

Компрессорная техника и Пневматика



Compressors & Pneumatics

1/март
2024

ЭнТехМаш

ПРЕОБРАЗУЕМ СИЛУ НАУКИ В
ЭФФЕКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ



WWW.ENTECHMACH.COM





Научно-технический
и информационный журнал

Журнал зарегистрирован
в Минпечати РФ.
Рег. свид. ПИ №7 – 11904

Учредители

Ассоциация компрессорщиков
и пневматиков.
ФГБОУ ВО «Казанский национальный
исследовательский технологический
университет».

АО «НИИтурбокомпрессор
им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС).

Издатель

ФГБОУ ВО «КНИТУ»

Главный редактор

Хисамеев И.Г. - д.т.н., проф.,
член-корр. АН РТ

Khislamiev I.G., d-r of Eng. Sc. Pnot,
Corresponding Member of the AS RT
igkhisameev@mail.ru

Зам. главного редактора

Аляев В.А. - д.т.н., проф.
Alyayev V.A., d-r of Eng. Sc. pnot

Ответственный секретарь
Ханжин А.М. Khanzin70143@mail.ru

Редакционная коллегия

Амин Хаджу – д.т.н. (Германия)
Amin Haghjo (Germany) PhD Technology
Leader

Бурмистров А.В. - д.т.н., проф.
Burmistrov A.V., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Визгалов С.В. - к.т.н.

Vizgalov S.V., cand. of Eng. Sc.
Галеркин Ю.Б. - д.т.н., проф.

Yu. B. Galerkin - d-r of Eng. Sc. Pnot.

Демихов К.Е. - д.т.н., проф.

Demikhov K.E. - d-r of Eng. Sc. Pnot.

Захаренко В.П. - д.т.н., проф.

Zakhareenko V.P., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Игнатъев Д.К. - к.т.н. (США)

Ignatiev D.K (USA), PhD (Eng).

Кузнецов Л.Г. - д.т.н., проф.

Kuznetsov L.G., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Кулагин В.А. - д.т.н., проф.

Kulagin V.A., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Скрынник Ю.Н. - к.т.н.

Skrynnyk Yu.N., cand. of Eng. Sc.

Сухомлинов И.Я. - д.т.н., проф.

Sukhomlinov I.Ya., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Цыганков А.В. - д.т.н., проф.

Tsigankov A.V., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Шайхутдинов А.З. - к.т.н.

Shaikhutdinov A.Z., cand. of Eng. Sc.

Юша В.Л. - д.т.н., проф.

Yusha V.L., d-r of Eng. Sc. Pnot.

Ян Крысинский – д.т.н., проф. (Польша)

Ian Krysincki (Poland), D.Sc., PhD., D.h.c.

Ян Кеннет Смит – д.т.н., проф. (Англия)

Ian Kenneth Smith (UK), B.Sc (Eng), DIC, PhD

Дизайн и компьютерная верстка

Ханжина М.А.

Адрес редакции

420015, Казань, ул. К.Маркса, 68.

Тел. (843) 231-89-49

Журнал входит в перечень ВАК РФ

Юридическую ответственность

за достоверность рекламы несут

рекламодатели. Полная или частичная

перепечатка материалов допускается только

с письменного разрешения редакции.

© «Компрессорная техника и пневматика», 1991

Сдано в набор 20.03.2024

Подписано в печать 3.04.2024

Формат 60-90/8. Печать офсетная.

Усл.-печ. л. 5.0. Заказ

Отпечатано в ООО «ВИЗАРД»

г. Казань, ул. Пр. Победы, д. 78, п. 413

Компрессорная техника и пневматика

Compressors & Pneumatics

1/март
2024

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и проектирование

С.С. Бусаров, Н.Г. Синицин. Создание многокамерных поршневых компрессоров..... 2

И.В. Ворошилов, В.В. Грицай, М.В. Шамаров, А.М. Шамаров, А.В. Родиченко. Моделирование и компоновка системы межступенчатого охлаждения водородного поршневого компрессора 6

А.А. Исаев, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, Е.Н. Капустин. Повышение эффективности рабочего процесса двухроторного вакуумного насоса внешнего сжатия за счёт снижения обратных перетеканий в роторном механизме 11

И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин. К выбору конструктивной схемы исполнения малорасходных холодильных центробежных компрессоров без смазки 15

С.С. Бусаров, А.А. Капелюховская, Н.Г. Синицин. Снижение массы конденсатора холодильных машин с тихоходными компрессорами..... 21

Ю.А. Фирсова, А.Г. Сайфетдинов. Исследование кольцевых сборных камер центробежных компрессорных машин 26

И.И. Шарاپов, С.В. Визгалов. Анализ эффективности введения парожидкостного теплообменника в холодильном цикле с одноступенчатым винтовым компрессором 29

Технология

С.М. Чичканов, А.А. Галимзянов, М.Б. Хадиев, Р.Ф. Сабиров. Способ моделирования системы утилизации энергии выхлопных газов газоперекачивающих агрегатов 33

Материалы

Н. В. Соколов, А. Ф. Сарманаева, И. С. Давлетшин, М. В. Коршунов. Рекомендации к проектированию и применению материалов подшипников скольжения компрессорных машин..... 37

Рекомендации к проектированию и применению материалов подшипников скольжения компрессорных машин

Н. В. Соколов (Казанский национальный исследовательский технологический университет;
АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань),
А. Ф. Сарманаева, И. С. Давлетшин, М. В. Коршунов
(АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань)

В статье представлены параметры, ограничивающие работу опорных и упорных подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров для обеспечения длительности их работы. Поставлены задачи перед конструктором, которые необходимо выполнить в процессе проектирования подшипников скольжения. Описаны необходимые свойства материалов, которыми должны обладать детали подшипников компрессоров, и особенности технологической обработки. Описаны, наиболее применяемые, марки материалов втулки или колодки подшипников скольжения и технологии нанесения баббитового слоя.

Ключевые слова: компрессор, опорный и упорный подшипник скольжения, максимальная температура, минимальный зазор, свойства материалов, баббит.

Recommendations for the design and application of materials of fluid film bearings of compressor machines

N. V. Sokolov (Kazan National Research Technological University, JSC «NII turbocompressor n.a. V.B. Shnepp», HMS Group, Kazan), **A. F. Sarmanaeva, I. S. Davletshin, M. V. Korshunov** (JSC «NII turbocompressor n.a. V.B. Shnepp», HMS Group, Kazan)

The article presents the parameters that limit the operation of journal and thrust fluid film bearings of centrifugal and screw compressors to ensure the duration of their operation. Tasks have been set for the designer that must be completed in the process of designing fluid film bearings. The necessary properties of materials that compressor bearing parts must have and the features of technological processing are described. The most used grades of materials for sleeves or pads of fluid film bearings and the technology for applying the babbitt layer are described.

Keywords: compressor, journal and thrust bearings, maximum temperature, minimum clearance, material properties, white metal (babbitt).

Одним из основных узлов конструкции, влияющих на надежность и долговечность работы центробежно- и винтового компрессора при различных режимах эксплуатации, наряду с торцовыми уплотнениями, являются гидродинамические подшипники скольжения. Условие надежности связано с определяющим влиянием на динамику, вращающихся роторов подшипников жидкостного трения из-за нелинейной реакции, несущего смазочного слоя, выступающих в роли опоры, вращающегося элемента машины [1, 2]. Вибрационное состояние системы «ротор-подшипники жидкостного трения» является, в свою очередь, основным показателем устойчивости работы компрессора, которое проверяется как на этапе сдачи приемки компрессорной установки, так и отслежи-

вается на протяжении всего времени ее работы. Для современной тенденции развития компрессоростроения характерно увеличение технико-экономических показателей компрессоров, заключающихся в повышении давления нагнетания, увеличении объемной или массовой производительности и КПД расчетного режима при одновременном снижении габаритных размеров, суммарного веса компрессорного агрегата и стоимости отдельных элементов установки. Такой подход приводит к необходимости увеличения проектной частоты вращения ротора компрессора. Как следствие, происходит возрастание, действующих на опоры и передаваемых на корпус компрессора силовых нагрузок и преимущественно поперечных амплитуд колебаний ротора. Следова-

тельно, в таких условиях возрастают требования к методикам расчета и проектирования, применяемым материалам подшипников скольжения и характеристикам масла компрессорных машин.

При проектировании гидродинамических подшипников скольжения конструктором принимаются определенные ограничения их работы, которые направлены на сохранение их работоспособности в

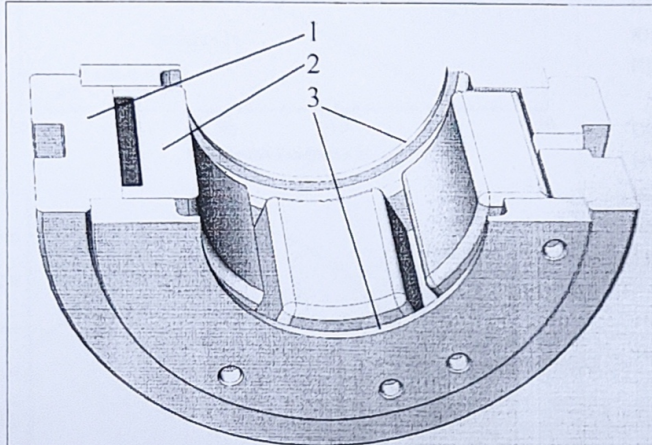


Рисунок 1 - Опорный подшипник скольжения:
1 – корпус, 2 – самоустанавливающиеся колодки,
3 – расходные кольца

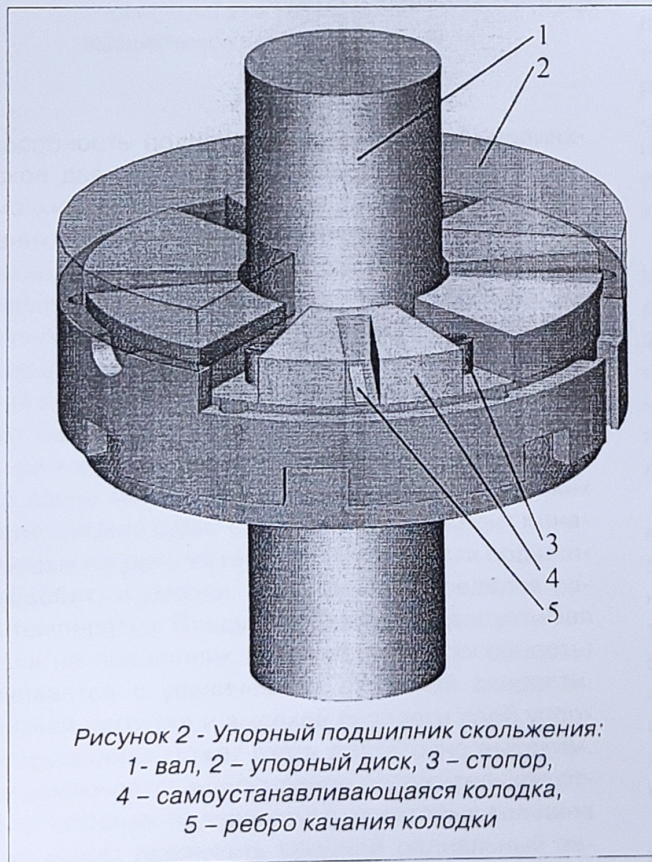


Рисунок 2 - Упорный подшипник скольжения:
1 - вал, 2 – упорный диск, 3 – стопор,
4 – самоустанавливающаяся колодка,
5 – ребро качания колодки

течение длительного времени. В зависимости от конструкции, к ограничивающим параметрам относятся:

для опорных подшипников (рис. 1) [3]:

- окружные скорости U ранее не должны были превышать 61 м/с; с современными материалами и смазками величина может достигать до 137 м/с;

- удельная нагрузка $P_{уд}$ на единицу площади ранее не должна была превышать 1,7 МПа; с современными материалами и смазками величина достигает до 6,2 МПа;

для упорных подшипников (рис. 2) [4]:

- окружные скорости U не должны превышать 170 м/с;

- удельная нагрузка $P_{уд}$ достигает до 5,0 МПа.

Общими для обеих конструкций подшипников являются ограничения максимальной температуры смазочного слоя t_{max} и минимальной толщины смазочного слоя h_{min} между сопрягаемыми элементами трения подшипника, например, осевого сдвига ротора газоперекачивающего агрегата:

- температура рабочей поверхности колодки с баббитовым покрытием:

- типичный расчетный предел составляет 100°C;

- типичный предел аварийной сигнализации во время эксплуатации составляет 100°C;

- типичный предел автоматического отключения составляет 110°C [5];

- альтернативные материалы для турбинных масел при определенных условиях могут работать при температурах до 120...140°C [6];

- необходимо ограничивать температуру в корпусе подшипника для исключения старения масла: для нефтяных масел допустимое значение равно 80°C;

- рабочая минимальная толщина смазочного слоя не должна быть менее 20...25 мкм [2-7].

Для наглядности на рис. 3 показаны эксплуатационные ограничения опорных и упорных подшипников с баббитовым покрытием, при применении нефтяного масла класса вязкости ISO VG 32 [8]: I – область применения и технологии при обычных условиях 80-ых и 90-ых годов; II – расширенная область применения, благодаря развитию технологий изготовления и методик расчета; III – область применения при экстремальных условиях, требующая современных материалов и смазочных материалов. Для упорного подшипника окружная скорость вычисляется на наружном диаметре. Использование альтернативных материалов подшипников и синтетической смазки может быть расширено до области III экстремальных условий эксплуатации (рис. 3). Более высокие окружные скорости также могут быть достигнуты с жидкостями с более низкой вязкостью, но при этом одновременно снижается допустимая силовая нагрузка.

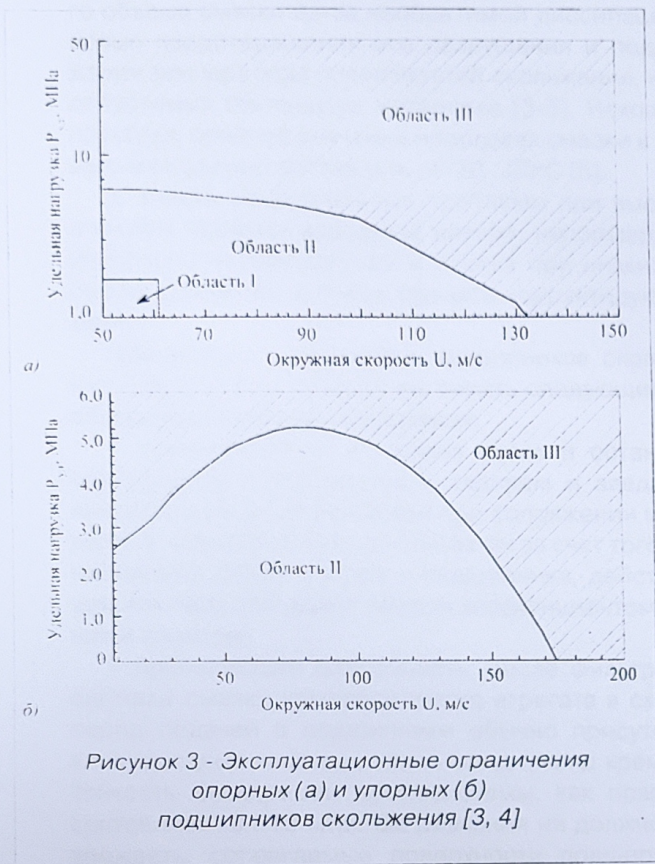


Рисунок 3 - Эксплуатационные ограничения опорных (а) и упорных (б) подшипников скольжения [3, 4]

Способность подшипника создавать гидродинамическое давление прямо пропорциональна вязкости смазки, необходимого расхода и относительному движению, обеспечиваемому окружной скоростью, вращающегося элемента. Следовательно, при низких окружных скоростях не может образоваться высокое гидродинамическое давление, что приводит к образованию тонких смазочных слоев. По мере увеличения окружной скорости удельная нагрузка $P_{уд}$ достигает максимума. За пределами этого максимума удельная нагрузка снижается из-за эффекта вязкого сдвига слоев смазки при диссипации. При высоких скоростях вязкий сдвиг слоев смазки приводит к значительному нагреву материала поверхности подшипника (баббит) и смазки, до указанных пределов рабочих температур. Следует помнить, что допустимая нагрузка на подшипник (или несущая способность) увеличивается с увеличением окружной скорости. При низкой нагрузке и высокой скорости слой упорного подшипника может стать достаточно высоким. В этом заключается его основное положительное отличие от опорных подшипников, в которых толщина слоя не может превысить средний радиальный зазор $h_{р0}$ [5, 9]. В результате предел рабочей окружной скорости для упорных подшипников несколько выше, чем для опорных подшипников.

Таким образом, в процессе проектирования гидродинамических подшипников скольжения конструктору необходимо выполнить следующие задачи:

1. Выбрать необходимый тип подшипника: опорный (рис. 1) или упорный (рис. 2). Возможна конструкция опорно-упорного подшипника, объединяющая оба типа подшипника в едином корпусе, или применение конического подшипника [10, 11].

2. Выбрать подходящий материал подшипника, способного нести внешнюю нагрузку без превышения допустимого предела нагрузки (несущей способности), при максимальной температуре поверхности скольжения t_{max} при минимальной толщине смазочного слоя h_{min} .

3. Выбрать подходящий материал вала с повышением необходимой твердости [5, 12]. Для повышения надежности и долговечности работы подшипника шейки ротора компрессора должна быть термообработана до твердости HRC=43...53 с обработкой ТВЧ на глубину 1,5...2 мм; твердость рабочих поверхностей упорного диска должна находиться в интервале HRC=55...60, например, за счет цементации.

4. Определить разумную шероховатость поверхности ротора и колодки подшипника для предотвращения полужидкостного или граничного трения и, следовательно, износа. Шероховатость рабочих поверхностей колодок должна быть не выше $\sqrt{Ra}1,6$, посадочных поверхностей корпуса подшипника и тыльной (опорной) стороны колодок – $\sqrt{Ra}3,2$; рабочих поверхностей шейки ротора и упорного диска – $\sqrt{Ra}0,4$.

5. Выбрать смазку с достаточным классом вязкости, согласно ISO 3488 при рабочих температурах для получения достаточно высокого давления масла в смазочном слое для восприятия внешних нагрузок, но не слишком высокой вязкостью для предотвращения ненужных потерь на трение, например, дисковых при вращении упорного диска в маслозаполненном корпусе.

6. Принять конструктивные и производственные меры для получения подходящей формы рабочего зазора смазочного слоя подшипника, для создания необходимого гидродинамического давления, а также конструктивные меры для поддержания этой формы зазора в процессе эксплуатации. Например, применение поворотной самоустанавливающейся колодки для опорного подшипника, для исключения неконсервативных сил в смазочном слое, возбуждающих низкочастотную вибрацию ротора [3, 6].

7. Определить необходимый расход смазки и его распределение в подшипнике для обеспечения достаточной толщины смазочного слоя по всему зазору без разрывов слоя смазки [3, 4, 6, 12].

8. Обеспечить достаточный отвод теплоты от подшипника при прохождении смазки или принудительного охлаждения для минимального нагрева рабочего объема смазки из-за необратимой диссипации, с целью предотвращения его разрушения и поддержания температуры поверхностей скольжения, ниже допустимых температур материала [3-5]. Исходя из практики, среднее значение подогрева смазки в подшипнике должно составлять $\Delta t=20...30^{\circ}\text{C}$ [5].

9. Учесть потенциальные проблемы при высоких и низких частотах вращения ротора, например, неустойчивости при высоких и износа при низких частотах вращения, а также принять корректирующие меры.

При выборе материалов подшипников скольжения конструктору следует учитывать следующие необходимые свойства материалов:

- совместимость: во время пуска и остановки компрессора устойчивость к задирам и заеданию является основным условием при сопряжении материалов. Совместимость достигается за счет того, что материалы шейки ротора и подшипника, действующие как пара, обладают низким коэффициентом трения и износом;

- проникающая способность: после фильтрации системы смазки компрессорного агрегата в смазке перед подачей в подшипники обычно присутствуют инородные частицы, такие как диоксид кремния. Тонкость фильтрации маслосистемы, как правило, составляет 10...15 мкм. Загрязнения не должны повреждать, сопрягаемые поверхности подшипника, они могут попасть в мягкий материал (баббит) втулки подшипника и обезвреживаться;

- коррозионная стойкость: из-за кислотности и окисления масла некоторые материалы подшипников могут подвергаться коррозии;

- приспособляемость: из-за нежелательного смещения вала и даже потенциальных проблем при сборке опорные подшипники обычно проектируются так, чтобы втулка подшипника могла прилегать (упруго или пластично) к шейке ротора;

- трение: во время пуска и остановки компрессора подшипник будет кратковременно работать в режимах полужидкостной или граничной смазки. Чтобы свести к минимуму потери на трение и сократить время, необходимое для образования полного смазочного слоя, следует выбирать низкий коэффициент трения втулки подшипника и шейки ротора;

- теплопроводность и тепловой коэффициент расширения: в подшипнике выделяется теплота за счет вязкого сдвига слоев смазки при движении. Выбор материалов с высокой теплопроводностью улучшит способность подшипников рассеивать теплоту. Сопутствующие термические напряжения могут

вызвать тепловое расширение вала и подшипника. Чтобы предотвратить заедание, материал втулки подшипника должен расширяться быстрее, чем материал шейки ротора, и, как правило, коэффициент теплового расширения шейки и втулки подшипника должен быть согласован, чтобы избежать заедания из-за теплового несоответствия;

- прочность на сжатие и сопротивление усталости: для выдерживания чрезмерных нагрузок требуется высокая прочность на сжатие. Из-за этих чрезмерных нагрузок иногда образуются и распространяются усталостные трещины в виде поверхностной сетки [9], возникающие на рабочей поверхности втулки подшипника и под поверхностью. Выход из строя подшипника может происходить либо из-за разрушения подшипника путем выкрашивания, либо из-за роста трещины; последнее может привести к вытеснению смазки;

- стоимость и производство: стоимость металлических несущих материалов различается в зависимости от выбранного материала. Однако, при производстве подшипников необходимо учитывать необходимость соединения материалов втулки.

Для подшипников скольжения компрессоров, работающих в условиях жидкостного трения, применяются, как правило, антифрикционные материалы с твердостью $\text{HB} < 50$ (пластичные сплавы), которые наносятся на рабочую поверхность втулки подшипника. К ним относятся баббиты, свинцовые бронзы, алюминиевые сплавы и серебро [5]. Наибольшее распространение получили высокооловянные баббиты Б-83 ($\text{Sn}=83\%$, $\text{Sb}=10...12\%$ и $\text{Cu}=5,5...6,5\%$) и Б-88 ($\text{Sn}=88\%$, $\text{Sb}=7,3...7,8\%$ и $\text{Cu}=2,5...3,5\%$), обладающие наиболее высокими антифрикционными свойствами: низкий коэффициент полусухого трения, пластичность, хорошая прирабатываемость и износостойкость. В практике производства иностранных компрессорных фирм Франции, США и др. в подшипниках скольжения находят применение оловянные баббиты Tegostar 738 ($\text{Sn}=81,3\%$, $\text{Ag}=0,1\%$ без примесей мышьяка, свинца, висмута и алюминия), SAE11 ($\text{Sn}=86\%$, $\text{Sb}=6,0...7,5\%$, $\text{Pb}=0,5\%$, $\text{As}=0,1\%$) и SAE12, ASTM2 ($\text{Sn}=88\%$, $\text{Sb}=7,0...8,0\%$ и также $\text{Pb}=0,5\%$, $\text{As}=0,1\%$) и др. Благодаря пластичности, обеспечивается равномерное распределение нагрузки по рабочей несущей поверхности и относительная безопасность попадания в подшипники мелких инородных частиц. Прирабатываемость, наносимого антифрикционного слоя при рабочих температурах обеспечивается за счет малой твердости: $\text{HB}=15...20$. Низкий коэффициент полусухого трения 0,045, в условиях недостаточной подачи смазки, приводит к пониженным тепловыделениям и, в целом, повышению работоспособности подшипника сколь-

жения. Использование ласточкиного хвоста для соединения баббита к основанию не рекомендуется, являющегося концентратором напряжения. С ростом температур в смазочных слоях подшипников существенно понижается усталостная прочность баббитового слоя [14]. Рекомендуемые температуры для баббитов составляют: марки Б-83 – 115°С [13], марки Б-88 – 85°С. Поэтому наиболее применяемым на практике, как правило, для подшипников скольжения компрессоров является баббит Б-83 или его иностранный аналог Tegostar 738.

Толщина баббитового покрытия может варьироваться от 10 мкм до 3 мм, в зависимости от внутреннего диаметра подшипника и производственного процесса. Из практики известно, что усталостная прочность баббитового слоя повышается с уменьшением его толщины [13]. Однако, из-за особенностей кристаллической решетки соединения SnPb и снижение механических свойств покрытия (сопротивление усталостным повреждением) толщиной менее 1 мм при циклических нагрузках [14] оптимальное значение толщины баббитового слоя составляет около 1,5 мм [5, 8]. Такая толщина также продиктована меньшей теплопроводностью баббита, чем стали ($\lambda=33$ Вт/(м · град) баббита Б-83 против $\lambda=50$ Вт/(м · град) стали 20), что ухудшает теплоотвод от смазочного слоя при увеличении толщины покрытия. Основание вкладышей цилиндрических подшипников, самоустанавливающихся колодок, подпятников может быть изготовлено из конструкционной малоуглеродистой стали 20 ГОСТ 1050-2013 или сталей 45, 40ХН, с повышенным содержанием углерода и твердостью для сохранения постоянства формы зазора подшипника при высоких частотах вращения и нагрузках. В некоторых случаях для увеличения теплоотвода от смазочного слоя и повышения несущей способности подшипника могут быть применены медно-хромовые сплавы с большей теплопроводностью [15], например, хромовая бронза БрХ1,0 ГОСТ 1628-78 и др., также с антифрикционным покрытием или сплошные алюминиевые сплавы с содержанием олова. В случае применения шарнирного опирания самоустанавливающейся колодки, обеспечивающего полный поворот на 360° (рис. 4), шарнир изготавливают из углеродистой инструментальной стали, например, У8 ГОСТ 1435-99, термически обработанной до твердости HRC=52...57, чтобы предотвратить сплющивание сферы шарнира и сохранения формы зазора.

Важное значение для обеспечения долговечности приобретает прочность соединения баббитового покрытия с основанием втулки или колодки (подложкой). В зависимости от технологий, баббитовое покрытие может быть нанесено с помощью литья или плазменного напыления. Для заливки рабочих поверхностей



Рисунок 4- Колодка упорного подшипника:
1 – диск, 2, 3 – баббитовое покрытие,
основание и шарнир колодки,
5 – датчик температуры, 6 – смазочный слой

применяют баббит Б-83 ГОСТ 1320-74. В этом случае в качестве основания для заливки рекомендуется применять сталь 20 ГОСТ 1050-2013, поскольку применение сталей с более высоким содержанием углерода не рекомендуется из-за плохого сцепления их с баббитом. В качестве подслоя баббита Б-83 может быть применен припой ПОС-40 ГОСТ 21930-76, ГОСТ 21931-76 для улучшения сцепления со сталью 20 [5]. В АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» также применяется технология плазменного напыления, которая позволяет наносить баббитовый слой на несущую поверхность подшипника (основание), практически, из любого твердого материала. В этом случае для лучшего сцепления баббитового слоя с основанием предварительно наносится композиционный порошок ПГ-Ю5-Н ТУ14-22-76-95, а далее напыляется порошок баббита Пр-Б83 ТУ14-22-76-95.

Стоит помнить, что механическая прочность баббита снижается при повышенной температуре. Например, баббит Б-83 имеет предел текучести при сжатии $\sigma_{0,2}=88$ МПа при 50°С, который снижается примерно до 62 МПа при 100°С (рис. 5). Следовательно, из этого, наиболее слабое место на рабочей поверхности втулки или колодки находится там, где как давление, так и температура высоки. Ползучесть баббита является одним из видов отказа высокоскоростных подшипников (рис. 6) [3, 4]. Для оценки вероятного риска можно построить график предела текучести баббита $\sigma_{0,2}$ на поверхности подушки, на основе распределения температуры. Наложив распределение давления, легко определить место с наименьшим запасом прочности против местной ползучести. Например, согласно API 670 (4-е издание) такая точка для упорного подшипника по большей части находится в положении 75/75. В табл. 1 приведены значения, максимально допустимой нагрузки на подшипник для разных сплавов материалов подшипников.

Часто, используемым критерием в машиностроении, для оценки работоспособности подшипников скольжения, работающих в режиме, близком к граничному, с учетом определенных допущений является коэффициент PV: P представляет собой среднее давление в подшипнике (удельная нагрузка), а V – окружная скорость ротора. Значения PV для некоторых материалов приведены в табл. 2.

В подшипниках скольжения с небольшой нагрузкой и низкой частотой вращения могут использоваться такие материалы, как угольный графит, PTFE, фенолы, нейлон или даже некоторые бронзовые сплавы. В этих случаях, иногда пропитывают поверхность подшипника смазкой с низким коэффициентом трения, что позволяет подшипнику работать в самосмазывающейся среде. В подшипниках с низкой нагрузкой и умеренной частотой также иногда могут использоваться пористые металлические втулки из спеченной бронзы или алюминия, например, ПА-ЖГр3 и др. [18]. В таких случаях, пористый материал используется для хранения и доставки смазки к несущему слою. В некоторых практических случаях при смазке водой, химически агрессивной жидкостью или сухом ходе используются неметаллические материалы, например, резина, пластмассы и керамика, коммерческие полимерные материалы К30ПТ, РЕЕК. Особое внимание следует обратить на их физические свойства, отличающиеся от свойств металлов: проч-

Практические значения для наибольшей допустимой удельной нагрузки $P_{уд}$ на подшипник [17]

Таблица 1

№ п.п.	Материалы антифрикционного покрытия	$P_{уд}$, МПа*
1	SnPb - сплавы	5 (15)
2	CuPb - сплавы	7 (20)
3	CuSn - сплавы	7 (25)
4	AlSn - сплавы	7 (18)
5	AlZn - сплавы	7 (20)

*Значения в скобках допустимы только в исключительных случаях из-за особых условий эксплуатации, например, при низких частотах вращения.

Сравнительная таблица физико-механических и антифрикционных материалов [18]

Таблица 2

Материал	Пористость, %	Твердость, кг/мм ²	Предел прочности при растяжении	PV, (кг*см)/(см ² *с)	Коэффициент трения	Относительная износостойкость
Порошковый материал ПА-ЖГр3	15...25	50...90	10	100	0,06...0,006	1,5...3
Баббит Б-83	0	30	9	200	0,045	1

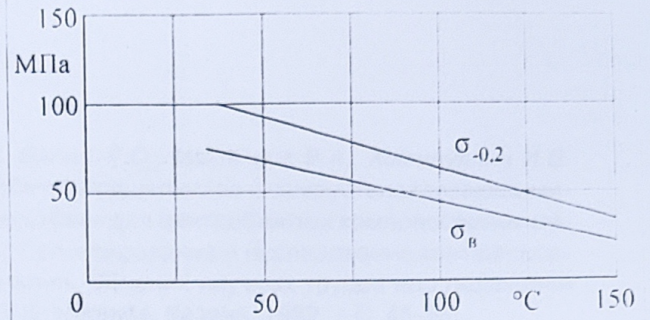


Рисунок 5 - Предел текучести баббита Б-83 при растяжении σ_T и при сжатии $\sigma_{0.2}$ в зависимости от температуры [16]

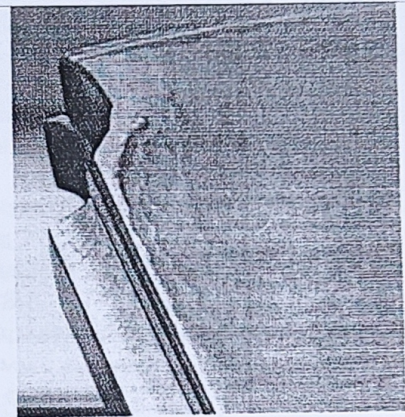


Рисунок 6 - Упорная колодка с деформированной поверхностью из-за превышения предела текучести

ность, эластичность, теплопроводность и термостабильность.

Таким образом, в статье систематизированы опыт и знания, выделены основные аспекты, необходимые для проектирования и обеспечения надежной эксплуатации подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров. Проведена детализация и анализ основных проектных и рабочих критериев, влияющих на долговечность подшипников, исследовано их взаимное влияние на контрольные критерии оценки и даны, практически значимые, рекомендации по расчету и подбору параметров при разработке опорных и упорных подшипников скольжения.

