

В насосно-компрессорных агрегатах, а также в других видах энергетического и технологического оборудования в качестве смазочной среды опор с успехом могут быть использованы маловязкие рабочие жидкости. Применение гидродинамических подшипников скольжения в этих случаях может быть затруднено, так как они работоспособны лишь при определённом сочетании скорости и вязкости смазки. Это открывает широкую перспективу для практического применения гидростатических подшипников. Перевод подшипниковых узлов различных машин на смазку маловязкими жидкостями позволяет решить целый ряд проблем и получить множество преимуществ по сравнению с традиционно применяемыми системами смазки маслами. Однако для того, чтобы осуществить такой переход, необходимо предварительно провести комплекс дорогостоящих теоретических и экспериментальных исследований. Авторами проведено теоретическое и экспериментальное исследование работы упорных гидростатических подшипников скольжения (УГПС) со смазкой маловязкими жидкостями. Разработана математическая модель, методика и программа расчета рабочих характеристик кольцевого УГПС с жидкостной смазкой [1,2]. Рассматривается установившееся изотермное течение однофазной смазочной жидкости в зазоре подшипника, которое описывается уравнениями Навье-Стокса, неразрывности и условием постоянства вязкости. Для упрощения интегрирования этих уравнений проведена оценка порядка критериальных величин, входящих в систему. Получено дифференциальное уравнение для распределения давления в смазочном слое кольцевого упорного подшипника скольжения, описан метод его решения. Задача решается в квазистационарной постановке. Форма зазора может быть задана произвольно, аналитически или численно, учитывается перекося упорного диска. Давление в камере подшипника находится из уравнения баланса расходов во входном устройстве и в зазоре подшипника. Нестационарность процесса смазки выражается через граничные условия или силовые воздействия, зависящие от времени. Поведение ротора, под действием периодически изменяющихся во времени внешних сил, описывается уравнением движения ротора. Проведен также параметрический анализ характеристик подшипника. С целью оценки пригодности разработанного метода расчета, а также проверки теоретически полученных результатов, разработан экспериментальный стенд для исследования работы и определения основных характеристик кольцевого УГСП, а также программа и методика проведения испытаний. Стенд [2] включает в себя электродвигатель постоянного тока марки IDS 742 N мощностью 60 кВт и угловой скоростью вращения ротора 5000 об/мин, мультипликатор, упруго-пальцевую и зубчатую муфты, установку для испытания гидростатического подшипника с испытательной камерой, систему смазки, контрольно-измерительную аппаратуру, систему управления и автоматической защиты. Смазочная жидкость из бака шестеренным насосом марки НМШ2-40-

1,6/16-1 через фильтр с тонкостью фильтрации 5 мкм подается в зазор испытуемого подшипника. Давление подачи смазки может регулироваться вентилем и редукционным клапаном. Камера для испытания гидростатического подшипника (рис. 1) состоит из кожуха 1, ротора 2, обоймы 3, осевого нагрузочного гидравлического устройства 4, испытуемого подшипника 6. Для устранения перекоса упорного диска 5 относительно подшипника на валу установлена допускная лента 7. Для наблюдения за работой подшипника в процессе эксперимента в крышке 8 имеется смотровое окно 9. Осевая нагрузка к подшипнику прикладывается ручным плунжерным насосом, который создает давление в гидроцилиндре 4. значение нагрузки получается умножением давления в камере гидроцилиндра на площадь поршня. Для измерения положения упорного диска относительно подшипника были выбраны вихревые датчики и стандартная вторичная аппаратура КСА-15. Рис. 1 - Испытательная камера: 1 - кожух, 2 - ротор, 3 - обойма, 4 - гидроцилиндр, 5 - упорный диск, 6 - подшипник, 7 - допускная лента, 8 - крышка, 9 - смотровое стекло В качестве объекта исследования выбран подшипниковый узел, геометрические размеры и режим работы которого характерны для разрабатываемых энергетических машин, в частности, для холодильного турбоагрегата МХ-3000. Испытуемый подшипник имеет следующие геометрические размеры (рис. 2): внутренний радиус подшипника $R_1=74$ мм, внутренний радиус камеры подачи смазки (наддува) $R_2=85$ мм, наружный радиус камеры $R_3=89$ мм, наружный радиус подшипника $R_4=100$ мм, диаметр диафрагм $d=0,8$ мм, количество диафрагм $K_d=18$. Глубина камеры - 2 мм (рис. 3). Рис. 2 - Схема подшипника: 1 - ротор; 2 - упорный диск; 3 - рабочая поверхность подшипника; 4 - камера нагнетания; 5 - дроссель При испытаниях замерялись скорость вращения ротора, давление в камере нагнетания подшипника, давление нагнетания смазки, температура смазки в рабочем зазоре подшипника, давление масла в гидроцилиндре (по этому давлению определяется несущая способность подшипника). Эти характеристики определяют работоспособность подшипника. Испытания проводились при смазке дизельным топливом и жидким хладагентом R-113. Варьировались давление нагнетания смазки в пределах 0,7...1,2 МПа, нагрузка, частота вращения ротора в пределах 0...7000 об/мин. Рис. 3 - Испытуемый подшипник Результаты экспериментов показали, что подшипник работоспособен в исследуемых режимах. Ниже приводятся и анализируются результаты исследований, проведенных при смазке УГПС дизельным топливом. Из полученных экспериментальных результатов следует, что давление в камере подшипника и несущая способность растут с уменьшением зазора. Расхождение экспериментальных результатов и результатов теоретических исследований [1,2] находятся в пределах 15 %. При зазорах 10 и 20 мкм расхождения составляют примерно 5-7 % и увеличиваются с ростом величины осевого зазора (рис. 4). Рис. 4 - Влияние зазора на несущую способность подшипника С ростом

давления подачи смазки давление в камере и соответственно несущая способность подшипника увеличиваются. Расхождения между экспериментальными данными и теоретическими значениями составляют 8...12 %. При увеличении частоты вращения ротора при постоянной нагрузке зазор в подшипнике уменьшается. Это связано с действием на смазочный слой центробежных сил инерции. Действие этих сил на смазочный слой рассматривалось при теоретическом анализе характеристик подшипника. С ростом скорости вращения расхождения между экспериментальными данными и результатами теоретических исследований увеличиваются до 10-15 %. Из приведенных результатов исследований видно, что теоретически полученные данные качественно хорошо согласуются с экспериментальными данными. Количественное отклонение теоретических результатов от результатов эксперимента составляет 5-15 %. В ходе эксперимента установлено, что температура смазки в зазоре подшипника на всех исследованных режимах работы не превышает более чем на 2°С температуру окружающей среды. Это доказывает справедливость допущения об изотермном течении смазки принятом при теоретическом анализе. Наличие в жидкости пузырьков газа оказывает значительное влияние на режим работы и характеристики подшипника, и это явление должно быть изучено особо. Остается также открытым вопрос работы гидростатических подшипников скольжения со смазкой хладагентами в двухфазном состоянии (жидкость – пар). На практике работа турбоагрегатов всегда сопровождается динамическими нагрузками. Все это может отрицательным образом сказаться на работоспособности опор. Поэтому вопрос применения подшипниковых узлов для таких режимов работы требует дополнительного теоретического и экспериментального исследования. Полученные результаты, а также сравнение опытных и расчетных данных позволяют сделать вывод о пригодности, разработанной методики расчета подшипников. Результаты экспериментальных исследований дают также ценную информацию, которая может быть использована при проектировании, разработке, доводке и отладке подшипниковых узлов энергетических машин.