 2002.

31. Williams M., Flitney R.K., Nau B.S. Seal Housing Design Evaluation, BHR Group Report CR6378, BHR Group. Cranfield, UK, 1995.

32. Leichner T., Bock E. Application limits for modern radial shaft seals: 17th International Sealing Conference, VDMA. Stuttgart, 2012.

33. Henzler M., Haas W., Operating behaviour of rotary seals for high pressure // 14th International Sealing Conference, VDMA. Stuttgart, 2006.

34. Meck K-D., Zhu G., Improving mechanical seal reliability with advanced computational engineering tools, part 2: CFD and application examples, Sealing Technol. 2008. С. 7–10.

35. Barnes N.D., Flitney R.K., Nau B.S., Williams M. Mechanical Seal Housing Optimisation Study, BHR Group Report CR6125, BHR Group, Cranfield, UK, 1992.

36. Boyson S. Control valve packing technology optimizing friction sealability and repeatability: Valve World, KCI World (2004).

37. Buck S.G. "Heat Transfer in Mechanical Seals", Proceeding of the Sixth International Pump Users Symposium, 1989.

38. Incropera F.P., DeWitt D.P. Introduction to Heat Transfer, Fourth Edition, John Wiley and sons, New York, 2002. P. 136-136.

39. Ереско С.П. Математическое моделирование, автоматизация проектирования и конструирование уплотнений подвижных соединений механических систем: монор. М.: ИАП РАН, 2003. 156 с.

40. Ереско С.П. Система управления надежностью уплотнений подвижных соединений гидроагрегатов строительных машин: дис. … д-ра техн. наук, Красноярск, 2003. 425 с.

41. Ереско В.С., Антамошкин А.Н., Ереско Т.Т. Автоматизация разработки параметрических моделей контактных уплотнений подвижных соединений и пресс-форм для их изготовления // Системы Методы Технологии. 2012. № 1 (13). С. 22-27.

References

1. Dolotov A.M., Eresko S.P., Ogar P.M. Fundamentals of the design theory of seals hydro pneumatic vacuum systems: monogr. Krasnoyarsk: SibGAU, 2013. 308 p.

2. Performance testing of mechanical seals. R K Flitney and B S Nau BH R Group Ltd Cranfield, Bedford MK43 OAJ, UK. 1999 24 p.

3. Belousov A.I. The constructive and power scheme turbomachines of aircraft engines: Kujbyshev: KuAI, 1983. 83 p.

4. Belousov A.I. One of the effective ways to solve actual problems of engine building // Vibracionnaya prochnost' i nadyozhnost' dvigatelej i sistem letatel'nyh apparatov: mezhvuz. sb. nauch. tr. Kujbyshev: KuAI, 1981. Vyp. 8. P. 166-176.

5. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Homenko I.I.Planning experiments to investigate the driveline on needle bearings // Vestnik SibSAU. Aerospace tehnologies and control systems. 2016. T. 17, № 4. P. 1062-1071.

6. Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V. Method of preparation of the experiment for investigation of universal joints on needle bearings // Siberian Journal of Science and Technology. 2018. T. 19, № 1. P. 120-136.

7. Eresko A.S., Eresko S.P., Eresko T.T., Ivanenko E.V., Kukushkin E.V.Perfection of the methodologyfor calculating the efficiency of the useof universal joint gear in order to optimizeits design and operational parameters // Transport. Transport facilities. Ecology. 2017. № 3. P. 25-45. DOI: 10.15593/24111678/2017.03.02.

8. Kukushkin E.V., Eresko S.P., Eresko T.T., Menovshchikov V.A., Orlov A.A.Stand construction for testing the universal jointon needle bearings in wide range of sizeswith the angle changing driveline // Transport. Transport facilities. Ecology. 2016. № 2. P. 58-73. DOI: 10.15593/24111678/2016.02.05.

9. Eresko A.S., Eresko S.P., Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A., Orlov A.A. Calculation of the hydraulic system of brakedevice of stand for the test of transmissionsof transport-technological machines // Transport. Transport facilities. Ecology. 2016. № 4. P. 60-79. DOI: 10.15593/24111678/2016.04.06.

10. Struchkov A.V., Kukushkin E.V., Eresko S.P., Eresko T.T.Determination of dynamic parameters of the drive of the experimental stand for research of cardan transfers// Vestnik SibSAU. Aerospace tehnologies and control systems. 2016. T. 1, № 3. P. 638-644.

11. Ruppel' A.I. Increase the efficiency of the hammer by applying a contactless seal cylinder: avtoref. dis. … kand. tekhn. nauk. Omsk, 1979. 23 p.

12. Avrushchenko B.H.Rubber seal. L.: Himiya, 1978. 130 p.

13. Ahmetov A.S. Molecular physics of boundary friction. M.: Fizmatgiz, 1965. 472 p.

14. Babeshko V.A., Vorovich I.I. To the calculation of contact temperatures arising from the rotation of the shaft in the bearing // Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. 1968. № 2. P. 26-35.

15. Baumgarte A.E. Calculation of the temperature of a sliding support// Raschet i ispytaniya frikcionnyh par. M.: Mashinostroenie, 1974. P. 10-16.

16. Belyj V.A., Pinchuk L.S. Introduction to materials science of sealing systems. Minsk: Nauka i tekhnika, 1980. 299 p.

17. Golubev G.A., Kukin G.M., Lazarev G.E., Chichinadze A.V. Contact seals of rotating shafts. M.: Mashinostroenie, 1976. 264 p.

18. Makarov G.V.Sealing devices. L.: Mashinostroenie, 1973. 232 p.

19. Kondakov L.A., Golubev A.P., Gordeev V.V. Seals and sealing equipment: M.: Mashinostroenie, 1994. 448 p.

20. Kondakov L.A. Seals hydraulic systems. M.: Mashinostroenie, 1972. 240 p.

21. Kondakov L.A. Working fluidsand sealsof hydraulic systems. M.: Mashinostroenie, 1976. 264 p.

22. Myuller G.K. Problems of modern sealing technology. M.: Mir, 1967. P. 172-193.

23. Eresko S.P. Study of the influence of the loading regime of single-bucket excavators on the reliability of hydraulic cylinders of working equipment and their sealing devices: dis. … kand. tekhn. nauk. L., 1981. 260 p.

24. Gerd Z. Now generation polyurethanes for fluid power // int. 1988. № 397. P. 154-157.

25. Johnston D.E. Design aspects of modern rotary shaft seals, Proc. I. Mech. E. 213 (Part J) 1999. P. 203-214.

26. Flitney R.K., Nau B.S. The effects of misalignment on mechanical seal performance: 15th International Conference on Fluid Sealing, BHR Group, Cranfield, UK. 1997.

27. ISO 21049 and API 682, Pumps - Shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps [Elektronnyj resurs]. URL. www.ISO.org/ru (data obrashcheniya: 12.06.2019).

28. Childs D.W. Recent advances in the rotordynamic behaviour of gas seals, Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing, EDF // LMS Workshop. Poitiers, 2005.

29. Braun M.J., Deng D.F., Pierson H.M. A three dimensional analysis and simulation of flow, temperature and pressure patterns in a passive adaptive compliant finger seal, in // Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing, EDF/LMS Workshop. Poitiers. October, 2005.

30. Design of mechanical seals for hygienic and aseptic applications, Document 25, European Hygienic Equipment Design Group, Belgium, 2002.

31. Williams M., Flitney R.K., Nau B.S. Seal Housing Design Evaluation, BHR Group Report CR6378, BHR Group. Cranfield, UK, 1995.

32. Leichner T., Bock E. Application limits for modern radial shaft seals: 17th International Sealing Conference, VDMA. Stuttgart, 2012.

33. Henzler M., Haas W. Operating behaviour of rotary seals for high pressure // 14th International Sealing Conference, VDMA. Stuttgart, 2006.

34. Meck K-D., Zhu G. Improving mechanical seal reliability with advanced computational engineering tools, part 2: CFD and application examples, Sealing Technol. 2008. P. 7-10.

35. Barnes N.D., Flitney R.K., Nau B.S., Williams M. Mechanical Seal Housing Optimisation Study, BHR Group Report CR6125, BHR Group, Cranfield, UK, 1992.

36. Boyson S. Control valve packing technology optimizing friction sealability and repeatability: Valve World, KCI World (2004).

37. Buck S.G. "Heat Transfer in Mechanical Seals". Proceeding of the Sixth International Pump Users Symposium, 1989.

38. Incropera F.P., DeWitt D.P. Introduction to Heat Transfer, Fourth Edition, John Wiley and sons, New York, 2002. P. 136-136.

39. Eresko S.P. Mathematical modeling, automation of design and construction of seals of movable joints of mechanical systems: monor. M.: IAP RAN, 2003. 156 p.

40. Eresko S.P. Reliability control system for seals of movable joints of hydraulic units of construction vehicles: dis. … d-ra tekhn. nauk, Krasnoyarsk, 2003. 425 p.

41. Eresko V.S., Antamoshkin A.N. Eresko T.T. Automatization of parametric models design of contact seals of movable joints and molds for their manufacture // Systems Methods Technologies. 2012. № 1 (13). P. 22-27.