ISSN 0202-4977

ТРЕНИЕ И ИЗНОС

FRICTION and **WEAR**

том 44



ТРЕНИЕ И ИЗНОС

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

Издается с января 1980 г.

Выходит один раз в два месяца, один том в год

ГОМЕЛЬ • ИММС НАН БЕЛАРУСИ • 2023, ТОМ 44, № 6

СОДЕРЖАНИЕ

Попкова Ю.И., Григорьев А.Я. Прогнозирование скорости коррози- онного изнашивания насосно-компрессорных труб нефтяных месторожде- ний с высокой минерализацией скважинных сред	487
Горячева И.Г., Шпенев А.Г., Буковский П.О., Щербакова О.О., Муравьева Т.И., Кривошеев А.Ю., Каледин А.В., Шикунов С.Л., Кур- лов В.Н. Трибологические свойства углеродного тканевого композита при разной ориентации слоев ткани к направлению движения при трении	493
Куксенова Л.И., Савенко В.И. Физико-химическая трибомеханика ан- тифрикционных материалов, работающих в тяжелонагруженных узлах трения в активных смазочных средах	504
Бурков А.А., Кулик М.А., Быцура А.Ю., Ермаков М.А. Осаждение износостойкого Cr–Fe–Al ₂ O ₃ покрытия на сталь 35 с использованием порошка оксида алюминия	521
Бушуева Е.Г., Дробяз Е.А., Голковский М.Г., Батаев В.А., Домаров Е.В., Дударева А.А. Структура и абразивная износостойкость поверхностных слоев хромоникелевой аустенитной стали легированных бором	537
Броновец М.А. Покрытия триботехнического назначения для открыто- го космоса	544
Зерщиков К.Ю., Елкин А.С., Сергеичев И.В., Семёнов Ю.В., Маш- ков А.В. Расчетное определение несущей способности металлополимер- ных подшипников скольжения с использованием метода конечных элемен- тов	551
Явелов И.С., Рочагов А.В., Жолобов А.В. Исследование работоспо- собности упорного подшипника скольжения в режимах пуска и выбега	562

Маркова Л.В. Методика оперативного определения дефектов техниче- ской поверхности	571
Джанахмедов А.Х. Анализ фрактальной структуры шероховатых по-	
верхностей трения для установления переходных режимов фрикционного	
контакта	582

Подписано в печать 12.12.2023. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Напечатано на ризографе. Усл. печ. л. 16. Тираж 120 экз. Заказ № 10-23 ИММС НАН Беларуси, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32-а. Регистрация № 1/244 от 25.03.14.

© ИММС НАН Беларуси © Редакторы-составители: Григорьев А.Я., Мышкин Н.К., Ковалёва И.Н., 2023

Расчетное определение несущей способности металлополимерных подшипников скольжения с использованием метода конечных элементов

К.Ю. Зерщиков¹, А.С. Елкин², И.В. Сергеичев², Ю.В. Семёнов¹, А.В. Машков¹

¹ООО «Константа-2», ул. Елисеева, д. 3, а/я 2656, Волгоградская область, г. Волгоград 400120, Россия ²Сколковский институт науки и тахиологий. Тарритория Иннованнонного Ивитра «Сколковс

²Сколковский институт науки и технологий, Территория Инновационного Центра «Сколково», Большой бульвар, д. 30, стр. 1, г. Москва 121205, Россия

Поступила в редакцию 24.07.2023. После доработки 28.11.2023. Принята к публикации 12.12.2023.

На основе предложенной модели нагружения подшипника скольжения, с помощью метода конечных элементов исследована зависимость несущей способности армированных металлофторопластовых подшипников скольжения от их геометрических характеристик и силовых факторов. Проведен расчёт напряжений и деформаций в наиболее податливом антифрикционном слое. Показано, что распределение напряжений и деформаций в подшипнике крайне наравномерно и зависит от толщины антифрикционного слоя, высоты подшипника. Введены критерии для оценки работоспособности подшипников скольжения под нагрузкой и на основании этих критериев проведено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными. Согласие расчётных и экспериментальных данных позволяет использовать полученную методику для определения несущей способности подшипников скольжения. Полученные решения позволяют перейти от экспериментального метода определения несущей способности металлофторопластовых подшипников скольжения к расчётному и проектировать подшипники с заранее заданными характеристиками прочности. Это поможет специалистам, проектирующим подшипниковые узлы, качество и скорость их разработки.

Ключевые слова: металлофторопластовый подшипник скольжения, метод конечных элементов, расчёт напряжений и деформаций, антифрикционный слой, несущая способность.

DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561

Адрес для переписки:	Address for correspondence:
К.Ю. Зерщиков	K.Yu. Zershchikov
ООО «Константа-2»,	"Constant-2" LLC,
ул. Елисеева, д. 3, а/я 2656, Волгоградская область, г. Волгоград	Eliseeva str., 3, post office box 2656, Volgograd region, Volgograd
400120, Россия	400120, Russia
e-mail: secret@constanta-2.ru	e-mail: secret@constanta-2.ru
Для цитирования:	For citation:
К.Ю. Зерщиков, А.С. Елкин, И.В. Сергеичев, Ю.В. Семёнов,	K.Yu. Zershchikov, A.S. Yelkin, I.V. Sergeichev, Yu.V. Semenov, and
А.В. Машков	A.V. Mashkov
Расчетное определение несущей способности металлополимерных	[Computation Method of Carrying Ability Determination of Metall-
подшипников скольжения с использованием метода конечных	Fluoroplast Slide Bearings with Finite Element Modeling].
элементов.	Trenie i Iznos.
Трение и износ.	2023, vol. 44, no. 6, pp. 551–561 (in Russian).
2023. – T. 44, № 6. – C. 551–561.	DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561
DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561	

Computation Method of Carrying Ability Determination of Metall-Fluoroplast Slide Bearings with Finite Element Modeling

K.Yu. Zershchikov¹, A.S. Yelkin², I.V. Sergeichev², Yu.V. Semenov¹, and A.V. Mashkov¹

¹ "Constant-2" LLC,

Eliseeva str., 3, post office box 2656, Volgograd region, Volgograd 400120, Russia ²Skolkovo Institute of Science and Technology, Territory of the Skolkovo Innovation Center, Bolshoy Boulevard, 30, p. 1, Moscow 121205, Russia

Received 24.07.2023. Revised 28.11.2023. Accepted 12.12.2023.

Abstract

The model of slide bearing under load was suggestered and then with the help of FEM the dependence between geometry of metall-fluoroplast slide bearings and their carrying ability to avoid plastic deformation is investigated. It was shown that stress and strain distribution are extremely uneven and it depends on antifriction layer thickness and bearing height Stress and strain in antifriction more supple layer were calculated and compared with the proposed stress-strain criteria of bearing efficiency. Based on that criteria, we compared experimental data with theoretical results. Because of the experimental data are in accordance with theoretical results then this method can be used for prediction the performance of slide bearings under load. The solutions received in this investigation allow us to design slide bearings with assignable carrying ability.

Keywords: metall-fluoroplast slide bearing, finite element modeling, calculations of stress and strain, antifriction layer, computation, carrying ability.

DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561

Адрес для переписки:	Address for correspondence:
К.Ю. Зерщиков	K.Yu. Zershchikov
ООО «Константа-2»,	"Constant-2" LLC,
ул. Елисеева, д. 3, а/я 2656, Волгоградская область, г. Волгоград	Eliseeva str., 3, post office box 2656, Volgograd region, Volgograd
400120, Россия	400120, Russia
e-mail: secret@constanta-2.ru	e-mail: secret@constanta-2.ru
Для цитирования:	For citation:
К.Ю. Зерщиков, А.С. Елкин, И.В. Сергеичев, Ю.В. Семёнов,	K.Yu. Zershchikov, A.S. Yelkin, I.V. Sergeichev, Yu.V. Semenov, and
А.В. Машков	A.V. Mashkov
Расчетное определение несущей способности металлополимерных	[Computation Method of Carrying Ability Determination of Metall-
подшипников скольжения с использованием метода конечных	Fluoroplast Slide Bearings with Finite Element Modeling].
элементов.	Trenie i Iznos.
Трение и износ.	2023, vol. 44, no. 6, pp. 551–561 (in Russian).
2023. – T. 44, № 6. – C. 551–561.	DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561
DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561	

Введение

Металлополимерные подшипники скольжения (МПП) давно и широко применяются в машиностроении в силу известных преимуществ: высокая несущая способность, возможность работы без смазки, нечувствительность к температурным колебаниям, отличные массогабаритные характеристики [1]. Появление новых материалов позволяет разрабатывать оригинальные конструктивно-технологические решения, достигать более высоких рабочих характеристик. Интенсификация производственных процессов, переход на высокие параметры эксплуатации и расширение областей применения МПП требуют наличия надёжного аппарата прогнозирования их свойств. Все это вызывает необходимость иметь верифицированные методы расчёта и проектирования подшипников для обоснованного их применения, и на этой основе решать возникающие задачи.

Существующая методика расчёта прочности подшипников скольжения основана на экспертной и экспериментальной оценке их несущей способности. Она опирается на сравнение среднего давления, определяемого как разность между усилием, действующим на подшипник и его номинальной площадью, равной произведению внутреннего диаметра на высоту подшипника я с допускаемой величиной прочности, установленной, как сказано ранее, на основе экспериментальных данных, опыта эксплуатации и экспертных оценок.

Так, для металлофторопластовых подшипников величину среднего давления при статическом нагружении принимают в пределах 250-400 МПа в зависимости от исполнения подшипника [1, 9]. Для других видов нагрузок, в частности при частом знакопеременном воздействии давления и скорости, вводится понижающий коэффициент к этим значениям, равный K = 2 - 3. Как отмечено в [1], при выборе подшипников скольжения проводят проверочный расчёт, опираясь на заданные размеры и физико-механические свойства материалов подшипника, а также параметры эксплуатации. Проверяют несущую способность и долговечность в часах или циклах. Согласно [2], элементами втулок, подлежащими оценочному расчёту, являются толщина δ , длина lи энергетический параметр *PV*, где *V* — скорость взаимного перемещения. При этом принимается $\delta = (0,03-0,06)D$, где D — диаметр вала. В [3] рекомендуют назначать Н и б исходя из соотношения $H/\delta < 25$. Для подшипников, подверженных статическому нагружению в [3, 4] рекомендуют соотношение H = (1-1,2)D. Таким образом, существующие методики, применяемые для проектирования самосмазывающихся подшипников скольжения, не учитывают реальное напряжённо-деформированное состояние, реализуемое в подшипниках при нагружении. Следовательно, необходимо создание адекватной модели для расчёта напряжений и деформаций подшипников и оценки несущей способности МПП.

В работах [8—12] предприняты попытки использовать конечно-элементное моделирование для определения работоспособности подшипников скольжения. Но в большинстве исследований основное внимание уделяется расчёту скорости изнашивания в зависимости от внешних факторов, а давление на подшипник рассчитывают на основе решения известных контактных задач. В то же время НДС материала в значительной степени определяет его поведение под нагрузкой, в том числе и характеристики износа.

Цель работы — оценить возможность применения метода конечных элементов для расчёта несущей способности металло-полимерных самосмазывающихся подшипников скольжения.

Постановка задачи

Как отмечено ранее, все разнообразие используемых материалов и конструктивных решений подшипников требуют обоснования их применения для тех или иных условий эксплуатации. Основными внешними факторами, воздействующими на подшипник, являются давление в сопряжении Р, температура Т, при которой эксплуатируется подшипник, скорость взаимного перемещения V и энергетический или PV-фактор — произведение давления, действующего в подшипниковом узле, на скорость взаимного перемещения сопрягаемых поверхностей. Основными конструктивными характеристиками радиальных подшипников МПП являются диаметр, высота, толщины и материалы слоёв. Очевидно, что задачей расчёта является определение влияния всех этих факторов на несущую способность и долговечность подшипников.

Одним из важнейших условий при прочностных расчётах является задание предельных показателей и величин, превышение которых приведёт к потере работоспособности подшипникового узла, то есть задание параметров предельного состояния. Как установлено в [5], за эту величину принимается изменение зазора в сопряжении более чем на 0,1 мм, фактически это уменьшение толщины подшипника в результате

Таблица 1 / Table 1

Свойства материалов, использованные при расчёте

Properties of the materials used in the calculation

Свойство	Основание —	Антифрикционный слой —
	сталь 08пс	армированный фторопласт
Предел текучести при растяжении, МПа	200	160
Относительное удлинение при разрыве, %	20	5
Модуль упругости, МПа	200000	2000
Коэффициент Пуассона	0,30	0,35
Коэффициент сухого трения скольжения фторопласта по стали		0,05
Деформация, начала текучести, %	1	10



Рисунок 1 — Схема экспериментальной установки (*a*) и схема измерения геометрических размеров после испытаний (*b*)

Figure 1 — Scheme of the experimental unit (a) and scheme for measuring geometric dimensions after testing (b)

пластической деформации или износа более чем на 0,1 мм — условие по предельным деформациям. Эта величина является предельной для нормального функционирования МПП. В [6] в качестве предельной деформации приводится величина 0,25 мм. Вероятно, разные величины критической величины зазора в соединении обусловлены различием в оценках сопутствующей ей долговечности, тем не менее мы будем руководствоваться более консервативной величиной 0,1 мм. Очевидно также, что эксплуатация подшипника возможна, когда напряжения не превосходят предела текучести или прочности материала — условие предела текучести. Вышеобозначенные условия можно записать в виде:

$$\frac{\varepsilon_m}{\varepsilon} > 1 \quad \text{M} \quad \frac{\sigma_m}{\sigma} > 1, \tag{2}$$

где $\epsilon_{\rm T}$ и $\sigma_{\rm T}$ — предельные, а ϵ и σ — действующие значения деформации и напряжения.

Следовательно, критериями предельного состояния будем считать деформацию подшипника больше критической величины и (или) внутренние напряжения превышающие прочностные характеристики материалов. Таким образом, задачей расчёта является определение действующих в подшипнике напряжений и деформаций при воздействии внешних силовых и температурных факторов и заданных геометрических характеристиках подшипника и сравнение их с предельными величинами. Исходные данные для расчёта напряжений и деформаций для определения работоспособности подшипника на основе критериев (2) представлены в таблице 1.

Результаты моделирования

Расчёт проводили в программном комплексе Abaqus. В основе расчёта лежит схема нагружения, которая соответствует схеме экспериментальной установки, описанной в работе [7] и показанной на рисунке 1, *а*. В расчётах были введены следующие положения: а) подшипник представляет собой неразрезную втулку и рассматривается как двухслойный композит, слои которого



Рисунок 2 — Размер и характер сетки для расчётной модели МПП



имеют отличные свойства и соединены адгезионно с известной величиной адгезионной прочности: наружный слой — сталь 08пс толщиной от 0,8 мм до 2,3 мм, антифрикционный слой — композиционный материал — армированный стеклотканью фторопласт Ф-4, толщиной от 0,1 до 0,5 мм; б) расчёт нелинейный; в) свойства материалов определяются кривыми деформирования идеального упруго-пластического тела; г) для увеличения точности в расчёте использован квадратичный тип элементов; д) закрепления и момент передаются на вал с помощью Coupling элементов; е) зазор в соединении отсутствует.

Схема нагружения и размеры подшипника и опор приведены на рисунке 1, a. Подшипник 3 устанавливается на вал I диаметром 45 мм, а через массивный корпус 4 на него передаётся нагрузка P. Поскольку диаметр вала, как правило, задаётся из прочностного расчёта конструкции или узла, в которые устанавливается подшипник, определению из условия прочности подлежат высота подшипника и толщины слоёв. В процессе эксперимента (и расчёта) варьировались давление P, а также высота H и толщина δ подшипника и их изменение под действием изменяющегося давления.

На рисунке 2 показана конечно-элементная модель подшипникового узла (вал показан фрагментарно).

Поскольку модуль упругости антифрикционного слоя на два порядка меньше, чем у стали, очевидно предположить, что основной вклад в деформацию подшипника под нагрузкой будет вносить именно он. В качестве подтверждения, на рисунке 3 даны расчётные относительные деформации стального основания и антифрикционного слоя, из которого видно, что величина относительной деформации стального основания почти на два порядка меньше — 0,5 %, чем антифрикционного слоя — 28 %. Поэтому, а также в силу того, что именно он обеспечивает основные функции МПП, в дальнейшем основное внимание будет уделяться анализу напряженно-деформированного состояния антифрикционного слоя.

На рисунке 4 представлены эквивалентные напряжения в антифрикционном слое при изменении высоты подшипника при одинаковом среднем давлении 230 МПа. Как видно, величина эквивалентного напряжения составляет 150 МПа и практически не зависит от высоты подшипника и ниже среднего давления 230 МПа. Это значит, что в антифрикционном слое напряжения не превышают предела текучести материала. Как и ожидалось, максимальные напряжения действуют в верхней части подшипника и снижаются по мере продвижения от вершины к экватору. Распределение напряжений изменяется при увеличении высоты: при высоте подшипника 15 мм наблюдается высокий градиент напряжений при переходе от края к центру (рисунок 4, а) — на длине 1мм напряжения снижаются со 150 до 100 МПа, тогда как для подшипника высотой 35 мм длина этой зоны составляет 10 мм (рисунок 4, b). Наблюдаемая картина объясняется увеличением величины прогиба вала под нагрузкой на увеличивающейся с 15 до 35 мм высоте подшипника.

Изменение толщины антифрикционного слоя с 0,15 мм до 0,5 мм при фиксированном среднем давлении 230 МПа практически не влияет на величину максимального напряжения, действующего в антифрикционном слое (рисунок 5). Ширина зоны действия максимальных напряжений



Рисунок 3 — Сравнение деформаций стального основания (*a*) и антифрикционного слоя (*b*) при нагрузке 230 МПа **Figure 3** — Comparison of strains of the steel base (*a*) and the antifriction layer (*b*) at a load of 230 MPa



Рисунок 4 — Эквивалентные напряжения в антифрикционном слое толщиной 0,3 мм при изменении высоты подшипника: *a* — 15 мм; *b* — 35 мм. Среднее давление 230 МПа

Figure 4 — Equivalent stress in the anti-friction layer 0.3 mm thickness when the bearing height changes: a - 15 mm; b - 35 mm. Average pressure 230 MPa

150 МПа и градиент напряжений при переходе от края к центру растут с увеличением толщины деформируемого слоя, но существенно картина распределения напряжений не меняется.

Наличие невысоких напряжений (~ 20 МПа) в нижней, фактически ненагруженной части подшипника, является неожиданным результатом, но, как показал уточнённый расчёт, объясняется допущением об отсутствии зазора в соединении. Результаты расчёта показали, что существенного изменения напряженно-деформированного состояния при этом не наблюдается.

На рисунке 6 приведён полученный из расчётов обобщённый график влияния геометрических

параметров на напряженное состояние подшипника. Наблюдается слабо выраженная зависимость максимальных эквивалентных напряжений от высоты подшипника. При увеличении высоты подшипника более чем в 2 раза уровень напряжений в антифрикционном слое растёт не более чем на 15%. Влияние толщины антифрикционного слоя на напряжения неоднозначно, но в целом изменение толщины более чем в 3 раза изменяет напряжения также не более чем на 15%. Отметим неравномерность распределения напряжений по высоте: напряжения на краях подшипников почти в 2 раза превосходят напряжения в центральной части, что мы связываем с прогибом вала под



Рисунок 5 — Изменение напряженного состояния при изменении толщины антифрикционного слоя от 0,15 мм (*a*) до 0,5 мм (*b*). *H* = 22 мм. Среднее давление 230 МПа

Figure 5 — Change of stress state when changing the thickness of the antifriction layer from 0.15 mm (*a*) to 0.5 mm (*b*). H = 22 mm. Average pressure 230 MPa



Рисунок 6 — Влияние геометрических характеристик подшипника на напряжения в антифрикционном слое: 15, 22, 35 — высота подшипника в миллиметрах; 1, 2, 3 — толщина слоя 0,3 мм, 0,15 мм, и 0,5 мм соответственно

Figure 6 — Influence of bearing geometric characteristics on stresses in the antifriction layer: 15, 22, 35 — bearing height in millimeters; 1, 2, 3 — layer thickness 0.3 mm, 0.15 mm, and 0.5 mm, respectively

нагрузкой. Таким образом, расчёт показывает не столь значительное влияние геометрических характеристик подшипника на напряженное состояние антифрикционного слоя. В то же время, наблюдается комбинированное воздействие толщины и высоты на напряженное состояние антифрикционного слоя (рисунок 6), что ещё раз подтверждает необходимость учёта всех факторов при проектировании подшипников. Важно, что при всех исследованных вариантах действующие напряжения не превосходят предела текучести материала, то есть предельное состояние не достигается и подшипник сохраняет работоспособность.

Рассмотрим влияние геометрических характеристик подшипника на деформацию антифрикционного слоя под нагрузкой. На рисунке 7, *а* представлена расчётная зависимость деформации антифрикционного слоя в подшипнике при изменении его высоты. Очевидно, что абсолютная величина деформации увеличивается с ростом высоты и максимума достигает на краях подшипника. Растёт и разница между максимальной и минимальной деформациями при переходе от узких к широким подшипникам. Увеличение толщины антифрикционного слоя закономерно приводит к росту абсолютной величины деформации, следовательно нежелательно с



Рисунок 7 — Распределение деформации по высоте антифрикционного слоя при изменении его толщины и высоты подшипника и сравнение расчётных (*a*) \land — *H* = 35 мм, \blacklozenge — *H* = 22 мм, \blacksquare — *H* = 15 мм и экспериментальных (*b*) \blacklozenge — *H* = 30 мм зависимостей. Исходная толщина 0,5 мм. Давление 230 МПа

Figure 7— Strain distribution over the height of the antifriction layer with a change in its thickness and bearing height and comparison of calculated (*a*) and experimental (*b*) dependences. Initial thickness 0.5 mm. Pressure 230 MPa



Рисунок 8 — Зависимость момента вращения от приложенного давления (*a*): \blacktriangle — *H* = 30 мм, $\delta_2 = 0,5$ мм, \blacklozenge — *H* = 15 мм, $\delta_2 = 0,5$ мм, \blacksquare — *H* = 15 мм, $\delta_2 = 0,1$ мм, x - H = 30 мм, $\delta_2 = 0,1$ мм, и коэффициенты трения при разных давлениях для подшипников различной высоты $\delta_2 = 0,5$ мм (*b*): \blacktriangle — *H* = 30 мм, \blacklozenge — *H* = 20 мм, \blacksquare — *H* = 10 мм

Figure 8 — Dependence of torque on applied pressure (a) and friction coefficients at different pressures for bearings of different heights (b)

точки зрения соблюдения критерия предельной деформации. Как видно из сравнения рисунка 7, *а* и 7, *b*, наблюдается хорошее согласие между расчётными и экспериментальными данными: разница не превышает 10 %. При этом максимальная абсолютная деформация не превышает 0,1 мм, что свидетельствует о выполнении критерия (3) и сохранении несущей способности подшипника при заданном среднем давлении.

Экспериментальная проверка

Экспериментальную проверку проводили на ранее описанной установке (рисунок 1, a). Нагрузку на подшипник задавали на прессе ИП-1000 с точностью \pm 3 кН, момент измеряли динамометром с точностью \pm 10 Н·м. Линейные размеры измерялись инструментом с ценой деления 0,01 мм. Проверяли воздействие статически прикладываемой нагрузки и момента при вращении вала на деформацию антифрикционного слоя, которую оценивали по изменению его толщины и ширины Б зоны деформирования (рисунок 1, *b*). На рисунке 8, *а* представлена зависимость момента вращения от приложенного к подшипнику давления. На основе этих данных определили коэффициенты трения при разных давлениях для подшипников различной высоты (рисунок 8, *b*). Величина коэффициента трения, как видно, практически не зависят от давления на подшипник (в рамках точности эксперимента) и хорошо коррелирует с данными таблицы 1. Более высокие значения при малых давлениях объясняются периодом приработки.

В таблице 2 представлены результаты измерения деформации подшипников после приложения нагрузки. Расчётные напряжения закономерно увеличиваются с ростом нагрузки *P* на подшипник. Как видно, при напряжениях, меньших предела текучести, деформации носят

Таблица 2 / Table 2

Результаты испытаний подшипников при разных давлениях

Толщина стального основа- ния, мм	Толщина антифрик- ционного слоя, мм	Толщина подшипника до испыта- ния <i>H</i> , ±0,01 мм	Толщина подшипника после испыта- ния <i>H</i> ₁ , ±0,01 мм	Давление, ±0,5 МПа	Расчётное напряжение в слое, МПа	Высота до испыта- ния <i>Н</i> , мм	(Б– <i>Н</i>), мм после испытания	(<i>H</i> – <i>H</i> ₁), мм
0,7		1,02	1,02	180	120	15	0	0
	0,3	1,01	1,01	250	150	15	0,3	0
		1,03	0,99	400	170	15	1,8	0,04
		1,02	0,99	180	130	30	0,5	0,03
		1,04	1,02	250	170	30	0,8	0,02
		1,03	0,99	400	210	30	3	0,04
1	0,1	1,08	1,08	180	115	15	0	0
		1,1	1,09	250	140	15	0	0,01
		1,1	1,09	400	160	15	0	0,01
		1,1	1,1	180	125	30	0	0
		1,09	1,09	250	165	30	0	0
		1.1	1.07	400	190	30	0	0.03

Bearing test results at different pressures



Рисунок 9 — Эквивалентные напряжения в антифрикционном слое при давлениях 120 МПа (*a*) и 400 МПа (*b*). *H* = 22 мм, толщина антифрикционного слоя 0,3 мм

Figure 9 — Equivalent stresses in the antifriction layer at pressures of 120 MPa (*a*) and 400 MPa (*b*). H = 22 mm, thickness of the anti-friction layer 0.3 mm

упругий характер, а остаточные деформации $(H-H_1)$ в антифрикционном слое появляются, когда величины действующих напряжений превышают предел текучести материала $\sigma > 160$ МПа. При этом увеличивается высота подшипника Б — H > 0 за счёт пластического течения материала. Таким образом, подтверждается справедливость анализа несущей способности металлополимерных подшипников по эквивалентным напряжениям.

На рисунке 9 показано изменение напряженного состояния при различных давлениях,

приложенных к МПП. Отметим, что внутренние напряжения растут не так интенсивно с увеличением нагрузки: при изменении давления в 3,3 раза напряжения увеличиваются в 1,7 раза, увеличивается ширина зоны повышенных напряжений. При этом напряжения могут достигать значений (190—210 МПа), превышающих предел текучести и появлению пластических деформаций, о чем свидетельствуют данные представленные в таблице 2.

Для проверки достоверности расчётов провели испытания подшипников высотой 22 мм с



Рисунок 10 — Фото подшипников скольжения после испытания различными давлениями: *a* — 120 МПа; *b* — 400 МПа с антифрикционным слоем из армированного стекловолокном фторопласта

Figure 10 — Photo of sliding bearings after the test with different pressures: a - 150 MPa; b - 250 MPa with antifriction layer of fiberglass-reinforced fluoroplast

антифрикционным слоем, имеющим предел текучести 160 МПа при различных давлениях. На рисунке 10, b отчётливо видна зона пластической деформации по краям подшипника, так как при давлении 400 МПа действующие напряжения (172 МПа) превысили предел текучести материала (160 МПа). В то же время, при низком давлении 120 МПа эквивалентные напряжения в антифрикционном слое (104 МПа) не превышают предел текучести материала и деформации не наблюдается (рисунок 10, a).

Проведенная компьютерная симуляция и экспериментальные исследования показывают, что, зная стандартные физико-механические свойства материалов и величину нагрузки можно проводить расчёт на прочность подшипника с заданными характеристиками или решать обратную задачу — разрабатывать его конструкцию под заданные условия эксплуатации.

Все вышеизложенное относится к прочностным расчётам подшипников и косвенно затрагивает вопрос их срока службы — долговечности. Тем не менее, эти расчёты являются исходным материалом для перехода к более сложным расчётам долговечности подшипников при динамическом нагружении.

Выводы

Методом конечных элементов было исследовано влияние физико-механических характеристик материалов, толщины и высоты, внешней нагрузки на напряжения и деформации в наиболее податливом антифрикционном слое металлофторопластовых подшипников скольжения. Предложено определять несущую способность подшипников сравнивая действующие напряжения и деформации с допускаемыми значениями. Полученное решение для расчёта несущей спометаллополимерных собности подшипников скольжения позволяет перейти от интуитивных к теоретически обоснованным решениям о применимости подшипников. Экспериментальные данные подтвердили верность заложенных в расчётную методику положений, что позволяет перейти к конструированию подшипников с заранее заданными геометрическими характеристиками и прочностными свойствами. Полученные решения позволяют разрабатывать подшипниковые узлы высоконагруженных опор и валов при нагрузке до 400 МПа при невысоких скоростях вращения до 0,01 м/с.

Финансирование

Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда № 21-19-00563, https://rscf.ru/project/21-19-00563.

Список использованных источников

- Семенов А.П., Савинский Ю.Э. Металлофторопластовые подшипники. — М.: Машиностроение. — 1976
- 2. Производство изделий из полимерных материалов: Крыжановский В.К. и др. СПб.: Профессия. 2004
- 3. Федорченко И.М., Пугина Л.И. Композиционные, спеченные антифрикционные материалы. — Киев: Наукова Думка. — 1980
- 4. Быков А.Ф. Арматура с шаровым затвором для

гидравлических систем — М. Машиностроение. — 1971

- 5. Зерщиков К.Ю., Семенов Ю.В. Зависимость несущей способности металлополимерных подшипников скольжения от их геометрических характеристик // Конструкции из композиционных материалов. — 2012, № 1, 28—31
- 6. Зерщиков К.Ю., Кузахметова Е.К. Металлополимерные подшипники для узлов вращения запорной арматуры // Трубопроводная арматура и оборудование. — 2012, № 2(59), 22—23
- 7. Metal/Polymer Composite Plain Bearings. URL: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads 8/tpi 211 de en.pdf
- Martinez F.J., Canales M., Izquierdo S., Jiménez M.A., and Martínez M.A. Finite Element Implementation and Validation of Wear Modelling in Sliding Polymer–Metal Contacts // Wear. 2012 (284–285), 52—64. URL: https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.02.003.
- Chernets M. et al. Methodology of Calculation of Metal-Polymer Sliding Bearings for Contact Strength, Durability and Wear // Tribology in Industry. — 2020 (42), no. 4, 572. doi: 10.24874/ti.900.06.20.10
- Dykha A., Sorokatyi R., Makovkin O., and Babak O., Calculation-Experimental Modeling of Wear of Cylindrical Sliding Bearings // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017 (5), no. 1, 89. doi:10.15587/1729-4061.2017.109638.
- 11. Зернин М. В., Мишин А. В., Рыбкин Н. Н., Шилько С. В., Рябченко Т. В. Учет многозонного гидродинамического трения, перекоса осей и контактной податливости вала и втулки подшипников скольжения//Трение и износ, 2017(38), №3, 269-279
- Miler D., Škec S., Katana B., Žeželj D. An Experimental Study of Composite Plain Bearings: The Influence of Clearance on Friction Coefficient and Temperature // Strojniški vestnik Journal of Mechanical Engineering. 2019 (65), no.10, 547—556. URL: https://doi.org/10.5545/sv-jme.2019.6108

Funding

The investigation has been performed with the help of Russian scientific fund № 21-19-00563, https://rscf.ru/project/21-19-00563.

References

1. Semenov A.P., Savinsky Yu.E. Metallofluoroplast

bearings. — M.: Mashinostroenie. — 1976 (in Russian)

- 2. **Kryzhanovsky V.K.** Production of products from polymer materials. St. Petersburg: Profession. 2004 (in Russian)
- Fedorchenko I.M., Pugina L.I. Composite, sintered antifriction materials. Kiev: Naukova Dumka. 1980 (in Russian)
- 4. **Bykov A.F.** Fittings with a ball valve for hydraulic systems M. Mashinostroenie. 1971 (in Russian)
- 5. Zershchikov K.Yu., Semenov Yu.V. The dependence of the bearing capacity of metal-polymer plain bearings on their geometric characteristics // Structures from composite materials. — 2012, no. 1, 28— 31 (in Russian)
- Zershchikov K.Yu., Kuzakhmetova E.K. Metalpolymer bearings for shut-off valve rotation units, // Pipeline fittings and equipment. — 2012, no. 2(59), 22—23 (in Russian)
- Metal/Polymer Composite Plain Bearings. URL: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads 8/tpi 211 de en.pdf
- Martínez F.J., Canales M., Izquierdo S., Jiménez M.A., and Martínez M.A. Finite Element Implementation and Validation of Wear Modelling in Sliding Polymer–Metal Contacts // Wear. 2012 (284–285), 52—64. URL: https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.02.003.
- Chernets M. et al. Methodology of Calculation of Metal-Polymer Sliding Bearings for Contact Strength, Durability and Wear // Tribology in Industry. — 2020 (42), no. 4, 572. doi: 10.24874/ti.900.06.20.10
- Dykha A., Sorokatyi R., Makovkin O., and Babak O. Calculation-Experimental Modeling of Wear of Cylindrical Sliding Bearings // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017 (5), no. 1, 89. doi:10.15587/1729-4061.2017.109638.
- Zernin M.V., Mishin A.V., Rybkin N.N., Shil'ko S.V., and Ryabchenko T.V. Consideration of the Multizone Hydrodynamic Friction, the Misalignment of Axes and the Contact Compliance of Shaft and Bush of Sliding Bearings // Journal of Friction and Wear. — 2017 (38), no. 3, 242—251
- Miler D., Škec S., Katana B., Žeželj D. An Experimental Study of Composite Plain Bearings: The Influence of Clearance on Friction Coefficient and Temperature // Strojniški vestnik Journal of Mechanical Engineering. 2019 (65), № 10, 547—556. URL: https://doi.org/10.5545/sv-jme.2019.6108