

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

ИСПЫТАНИЯ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ МЕЖПОДУШЕЧНОМУ КАНАЛУ СКОСОМ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОМПРЕССОРЕ

Ключевые слова: упорный подшипник скольжения, центробежная ступень, система измерения, режим исследований, осевая нагрузка, анализ результатов.

В статье описывается центробежный компрессор, примененный для исследований упорных подшипников с неподвижными подушками, профилированными с параллельным межподушечному каналу скосом рабочей поверхности. Представлена система измерения, необходимая для снятия и фиксирования показаний приборов. Проведен анализ результатов численных и физических экспериментов упорного подшипника, представленных в виде сравнительной таблицы. Численные эксперименты проведены с помощью программного приложения «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника».

Key words: thrust plain bearing, centrifugal stage, instrumentation system, study mode, axial load, analysis of results.

The article describes a centrifugal compressor, applied for investigation of thrust bearings with stationary pads profiled on surfaces with the skew parallel to the passage between pads. Instrumentation system required for taking and registration of the reading has been presented. Analysis has been carried out of the numerical and full-scale test results presented in the form of comparison chart. Numerical experiments were carried out using a software application «Sm2Px2T – Fluid flow in the gaps and passages between the thrust bearing pads».

Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с неподвижными подушками были проведены на стенде испытания ступени центробежного компрессора бокса №4 ЗАО «НИИ-турбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» [1]. Стенд включает в себя электродвигатель 1 (рис. 1), опорную мультипликатор 2, центробежную ступень компрессора 3, экспериментальный узел упорного подшипника 4, систему трубопроводов 5, систему смазки подшипников 6, систему энергопитания 7, систему автоматики 8, запорную и регулируемую арматуру 9, линию подачи воздуха в лабиринтное уплотнение 10 и измерительные средства параметров стенда 11.

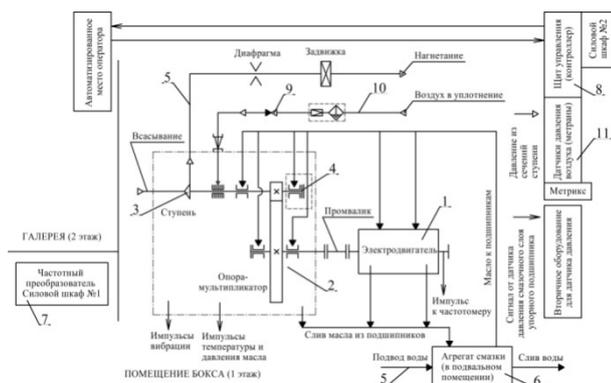


Рис. 1 - Принципиальная схема стенда: - - - упорный подшипник, --- компрессор

Центробежная ступень представляет собой рабочее колесо полуоткрытого типа с диаметрами $D_0 = 135,3$ мм, $D_2 = 266$ мм, шириной проточной части на выходе $b_2 = 6,9$ мм и количеством лопаток 17. Средняя толщина лопатки равна 4...5мм. Ширина безлопаточного диффузора $b_3 = 6,9$ мм. Рабочий агент ступени – воздух. Максимальное давление, создаваемое на выходе из ступени, 0,25 МПа. В ка-

честве привода стенда использовался электродвигатель постоянного тока типа МП-700-3000 с номинальной мощностью 700 кВт и регулируемым числом оборотов от 150 до 3000 мин^{-1} . Система регулирования частоты вращения ротора электродвигателя и мультипликатор с косозубым зубчатым зацеплением и передаточным отношением $i=8,5$ позволили плавно изменять частоту вращения быстрого ротора стенда от 1300 до 25000 мин^{-1} .

Для данных исследований были изготовлены двусторонний упорный подшипник со скосами неподвижных подушек каждой из сторон, параллельными радиальному межподушечному каналу, медные расходные кольца, упорный гребень и распорное кольцо, определяющее суммарный осевой зазор h_z в подшипнике.

Эксперименты проводились на масле Тп-22С ТУ38.101821-83, которое наиболее распространено в качестве смазочного материала для быстросходных компрессоров.

Для измерения давлений, температур воздуха и масла, частоты вращения и виброперемещения ротора компрессора была использована система измерения бокса №4. Она была дополнительно оснащена датчиком и каналом измерения параметров смазочного слоя упорного подшипника. Для удобства считывания данных и управления вся система замкнута на единый персональный компьютер.

Для измерения давления масляного слоя в одной точке с нагруженной рабочей стороны упорного подшипника использовался пьезорезистивный преобразователь давления (датчик) марки ТДАС АТ-60-1.0 ООО НПФ «Интелсенс» [1]. Датчик позволяет измерять давление до 60 кгс/см^2 , имеет малые габариты и способен работать в широком диапазоне температур: от -60°C до $+150^\circ\text{C}$. Он устанавливался при помощи резьбы М4 в специально расточенное для него гнездо на среднем радиусе подшипника в области предполагаемого максимального

давления p_{\max} . От протечек по резьбе датчик защищен герметиком Loctite 542. Принцип действия датчика заключается в преобразовании измеряемого давления смазочного слоя в электрический сигнал с помощью тензочувствительного элемента. Электрический сигнал датчика, пропорциональный измеряемому давлению, нормируется, термокомпенсируется и преобразовывается в сигнал в блоке преобразования. Зависимость выходного электрического сигнала датчика от измеряемого давления представляет собой линейную градуировочную характеристику (таблица 1). По паспорту датчика нормированное значение выходного сигнала составляет 106,68 мВ; чувствительность 0,0889 мВ/В*кгс/см²; нелинейность выходного сигнала 0,72%.

Таблица 1 - Точки градуировочной характеристики датчика давления ТДАС АТ-60-1.0

Номер точки градуирования	Давление, кгс/см ²	Среднее значение выходного сигнала, мВ
1	0	0,011
2	15	28,2
3	30	55,4
4	45	81,5
5	60	106,7

Питание датчика напряжением 20В происходило с помощью программируемого источника питания М8811, имеющего низкие пульсации не более 3 мВ и точность 0,01% установки значения. Сигнал от датчика ТДАС АТ-60-1.0 воспринимался прецизионным цифровым мультиметром UNI-T UT71D, питающимся от батареи и имеющим точность измерения при напряжении постоянного тока (DC) $\pm (0,025\% + 5 \text{ цифр младшего разряда})$. Он имеет возможность не просто показывать статические данные, но и давать упрощенную аналитику зарегистрированных событий: пиковые и усредненные значения.

Для измерения осевого сдвига от -1 до 1 мм и частоты вращения вала электродвигателя от 150 до 3000 мин⁻¹ использовались вихретоковые датчики Metrix, имеющие унифицированный выходной токковый сигнал 4...20 мА. Далее для регистрации получаемых с вихретоковых датчиков выходных данных применялась система онлайн мониторинга вибрации и параметров технологического процесса Metrix SETPOINT 8824.

Давления воздуха на входе в ступень компрессора (-0,5...0,5 кгс/см²), на выходе из ступени (0...2,5 кгс/см²), в промежуточных сечениях проточной части и давление масла в напорном коллекторе (0...6 кгс/см²) измерялись с помощью интеллектуальных датчиков Метран-150ТG2, а перепад давлений на диафрагме (0...0,63 кгс/см²) – с помощью датчиков Метран-150СD2. Для определения температуры воздуха (-50...350°С) на входе и на выходе из компрессора использовались платиновые термопреобразователи сопротивления ТСП Метран-226-07 (Pt100). Для определения температуры подачи масла в напорном коллекторе компрессора, температуры

масла в сливном коллекторе, температуры масла вблизи опорной поверхности подушек рабочей и нерабочей сторон упорного подшипника для контроля работы компрессора использовались хромель-копелевые термопары ТХК.

Выходные сигналы от системы Metrix SETPOINT 8824, датчиков давления Метран, термопреобразователей ТСП Метран и хромель-копелевых термопар поступали в общий контроллер системы измерения бокса №4 ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа». Контроллер WAGO-I/O-SYSTEM 750 представляет собой модульную и независимую систему ввода/вывода. Она состоит из базового программируемого контроллера, узла полевой шины ETHERNET 10/100 Мбит/с и расположенных в ряд модулей ввода-вывода сигналов различной формы, которые вместе и образуют узел полевой шины.

Для обеспечения функций визуализации, накопления, архивирования параметров и дистанционного управления технологическим процессом в операторной АСУ ТП установлено автоматизированное рабочее место (АРМ-оператора) единого персонального компьютера с пакетом программного обеспечения Archestra System Platform 2012 with InTouch 2012 фирмы Wonderware Invensys Systems, inc. Пакет InTouch 2012 позволяет на рабочей станции оператора создавать и производить корректировку мнемосхем процесса, сохранять и восстанавливать накопленные исторические данные в виде таблиц и графиков, а также производить другие операции, связанные с инженерным интерфейсом рабочей станции.

Мнемосхемы процесса представляют собой упрощенное графическое изображение технологического процесса и его отдельных участков. На экране рабочей станции выводятся изображения основного технологического оборудования (маслонасоса, электродвигателя и др.) и данные о протекании процесса.

Операторский интерфейс АСУ ТП экспериментального стенда позволяет производить следующие технологические операции:

- дистанционное управление пуском и остановкой маслонасоса ШГ 20-25-14/10-1-У4 ТУ26-06-1661-93 с производительностью 233 л/мин и давлением на выходе бкгс/см²;
- дистанционное управление задвижкой с электроприводом, PN40, DN300;
- дистанционное управление вентилятором обдува электродвигателя;
- дистанционное управление частотным приводом электродвигателя.

Осевая нагрузка определялась косвенным образом: она складывалась из нагрузки от косозубого зубчатого зацепления $F_{3.3}$ и нагрузки от газовых сил центробежной ступени компрессора $F_{2.c}$, так как обе направлены в сторону всасывания компрессора. Суммарная осевая сила определялась по формуле:

$$F_{oc} = F_{3.3} + F_{2.c} \quad (1)$$

Для определения осевой нагрузки в зубчатом зацеплении вначале необходимо определить

суммарные потери мощности на трение быстроходного ротора по формуле

$$N_{\delta.p.} = N_i + N_{on1} + N_{on2} + N_{oyn}, \quad (2)$$

где N_i - мощность, затраченная на сжатие воздуха в центробежной ступени компрессора; N_{on1} и N_{on2} - потери мощности на трение в опорных подшипниках скольжения быстроходного ротора; N_{oyn} - потери мощности на трение в двустороннем упорном подшипнике.

Мощность, затраченная на сжатие воздуха, определялась по формуле

$$N_i = \frac{\left(\frac{\psi u_2^2}{9,81}\right) \cdot G}{102,5} (1 + \beta_{mp} + \beta_{np}), \quad (3)$$

где ψ - коэффициент напора, u_2 - окружная скорость вращения рабочего колеса (м/с), G - массовый расход воздуха (кг/с). Эти параметры берутся из протокола испытания экспериментального стенда. Поскольку рабочее колесо полуоткрытого типа и давление за колесом менее 1,5 кгс/см², коэффициент протечек β_{np} принят равным нулю: перетекание воздуха происходит между лопатками, а между диском и корпусом, лопатками и корпусом отсутствует. Коэффициент трения рабочего колеса полуоткрытого типа составляет $\beta_{mp} = 0,01$.

Нагрузки, действующие на опорные подшипники быстроходного ротора, складываются из окружной силы в зубчатом зацеплении F_0 и массовой силы F_M .

Мощность равна $N_{\delta.p.} = M_{mp} \omega_{\delta.p.}$, где M_{mp} - момент трения, действующий на быстроходном роторе (н·м), $\omega_{\delta.p.}$ - угловая скорость вращения быстроходного ротора (с⁻¹). Момент трения равен $M_{mp} = F_0 d/2$, где $d=82,376$ мм - делительный диаметр вала-шестерни. Следовательно, окружная сила равна

$$F_0 = \frac{N_{\delta.p.}}{\omega_{\delta.p.} d/2}. \quad (4)$$

Сила, действующая в осевом направлении, вычисляется по формуле

$$F_{3.3.} = F_0 \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

где $\alpha = 18^\circ 45' 35''$ - угол наклона зубьев косозубого зацепления.

Угол наклона окружной силы F_0 относительно горизонтального положения для эвольвентного зубчатого зацепления составляет $\approx 20^\circ$. Силы F_{0i} , действующие на опорные подшипники быстроходного ротора, исходя из линии симметрии зубчатого зацепления и расстояний до осей опорных подшипников l_{01} и l_{02} , определяются из моментов сил:

$$F_{01} = F_0 / (1 + l_{01}/l_{02}), \quad (6)$$

$$F_{02} = F_0 / (1 + l_{02}/l_{01}). \quad (7)$$

Для того, чтобы найти массовые силы F_{Mi} , действующие на опорные подшипники, вначале необходимо определить положения центров масс и массы правой и левой частей ротора относительно линии симметрии зубчатого зацепления. Для этого ротор разбивается на составные равновеликие части, находятся их массы и, исходя из равенства момента массы левой части моменту массы правой части, постепенно определяются расстояния до центров масс l_1 и l_2 и массы M_1 и M_2 правой и левой частей. Массовые силы, действующие на опорные подшипники, определяются из моментов сил:

$$F_{M01} = \frac{M_1 l_1}{l_{01}} - \frac{M_2 l_2}{l_{01}}, \quad (8)$$

$$F_{M01} = \frac{M_2 l_2}{l_{02}} - \frac{M_1 l_1}{l_{02}}. \quad (9)$$

Суммарная сила $F_{\Sigma i}$, действующая на опорный подшипник, определяется векторным сложением двух сил:

$$\vec{F}_{\Sigma i} = \vec{F}_{0i} + \vec{F}_{Mi}. \quad (10)$$

В первом приближении за мощность быстроходного ротора была принята мощность на сжатие воздуха $N_{\delta.p.} = N_i$, и далее были определены нагрузки, действующие на опорные $F_{\Sigma i}$ и упорный $F_{3.3.}$ подшипники. С помощью программы отдела подшипников и уплотнений ЗАО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», позволяющей рассчитывать четырехклиновые опорные подшипники мультипликаторных центробежных компрессоров, были определены потери мощности на трение N_{on1} и N_{on2} . Потери мощности на трение в двустороннем упорном подшипнике N_{oyn} были определены с помощью программного приложения «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» [2], [3]. Далее по формуле (2) определяется суммарная мощность $N_{\delta.p.}$, действующая в зубчатом зацеплении быстроходного ротора.

Во втором приближении за мощность быстроходного ротора принимается полученная величина $N_{\delta.p.}$. Далее по формулам (4), (5) определяется конечная величина осевой нагрузки от зубчатого зацепления $F_{3.3.}$.

Величина осевой нагрузки от газовых сил $F_{2.c.}$ центробежной ступени компрессора, действующей на быстроходный ротор, определяется по методике, представленной в работах [4], [5]. Она заключается в определении осевых сил при интегрировании давлений, взятых из протокола экспериментов, по площадям рассматриваемых областей различных участков полуоткрытого осерадиального рабочего колеса. Учитывалось, что расположение рабочего колеса консольное.

Измерение толщины смазочного слоя h_2^p с рабочей стороны упорного подшипника производится вихрековым датчиком Metrix. Датчик уста-

новлен на свободном торце быстроходного ротора. Для определения суммарного осевого зазора упорного подшипника использовался индикатор часового типа с ценой деления шкалы 1мкм. Для этого индикатор устанавливался на свободном конце быстроходного ротора после сборки всех деталей двустороннего упорного подшипника. Ротор сдвигался до упора в крайнее положение, и стрелка индикатора устанавливалась на ноль. Далее ротор передвигался до упора в противоположном направлении, и замерялся суммарный осевой зазор h_s . Толщина слоя с нерабочей стороны равна $h_2^{HP} = (h_s - h_2^P)$. Измеренный с помощью индикаторных часов суммарный осевой зазор составил $h_s = 0,34$ мм.

Измерение температуры масла t_m на опорных поверхностях подушек упорного подшипника производилось с помощью термопар хромель-копель. Измерение температуры подшипника производилось в двух противоположных по диаметру подушках вблизи выходной кромки. В этом случае с тыльной стороны подшипника просверливалось глухое отверстие диаметром 1мм, не доводя сверло до опорной поверхности 0,5...1мм. После электроизоляции бакелитовым лаком спай хромель-копелевой проволоки диаметром 0,2мм устанавливался в подшипник и от металла изолировался эпоксидным клеем и фторопластовой втулкой.

Перед испытаниями были проведены оценки погрешностей измерения контролируемых величин. Средняя квадратичная погрешность частоты вращения вала электродвигателя в относительном виде равна 0,004%, давления воздуха центробежной ступени - 0,071%, давления смазочного слоя - 0,385%, осевой нагрузки при $M_u = 0,907$ 1-ой рабочей точки - 0,045%, толщины смазочного слоя - 1,67%, температуры воздуха ступени - 0,071%, поверхности подушек - 0,171%.

Программой экспериментальных исследований предусматривалось испытание упорного подшипника со следующими геометрическими размерами обеих сторон: внутренний $D_1 = 65$ мм и внешний $D_2 = 100$ мм диаметры подушек, количество подушек $z=8$, толщина подушки $H_n = 3$ мм, угловая протяженность подушки $\theta_n = 38,05^\circ$, глубина скоса $\delta_{СК} = h_1 - h_2 = 0,07$ мм.

Задача экспериментальных исследований заключалась в определении осевой нагрузки F_{oc} (Н), температуры опорной поверхности подшипника t (°C), толщины h_2 (мкм) и давления p_m (МПа) смазочного слоя в зависимости от рабочих точек характеристики ступени центробежного компрессора. Испытания проводились при условных числах Маха $M_u = u_2/a$ на выходе из рабочего колеса, где u_2 – окружная скорость рабочего колеса на наружном диаметре, a – местная скорость звука, равных 0,707, 0,884 и 0,907. Фиксированное число Маха M_u достигалось изменением числа оборотов быстроходного ротора ступени n_o (мин⁻¹). Изменение режимов

работы ступени по расходу производилось постепенным закрытием электрозадвижки на нагнетании. Всего рассматривалось 6 рабочих точек характеристики ступени при фиксированном M_u ; дальнейшее закрытие электрозадвижки приводило к неустойчивой работе компрессора в зоне помпажа. Величина температуры масла в коллекторе подачи в экспериментальный стенд поддерживалась в пределах $t_n = 26...31,5^\circ\text{C}$ в зависимости от режима работы центробежного компрессора.

Обработка результатов экспериментальных исследований упорного подшипника с помощью программного приложения «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» проводилась в следующих условиях: за толщину упорного диска была принята половина его величины $H_d = 20/2 = 10$ мм. Коэффициент теплоотдачи с тыльной стороны диска $\alpha_{ТНд} = 0$. Коэффициенты теплопроводности материалов упорного диска и подушки были приняты для углеродистой стали $\lambda_d = \lambda_n = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

По результатам обработки проведенных экспериментов были построены экспериментальные характеристики ступени центробежного компрессора в виде зависимостей $p_k = f(V_n)$ и $N_{б.р.} = f(V_n)$ (рис. 2).

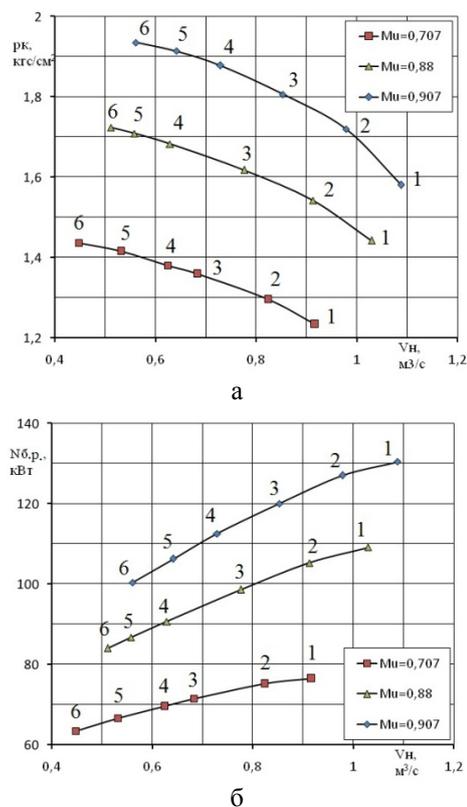


Рис. 2 – Зависимости давления p_k (а) и мощности быстроходного ротора $N_{б.р.}$ (б) от объемной производительности V_n при разных числах Маха

Из рис. 2а видно, что с уменьшением производительности V_n выходное давление p_k возрастает

ет. Следовательно, увеличиваются нагрузки от газовых сил $F_{г.с.}$, действующие в осевом направлении. Из рис. 2б видно, что с уменьшением производительности V_n мощность $N_{б.р.}$, действующая в зубчатом зацеплении, уменьшается. Так как потери мощности на трение в опорных и упорном подшипниках при прочих равных условиях слабо зависят от действующих на них нагрузок (для опорных подшипников 10...10,5 кВт, для двустороннего упорного подшипника 22,5...23 кВт), то величина $N_{б.р.}$ в значительной степени зависит от мощности N_i , затраченной на сжатие воздуха в ступени. С уменьшением массового расхода через центробежную ступень G мощность N_i уменьшается.

Сравнения экспериментальных и расчетных данных были проведены при практически одинаковой осевой нагрузке на упорный подшипник $F_{ос}$, так как осевая нагрузка (несущая способность) является основной характеристикой упорного подшипника. Из-за того, что в программное приложение «Sm2Px2T – Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» вводится толщина смазочного слоя h_2 , а не осевая нагрузка на подшипник, то для определения h_2 при заданной осевой нагрузке предварительно был построен график зависимости несущей способности P исследуемого подшипника от толщины h_2^p (рис. 3). При этом учитывалось, что упорный подшипник двусторонний, и равнодействующая сила нерабочей стороны направлена в сторону осевой нагрузки $F_{ос}$.

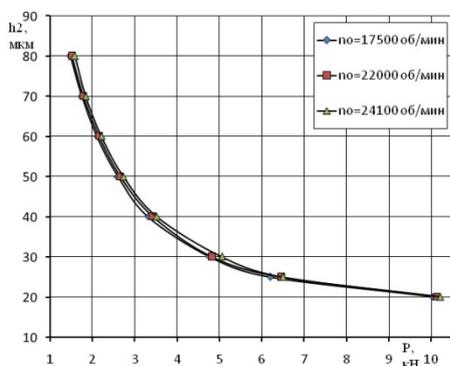


Рис. 3 - Зависимость минимальной толщины смазочного слоя h_2 от несущей способности подшипника P при частотах вращения эксперимента n_0

Обработанные результаты экспериментальных исследований и расчетных данных, а также отклонения расчетных данных от результатов экспериментов, при наиболее нагруженном режиме при $M_u = 0,907$ приведены в таблице 2.

При разных числах Маха M_u и при практически равной несущей способности подшипника P (отклонение составляет не более 0,5%) максимальное отличие экспериментальных и расчетных значений давлений масляного слоя p_m составляет 8,6%.

С увеличением M_u и осевой нагрузки $F_{ос}$ отклонения в давлениях уменьшаются. Данные отклонения связаны с погрешностью определения координат φ и r рассматриваемой точки смазочного слоя и погрешностью измерения давления датчиком ТДАС АТ-60-1.0. В 5-ой и 6-ой рабочей точке с закрытием электродвигателя происходит уменьшение осевой нагрузки $F_{ос}$ и, следовательно, давления масляного слоя p_m . Уменьшение суммарной нагрузки $F_{ос}$ объясняется тем, что, не смотря на увеличение нагрузки от газовых сил $F_{г.с.}$, происходит значительное снижение осевой нагрузки $F_{з.з.}$, действующей в зубчатом зацеплении, из-за уменьшения потребляемой мощности $N_{б.р.}$.

Таблица 2 - Результаты экспериментальных исследований при $M_u=0,907$

Пар-р	№ рабочей точки					
	1	2	3	4	5	6
эксп. $P, \text{Н}$	1598	1978	2203	2379	2301	2190
расч. $P, \text{Н}$	1593	1972	2199	2378	2462	2511
$\delta P, \%$	0,33	0,28	0,19	0,046	0,012	0,044
эксп. $p_m, \text{МПа}$	1,153	1,168	1,178	1,194	1,188	1,174
расч. $p_m, \text{МПа}$	1,09	1,1	1,112	1,132	1,114	1,123
$\delta p_m, \%$	5,8	6,2	5,9	5,5	6,6	4,5
эксп. $h_2, \text{мкм}$	60	60	60	50	50	50
расч. $h_2, \text{мкм}$	62	54	51	49	47	46
$\delta h_2, \%$	3,23	11,11	17,65	2,04	6,38	8,7
эксп. $t_M^p, \text{°C}$	70,2	71,04	71,54	71,81	71,93	71,89
расч. $t_M^p, \text{°C}$	79,22	78,44	79,02	77,6	78,66	77,3
$\delta t_M^p, \%$	8,86	9,43	9,47	7,46	8,56	7
эксп. $t_M^{hp}, \text{°C}$	45,7	46,24	46,58	46,82	46,9	46,5
расч. $t_M^{hp}, \text{°C}$	49,2	48,9	48,6	49,1	49,5	49,4
$\delta t_M^{hp}, \%$	7,05	5,45	4,16	4,65	5,26	5,07

Минимальная толщина смазочного слоя h_2 является одним из основных параметров, характеризующих работоспособность упорного подшипника. Максимальное отличие экспериментальных и расчетных значений толщины h_2 при разных числах Маха M_u составляет 18,37%. Данные отклонения вызваны погрешностью измерения осевого сдвига вихретоковым датчиком Metrix и погрешностью определения осевой нагрузки F_{oc} . Поэтому толщину смазочного слоя h_2 , полученную расчетным путем при заданной нагрузке F_{oc} на упорный подшипник, следует увеличить на $\approx 20\%$, т.е. коэффициент запаса k_h из формулы $[h_{\min}] = k_h h_{кр}$ [6], где $[h_{\min}]$, $h_{кр}$ - допустимое и критическое значения толщины смазочного слоя, следует принять равным 1,2.

При численных расчетах с помощью программного приложения температуры опорной поверхности подушки t_m вблизи выходной кромки на среднем радиусе R_{cp} на границе раздела «подушка - смазочный слой» оказались выше, чем экспериментальные данные. Это связано с тем, что в действительности головки термопар имеют реальные размеры (диаметр примерно 1мм), и они измеряют температуру не на поверхности подушки, а на некоторой глубине (около $\bar{y}_n = 0...0,2$). Поэтому в таблицу 2 были внесены данные температуры t_m , рассчитанные на глубине подушки $\bar{y}_n = 0,2$. Экспериментальные данные с рабочей и нерабочей сторон упорного подшипника рассчитаны как среднеарифметические показания температур двух противоположных подушек. Максимальное отличие расчетных и экспериментальных данных составляет 9,15%. Поэтому максимальную температуру смазочного слоя t_{\max} , полученную расчетным путем при заданной нагрузке F_{oc} на упорный подшипник, следует уменьшить на $\approx 10\%$. Для этого коэффициент запаса по температуре k_t из формулы $[t_{\max}] = t_{кр} / k_t$ [6], где $[t_{\max}]$, $t_{кр}$ - допустимая и критическая температуры смазочного слоя, следует принять равным 1,1. Из таблицы 2 также можно заметить, что с увеличением осевой нагрузки на подшипник F_{oc} , т.е. при уменьшении минимальной толщины h_2 , температурный уровень поверхности

подушки и, следовательно, смазочного слоя возрастает.

Таким образом, сравнение экспериментальных и расчетных данных позволяет сделать вывод о том, что разработанное программное приложение «Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника» с достаточной степенью точности позволяет получить характеристики упорного подшипника с рабочей поверхностью подушек, профилированных параллельным радиальному межподушечному каналу.

Сравнение экспериментальных и расчетных данных также позволило обоснованно выбрать коэффициенты запаса по толщине h_2 и максимальной температуре t_{\max} смазочного слоя, определяющие безопасную эксплуатацию упорного подшипника скольжения.

Литература

1. Хадиев, М.Б. Описание стенда для изучения динамических характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками при переходных процессах / М.Б. Хадиев, Н.В. Соколов, М.Н. Серазутдинов. // Вестник Казанского технологического университета: Т. 15. №16; 2012.- с.151-153.
2. Хадиев, М.Б. Гидродинамические, тепловые и деформационные характеристики смазочных слоев упорных подшипников, профилированных скосом, параллельным радиальному межподушечному каналу / М.Б. Хадиев, Н.В. Соколов, Е.М. Федотов. // Вестник Казанского технологического университета: Т. 16. №14, 2013.- с.96-100.
3. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2013615688. Sm2Px2T - Течение жидкости в зазорах и каналах между подушками упорного подшипника / Федотов Е.М, Хадиев М.Б., Соколов Н.В. - № 2013613582; заявл. 25.04.13; зарегистрировано 18.06.13.
4. Евгеньев, С.С. К расчету осевой газовой силы, действующей на полукрытое осерадиальное рабочее колесо центробежного компрессора / С.С. Евгеньев, И.М. Шубкин // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2013. №2, выпуск 2. с.23-26.
5. Евгеньев, С.С. Расчет газовых газодинамических сил в центробежных компрессорах: Учеб. пособие для курсового и дипломного проектирования / С.С. Евгеньев. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та.-1997.-36с. ISBN 5-7579-0121-7.
6. Соколов, Н.В. Оптимизация гидродинамических упорных подшипников скольжения с неподвижными подушками / Н.В. Соколов, М.Б. Хадиев // Вестник Казанского технологического университета: Т. 16. №22. 2013.- с. 249-254.

© Н. В. Соколов - асп. каф. компрессорных машин и установок КНИТУ, sokol-88@list.ru; М. Б. Хадиев – д-р техн. наук, проф. той же кафедры, smu@kstu.ru; Т. В. Максимов – ст. препод. той же кафедры; В. А. Фугин – канд. техн. наук, зам. начальника расчетно-испытательного отдела ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», vic_net1@mail.ru.