

Влияние осевой силы ротора центробежного компрессора на работу упорного подшипника

Н. В. Соколов, Т. В. Максимов, М. Б. Хадиев

(Казанский национальный исследовательский технологический университет)

В статье представлен экспериментальный стенд, который предназначен для снятия характеристик упорного подшипника скольжения при различных условиях работы. Основным элементом стенда является центробежный компрессор мультипликаторного типа. Двусторонний упорный подшипник расположен конструктивно на быстроходном роторе компрессора. При установившихся режимах работы стенда, проведено изучение влияния осевой силы ротора компрессора на рабочие режимы подшипника. Построена статическая кривая подвижного равновесия экспериментального подшипника и приведены распределения гидродинамических давлений на поверхностях рабочей подушки при разных давлениях подачи смазки в корпус подшипника. Сделаны выводы.

Ключевые слова: стенд, центробежный компрессор, упорный подшипник, осевая сила, гидродинамическое давление, статическая кривая, потери мощности.

Influence of the axial force of the rotor of a centrifugal compressor on the operation of the thrust bearing

N. V. Sokolov, T. V. Maksimov, M. B. Khadiev

(Kazan National Research Technological University)

The article presents an experimental stand, which is designed to measure the characteristics of a thrust plain bearing under various operating conditions. The main component of the stand is the integrally geared centrifugal compressor. The double-sided thrust bearing is located structurally on the high-speed compressor rotor. Under steady-state operating conditions of the stand, the study of the influence of the axial force of the compressor rotor on the operating modes of the bearing was carried out. A static curve of the moving equilibrium of the experimental bearing is constructed and the distribution of hydrodynamic pressures on the surfaces of the working pad at different pressures of lubricant supply to the bearing housing are given. Conclusions are made.

Key words: stand, centrifugal compressor, thrust bearing, axial force, hydrodynamic pressure, static curve, power loss.

Центробежный компрессор (ЦК) состоит из множества элементов. При расчете и проектировании необходимо уделять отдельное внимание конструкции каждого элемента. В корпусе центробежного или винтового компрессора наиболее высокие требования предъявляются к узлам трибологии, в частности, к гидродинамическим подшипникам скольжения (ПС) и торцевым уплотнениям. Точность расчета и понимание физики процессов в рабочих слоях этих элементов в значительной степени определяют надежность и длительность работы этих узлов и, следовательно, самого компрессора. Конструкция и геометрические размеры подшипников выбираются в зависимости от номинального, частичного и переходных режимов работы компрессора.

На работу ПС влияют следующие режимные параметры: окружная скорость упорного диска (т. е. ротора), температура подачи смазки в подшипник, расход смазки, величина стационарной внешней нагрузки и характер изменения нагрузки во времени. Переходные режимы работы ЦК возникают при переходе с одной частоты вращения на другую, изменении со-

противления сети всасывания или нагнетания, пуске и остановке компрессора. Они могут существенно увеличить силовое и температурное воздействие, которое может достичь предельного значения для подшипников ЦК и сократить срок их службы [1]. Следовательно, изучение влияния режимных параметров на работу ПС при эксплуатации ЦК является актуальной задачей, влияющей на общее повышение ресурса работы компрессора.

Одним из главных параметров упорного подшипника является, воспринимаемая им, осевая нагрузка от упорного диска ротора компрессора. Она может возникнуть от газовой составляющей косоугольного зубчатого зацепления или осевого гидропоршня. Согласно стандарту API-617 (п. 4.9.3.2), несущая способность упорного подшипника должна в два раза превышать предельную осевую силу. Резкое увеличение нагрузки может привести к повышению максимальной температуры смазочного слоя, вследствие существенной его неизотермичности [1, 2]. Дальнейшее изменение направления нагрузки может привести к подплавлению рабочих подушек подшипника,

а резкий возврат нагрузки в рабочую сторону – к гарантированному выходу из строя [3]. Это, например, может произойти при попадании рабочей точки ЦК в помпажную зону и последующем быстром открытии байпасного клапана, в том числе, при стравливании газа из корпуса компрессора. Для изучения влияния осевой силы на рабочие режимы упорного подшипника скольжения при работе ЦК необходимо провести экспериментальные исследования в стендовых условиях. Результаты этих исследований предполагается использовать при верификации результатов численных исследований при воздействии на упорный подшипник внешних статической и динамической нагрузок [4].

Для реализации поставленной задачи, использован экспериментальный стенд, установленный в лаборатории кафедры «Компрессорные машины и установки» ФГБОУ ВО «КНИТУ». Основным элементом стенда является одноступенчатый центробежный компрессор мультипликаторного типа, предназначенный для сжатия воздуха (рис. 1). Газовый тракт стенда включает в себя всасывающий патрубок 1, малорасходное центробежное колесо 2, безлопаточный диффузор 3, кольцевую камеру 4, а также выходной диффузорный патрубок и трубопровод нагнетания длиной около шести метров, состоящий из двух участков. Первый участок заканчивается полнопроходной задвижкой, а второй – дисковым поворотным затвором. Приводом стенда является электродвигатель переменного тока мощностью 75 кВт. Частота вращения быстроходного ротора 5 компрессора изменяется с помощью частотного преобразователя с максимальным увеличением до 25263 мин^{-1} . Измеряется частота непосредственно на торцевой поверхности ротора 5 через таходатчик 6. Быстроходный ротор 5 опирается на два опорных 7 и один упорный подшипник скольжения. Крутящий момент к вал-шестерне ротора подводится через эвольвентное прямозубое зацепление 8 зубчатого колеса тихоходного ротора 9 с передаточным отношением $i=8,4209$. Рабочее колесо 2 и упорный диск 10 располагаются на противоположных консолях ротора 5. Диск 10 выполнен с трапецевидной выемкой на внешнем диаметре для уменьшения дисковых потерь при маслозаполненном подшипнике.

Экспериментальный упорный подшипник скольжения выполнен двусторонним с неподвижными подушками внутреннего 11 и внешнего 12 подпятников, относительно диска 10. Профиль подушек подпятников изготовлен со скосами, параллельными радиальному межподушечному каналу [4, 5]. Рабочая поверхность образована путем плазменного напыления баббита Б-83. Внутренний и внешний диаметры подпятников равны $D_1=70 \text{ мм}$ и $D_2=115 \text{ мм}$; количе-

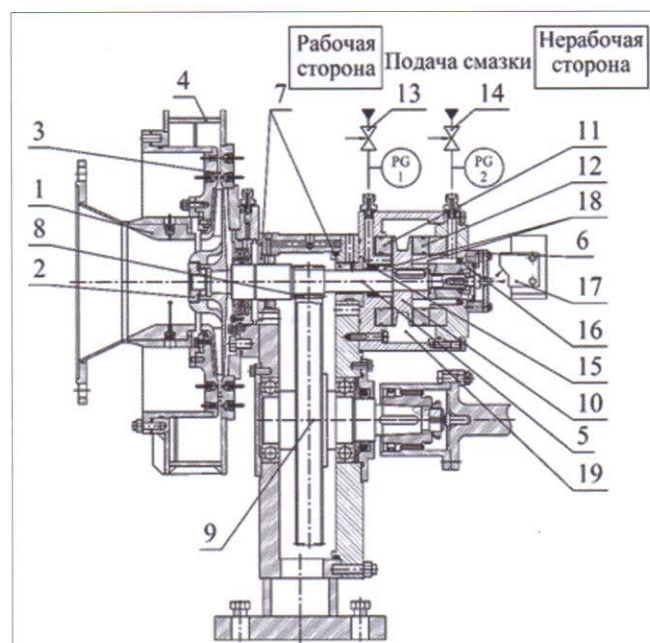


Рисунок 1 - Разрез центробежного компрессора

ство подушек $Z=8$; угловая протяженность подушки составляет $\theta_n=38,8^\circ$; ширина и глубина скоса равны $h_k=20 \text{ мм}$ и $\delta_{ск}=h_1-h_2=0,05 \text{ мм}$, соответственно; толщина упорного диска равна $H_d=25 \text{ мм}$. Величина осевого разбега ротора в упорном подшипнике составила $h_s=0,38...0,41 \text{ мм}$ и обеспечена с помощью пластины калиброванной толщины, устанавливаемой с тыльной стороны внутреннего подпятника 11. Биение упорного диска 10 на внешнем диаметре составило не более $0,02 \text{ мм}$. Смазка в корпус упорного подшипника подавалась отдельно через отверстия с каждой стороны диска от центра к периферии. Регулирование давления подачи производилось с помощью шаровых кранов 13, 14 с рабочей и нерабочей сторон, соответственно, и контролировалось по манометрам PG-1, PG-2. В качестве смазки использовалось масло Тп-22С (ISO VG 32). Область внутри корпуса упорного подшипника отделена от остальной части центробежного компрессора двумя манжетами 15, насаженными на быстроходный ротор. Свободный конец ротора 6 герметизировался манжетой 16 для защиты от попадания смазки на таходатчик и оптический измеритель. Давление, непосредственно в смазочном слое подушек подшипника в четырех точках с каждой стороны, измерялось сенсорами абсолютного давления Keller серии 2MI PA 110. Расход смазки определялся с помощью счетчика жидкости ППО-25-1,6 СУ с классом точности 0,25.

Для измерения осевого перемещения ротора 5, с насаженным на него упорным диском 10, установлен измеритель осевого сдвига ротора. В качестве дат-

чика выбран оптический измеритель расстояния 17 фирмы Keyence. Перед монтажом измерительной головки датчика, расстояния для обеспечения нормальной работы и ограничения посторонних влияний на измерения, торец ротора 6 был отшлифован в собственных опорах до достижения точности не более 5 мкм по всей плоскости. Центральная точка при вращении ротора 5 специальным образом матирована для получения нормального отклика оптической системы с низким уровнем шума.

Оптический измеритель фирмы Keyence состоит из измерительной головки и вторичного преобразователя-контроллера. Измеритель позволяет измерять расстояние от +1 до -1 мм, с разрешающей способностью не менее 1 мкм, при общей погрешности измерения 2 мкм на полном диапазоне. Измерительная головка оптического датчика состоит из мало-мощного полупроводникового лазера, облучающего мишень, и оптико-электронной системы, измеряющей размер светового пятна. Несмотря на высокую линейность и стабильность оптического измерителя, основным его недостатком является требование калибровки под конкретную мишень, от состояния которой, например, наличия различных загрязнений, во многом, зависит погрешность измерения. Непосредственно перед экспериментом проверялись калибровка и положение датчика расстояния. Для этого измерительная головка устанавливалась на координатном столике, который позволял регулировать установку головки по трем координатным осям. После первоначальной проверки на измерителе выставлялось нулевое положение путем сдвига ротора в крайнее положение до рабочей поверхности подпятника и регулирования продольной подачи на координатном столике. Этим достигалась работа датчика в области максимальной точности измерения. Более подробное описание стенда можно найти в статьях [6, 7].

Задача экспериментальных исследований заключалась в измерении распределения давлений, температур и потерь мощности упорного подшипника скольжения при различных давлениях подачи смазки. Эксперименты были проведены в следующей последовательности.

1. Перед пуском проверялось нулевое положение диска оптическим измерителем фирмы Keyence.

2. Выставлялись избыточные давления подачи смазки в корпус упорного подшипника. Давление с рабочей стороны $p_{\text{раб}}$ (т. е. со стороны компрессора) с помощью крана 13 уменьшалось с шагом 0,02 от 0,1 до 0,02 МПа. Давление с нерабочей стороны (т. е. со стороны привода) с помощью крана 14 поддерживалось постоянным $p_{\text{нр}}=0,1$ МПа. Давления подачи контролировались по манометрам PG-1, PG-2.

3. Запускался электродвигатель. Эксперименты проведены при частоте вращения быстроходного ротора $n=12630$ мин⁻¹, которая является половиной от максимальной рабочей частоты числа Маха рабочего колеса 2 [6].

4. Выставлялась температура подачи смазки t_m . Она поддерживалась постоянной, при установившемся режиме работы компрессора, когда температура масла в напорном коллекторе, на сливе и в самом подшипнике изменялась не более чем на 0,5 °С. Постоянство температуры t_m автоматически поддерживалось путем изменения величины открытия / закрытия крана на сливе охлаждающей воды из маслоохладителя стенда.

5. Избыточное давление нагнетания компрессора поддерживалось задвижкой на нагнетательном трубопроводе постоянным $p_k=0,015$ МПа.

6. Закрывался шаровой запирающий кран на сливе смазки из корпуса упорного подшипника. Положение рукоятки крана определялось таким образом, чтобы отсутствовало образование вихрей смазки внутри корпуса подшипника, а также с учетом равного соотношения площадей трубопроводов подачи смазки в корпус и слива из корпуса, при прохождении через шаровой кран. Положение было постоянным на протяжении всех экспериментальных исследований: кран был закрыт примерно на 90%. Процесс закрытия крана контролировался по смотровому окну из оргстекла, установленному в корпусе. Далее производилось снятие и фиксирование показаний измерительного оборудования.

Полная погрешность измерений определялась как сумма возможной погрешности приборов. Суммарная погрешность складывалась из следующих погрешностей: 1) сенсоров абсолютного давления Keller серии 2MI PA 110 с относительной погрешностью $\pm 2\%$ при давлении 2,5 бара (согласно результатам предварительных испытаний [7]); 2) манометров статического избыточного давления с относительной погрешностью $\pm 2,5\%$ при давлении 1 бар; 3) оптического измерителя расстояния с относительной погрешностью менее 1% на расстоянии 100 мкм. Суммарный вклад остальных приборов, таких как измерители температур, расходомеры, тахометр (стабильность частоты вращения) оценивается как существенно менее 1%. Учитывая выше изложенное, в условиях проведенных экспериментов, суммарная относительная погрешность измерений составила не более 7%.

Область внутри корпуса упорного подшипника фактически состоит из двух полостей. Внутренняя полость подачи смазки 18 выполнена герметичной и, таким образом, является фактически гидростатическим поршнем. Следовательно, давление подачи

смазки в корпус существенно влияет на осевую нагрузку на упорный подшипник: изменяя давление подачи с разных сторон диска 10, путем дросселирования шаровыми кранами 13, 14, можно изменять результирующую осевую нагрузку ротора. Рабочее колесо 2 ротора компрессора малорасходное, и при низких частотах вращения, составляющая газовой осевой силы пренебрежимо мала. Отличие от предыдущих экспериментов [7] состоит в наличии на тангенциальном сливе из корпуса подшипника шарового запирающего крана, позволяющего работать упорному подшипнику в маслозаполненном режиме под избыточным давлением внутри внешней полости 19 корпуса. Это привело к тому, что в полости 19 отсутствуют вихреобразование и образование вакуума при вращении диска, которые могут возникнуть, например, при отсутствии запирающего крана [7], а давления в различных точках на подушках подшипника положительные. Положение рукоятки крана (т. е. процент открытия) определяет расход смазки через упорный подшипник и, следовательно, общее тепловое состояние подшипникового узла.

Эпюры давления на поверхности упорного диска показаны на рис. 2. Область 1 соответствует гидродинамическому давлению на поверхности рабочих подушек, область 2 – гидростатическому давлению подачи, область 3 – давлению на поверхности нерабочих подушек. В последней области, вследствие большого рабочего зазора, гидродинамическая составляющая давления мала; давление увеличивается от давления подачи с нерабочей стороны $p_{нр}$ внутренней полости 18 до давления на выходе $p_{вых}$ внешней маслозаполненной полости 19 корпуса. Давление $p_{вых}$ определяется положением рукоятки шарового запирающего крана. При расчете осевой силы давление $p_{нр}$ выбрано средним, исходя из показаний сенсоров 2MI PA 110 с нерабочей стороны. Увеличение давления продиктовано насосным эффектом от вращения упорного диска 10 при перемещении смазки от центра к периферии. Равновесие составляющих осевой силы ротора выглядит следующим образом:

$$F_{гидр.раб.} + F_{раб.} = F_{гидр.нд.} + F_{нр.} \quad (1)$$

где $F_{гидр.раб.}$ – гидродинамическая сила от осевой нагрузки с рабочей стороны; $F_{раб.}$ – гидростатическая сила с рабочей стороны; $F_{гидр.нд.}$, $F_{нр.}$ – гидродинамическая и гидростатическая силы с нерабочей стороны.

На рис. 3 представлена статическая кривая подвижного равновесия упорного подшипника скольжения компрессора при указанных параметрах эксперимента (порядковый номер точки указан в направлении уменьшения давления $p_{раб.}$). Она построена, исходя из рассчитанной осевой нагрузки $F_{гидр.раб.}$ на рабочие подушки подшипника, согласно уравнению (1) и показаний перемещений ротора оптическим измери-

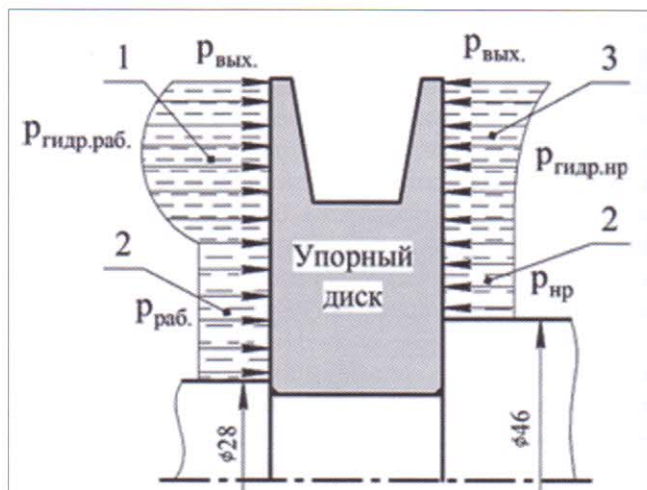


Рисунок 2 - Эпюра распределения давлений масла на поверхности упорного диска

телем расстояния фирмы Keyence. Смещение диска от середины, при одинаковом избыточном давлении подачи смазки $p_{раб.} = p_{нр.} = 0,1$ МПа в корпус подшипника, объясняется разными диаметрами ротора компрессора, определяющими площадь гидростатического давления с двух сторон диска области 2 (рис. 2). Как видно из рис. 3, осевой зазор при увеличении осевой нагрузки $F_{гидр.раб.}$, воспринимаемой упорным подшипником скольжения, вначале уменьшается практически линейно. Линейность изменения объясняется существенной недогруженностью упорного подшипника по сравнению с его номинальной грузоподъемностью и большим рабочим зазором. Величина этого изменения характеризуется коэффициентом жесткости смазочного слоя, равным $k = \Delta F / \Delta h = 1,74 \cdot 10^6$ Н/м, исходя из результатов экспериментов данного подшипника. Дальнейшее нагружение подшипника приведет к нелинейному изменению кривой, когда она асимптотически будет стремиться к оси абсцисс.

На рис. 4 представлены кривые распределения давлений на поверхности подушки в окружном направлении на среднем диаметре подушек при разных давлениях подачи $p_{раб.}$. С уменьшением давления $p_{раб.}$ и, следовательно, увеличением воспринимаемой осевой нагрузки на подушки $F_{гидр.раб.}$ с рабочей стороны, кривая распределения давления $p_{гидр.раб.}$ возрастает и становится более остроконечной, с ярко выраженным пиком максимального давления [7, 8]. Это объясняется тем, что чем больше гидравлическое сопротивление рабочего зазора, при его уменьшении с повышением силы $F_{гидр.раб.}$, тем больше гидродинамическая реакция и, соответственно, давление $p_{гидр.раб.}$ в смазочных слоях подшипника. При этом распределение температур в направлении вращения диска при условиях эксперимента практически постоянно:

при разных осевых нагрузках $F_{\text{гидр.раб.}}$ температуры составляют от 56 до 62 °С и в целом зависят от температуры подачи смазки t_m (см. рис. 4).

Как уже было отмечено, расход смазки Q через упорный подшипник определялся положением шарового запирающего крана и при изменении $p_{\text{раб.}}$ последовательно уменьшался на 1 л/мин от 31 до 27 л/мин. Суммарные потери мощности на трение разделяются на составляющие [9]:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{гидрод.}} + N_{\text{гидрост.}} + N_{\text{МПК}} + N_{\text{диск.}}, \quad (2)$$

где $N_{\text{гидрод.}}$ – гидродинамические потери в смазочных слоях подушек; $N_{\text{гидрост.}}$ – гидростатические потери при контакте смазки с вращающимся диском; $N_{\text{МПК}}$ – потери от завихрений в межподушечных каналах подшипника; $N_{\text{диск.}}$ – дисковые потери при вращении диска. Для двустороннего упорного подшипника, при указанных условиях эксперимента, суммарные потери мощности $N_{\text{тр}}$ определялись по уравнению теплового баланса $N_{\text{тр}} = cQ(t_m - t_{\text{сл}})$, где c, ρ – теплоемкость и плотность смазки, Q – расход, $(t_{\text{сл}} - t_m)$ – перепад температур смазки после и до подшипника, и составили от 12 до 13 кВт.

В дальнейшем необходимо провести эксперименты при более высоких частотах вращения, что позволит выяснить влияние осевой силы ротора компрессора на работу упорного подшипника скольжения с учетом газовой составляющей. Также необходимо рассмотреть перемещение диска, изменение гидродинамических давлений, температур и потерь мощности при переходных (неустановившихся) режимах работы ЦК: пуск, останов, быстрое изменение частоты вращения быстроходного ротора и помпаж, с учетом изменения давления нагнетания компрессора.

Анализ, полученных на стенде, экспериментальных данных влияния осевой силы центробежного компрессора на работу упорного подшипника скольжения позволяет сделать следующие выводы:

1) осевая нагрузка ротора ЦК, действующая на упорный подшипник, является одним из основных параметров, влияющих на его работу. Нагрузка определяет силовое и тепловое состояние подшипника;

2) увеличение осевой нагрузки на подшипник приводит к перемещению упорного диска и увеличению гидродинамических давлений в смазочном слое на поверхностях рабочих подушек. Величина перемещения определяется жесткостью смазочных слоев двустороннего упорного подшипника, которая отражается на статической кривой подвижного равновесия;

3) влияние газовой составляющей осевой силы от проточной части центробежного компрессора возрастает с повышением частоты вращения и для компрессоров большой мощности является определяющей;

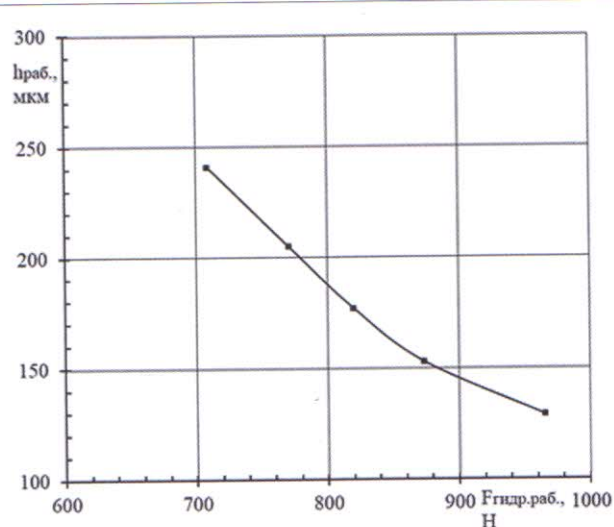


Рисунок 3 - Статическая кривая подвижного равновесия двустороннего упорного подшипника скольжения

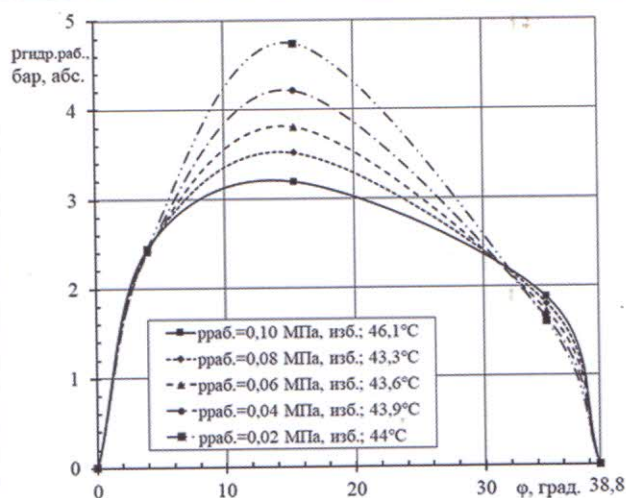


Рисунок 4 - Распределение давлений на поверхности подушки с рабочей стороны при разных давлениях подачи $p_{\text{раб.}}$

4) условия работы упорного подшипника (расход смазки, распределение температур, потери мощности) в маслозаполненном режиме, значительно определяется положением запирающего крана, установленного на сливе смазки из полости корпуса подшипника. При неподвижном положении крана и установившемся режиме работы ЦК, расход смазки и суммарные потери мощности изменяются незначительно.

Список литературы

1. Сержина Л.П., Зарецкий Е.И. Осевые подшипники мощных паровых турбин. – М.: Машиностроение, 1988. – 176 с.

2. Баткис Г.С., Максимов В.А. Экспериментальное исследование высокоскоростных упорных подшипников скольжения центробежных компрессорных машин // Вестник машиностроения. – 1973, № 6. – С. 32–34.

3. Ямпольский С.Л., Хомяков В.П. Несущая способность упорных подшипников и осевые усилия в турбинах при динамических режимах // Энергомашиностроение. – 1971, №12. – С. 17–19.

4. Sokolov N. V. et al 2019 J. Phys.: Conf. Ser. 1158 042019. doi:10.1088/1742-6596/1158/4/042019

5. Хадиев М.Б., Соколов Н.В., Федотов Е.М. Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников со скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу // Вестник машиностроения. – 2014, № 6. – С. 54–59.

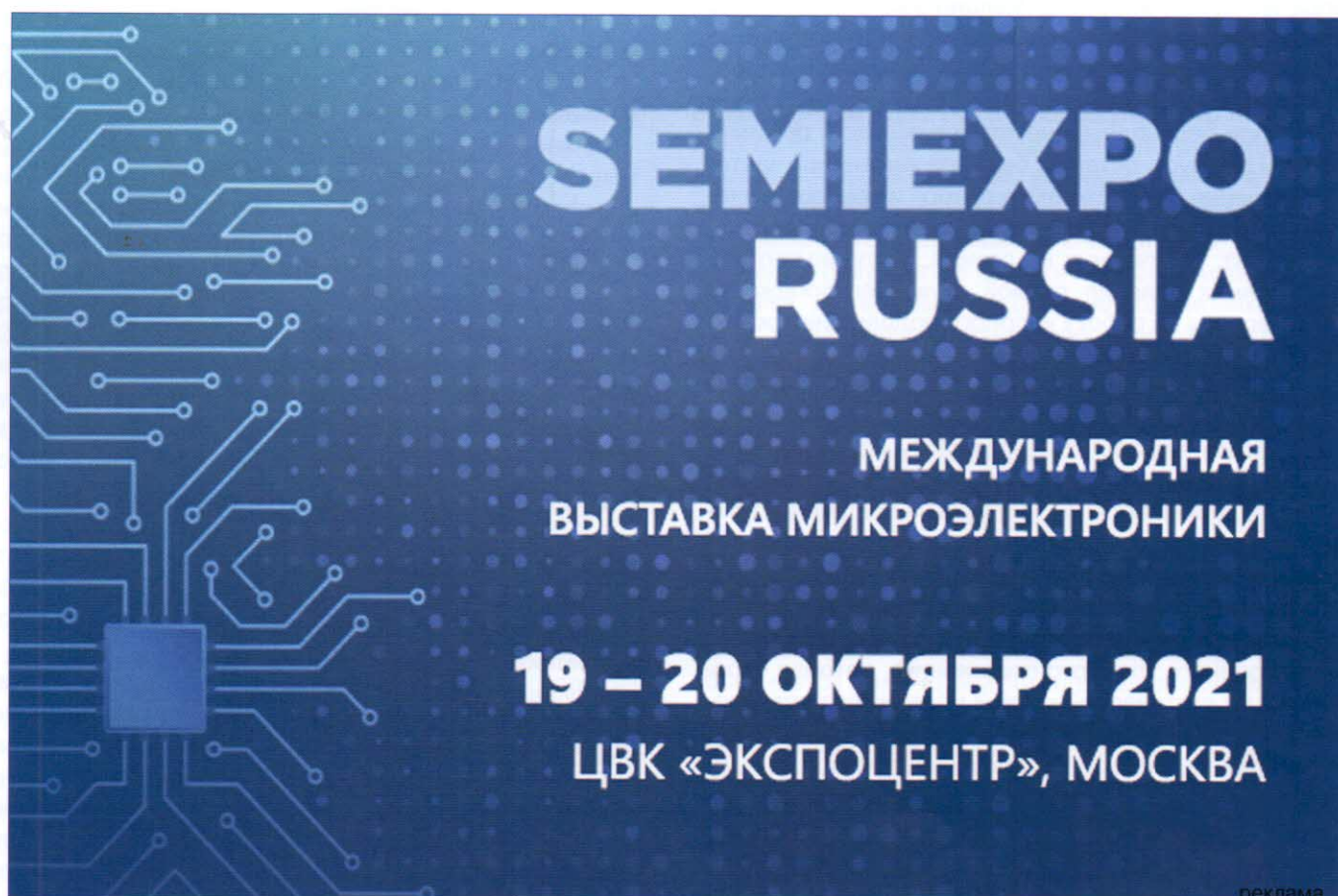
6. Соколов Н.В., Сагбиев И.Р., Хадиев М.Б., Максимов Т.В., Лунев А.Т. Методика измерения и описание

стенда для исследования газодинамики малорасходной центробежной ступени и упорного подшипника скольжения на нестационарных режимах // Компрессорная техника и пневматика. – 2016, №4. – С. 10–16.

7. Соколов Н.В., Максимов Т.В., Хадиев М.Б. Условия динамического нагружения упорного подшипника скольжения центробежного компрессора мультипликаторного типа // Компрессорная техника и пневматика. – 2020, №1. – С. 16–21.

8. Хадиев М.Б. Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев опорно-уплотнительных узлов турбомашин : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 01.02.05 / Хадиев Муллағали Бариевич. – Казань, 2002. – 36 с.

9. Максимов В.А., Баткис Г.С., Шнепп В.Б. Разработка и исследование упорных подшипников центробежных компрессоров. Технический отчет 733-73 СКБ по компрессоростроению, 1973. – 83 с.



SEMICONDUCTOR EXHIBITION RUSSIA

**МЕЖДУНАРОДНАЯ
ВЫСТАВКА МИКРОЭЛЕКТРОНИКИ**

19 – 20 ОКТЯБРЯ 2021

ЦВК «ЭКСПОЦЕНТР», МОСКВА

реклама