

А.И. ЧАЙКА, к. т. н., Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, СМАЗЫВАЕМЫХ НЕНЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТЬЮ, И ПОВЕДЕНИЕ В НИХ ШЕЕК РОТОРОВ

Bring the results of researches high-speed radial bearings of liquid friction are resulted, behaviour in them features and dynamic characteristics of a rotor. In quality liquid of bearings is considered(examined) non-newton liquid such as a water solution of polymer.

Актуальной проблемой современного энергетического машиностроения является замена нефтяных масел, используемых в качестве рабочих жидкостей в подшипниках скольжения и системах регулирования турбоагрегатов, негорючими и огнестойкими жидкостями. Для ее решения в нашей стране и за рубежом (в Германии, США, Японии, странах СНГ и др.) ведутся работы различного характера [1 – 7 и др.]. Как перспективные смазочные материалы (СМ) подшипников жидкостного трения (ПЖТ) турбоагрегатов сейчас рассматриваются жидкости на водной основе [1 – 7]. Они обладают указанными выше свойствами и нередко являются реологически сложными (неньютоновскими) жидкостями, обеспечивают пониженные потери мощности на трение, повышенный отвод теплоты из рабочей области ПЖТ, улучшают экологическую обстановку и имеют сравнительно невысокую стоимость.

Анализ исследований радиальных ПЖТ (РПЖТ), смазываемых ньютонскими жидкостями, подобных водному раствору полимеров (ВРП), показывает, что современный уровень их разработок находится на начальной стадии и далек от своего практического решения. Неньютоновские свойства СМ указанного типа оказывают существенное (10,...,15 % и более) влияние на статические характеристики радиальных гидродинамических подшипников (ГДП) [4 – 7]. Расчетные исследования РПЖТ в подавляющем числе работ проведены для стационарного режима работы в предположении ламинарного изотермического течения СМ [1, 4, 6 – 9]. Лишь в работах [6, 7] путем рассмотрения осредненного уравнения теплового баланса учитывается выделение теплоты в смазочном слое, а в работе [7] - также нестационарное движение шейки. Однако результаты расчета влияния нестационарного движения шейки на характеристики подшипников в последней работе не

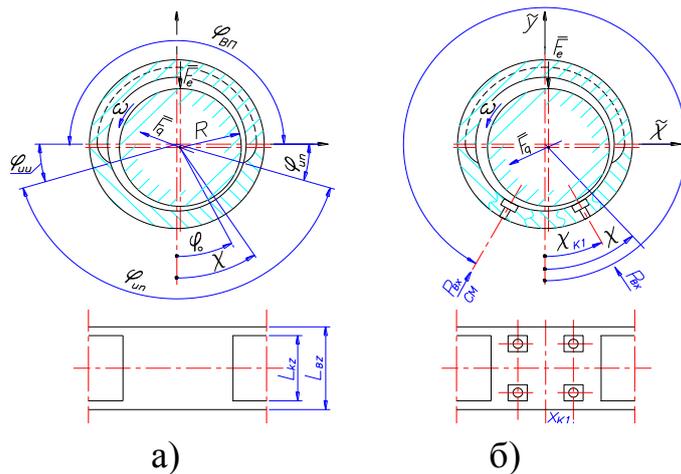


Рис. 1

результаты исследований высокоскоростных радиальных ПЖТ (РПЖТ) [РПЖТ с неподвижными рабочими поверхностями гидродинамического (рис. 1 а) и РПЖТ гидростатического (рис. 1 б) типов], в качестве СМ которых рассматривается водный раствор полимера (ВРП) *.

Основными задачами выполненной работы являлось: получение на основе разработанных автором методов (базирующихся на прикладной теории [11]) результатов расчета характеристик РПЖТ, смазываемых ВРП или водой, кинематических параметров шеек и амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) роторов; изучение влияния на расширенный спектр характеристик указанных элементов [включая и динамические характеристики (ДХ) роторов] значений отдельных параметров и факторов (нестационарности движения и колебаний ротора, особенностей свойств и течения рассматриваемых СМ, выделения теплоты в смазочном слое и др.); сопоставление результатов расчетов с имеющимися экспериментальными данными. Статья написана по материалам работ, проведенных в ОАО “Турбоатом” (г. Харьков) по решению Минэнерго Украины и в Национальном аэрокосмическом университете. Для расчета характеристик РПЖТ и поведения в них шеек роторов использовались методы расчета, основные положения которых представлены в работе [7]. Считается, что РПЖТ работают при нестационарном режиме. Среди принятых допущений выделим следующие: неточности изготовления деталей пренебрежимо малы; в смазочной пленке отсутствует скольжение на границе раздела “смазочный слой - подвижные детали”; СМ представляет собой несжимаемую неньютоновскую жидкость однородную по составу; давление СМ в камерах РПЖТ постоянно по их поверхностям.

приводятся. Отсутствуют сведения и о стабильности свойств ВРП, и о влиянии их на коррозию деталей РПЖТ.

Согласно данным авторов работ [7 – 9] ожидается, что характеристики РПЖТ, смазываемых неньютоновскими жидкостями, могут более существенно изменяться при нестационарных процессах, чем при стационарном процессе.

В настоящей статье приводятся основные

* Состав ВРП, использованного в исследованных РПЖТ, предложен сотрудниками ОАО “Турбоатом”, УХИН и ХАДИ. Экспериментальные исследования проводились на стенде ОАО “Турбоатом” с участием автора статьи в разработке и отладке системы измерений, в проведении экспериментов, обработке и обсуждении их результатов [10].

Для описания физических процессов в смазочном слое ГДП выбрана следующая система уравнений и зависимость

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad (1), (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) = \frac{\partial p}{\partial z}, \quad \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0, \quad (3), (4)$$

$$\bar{h} = h/h_0 = 1 - \chi_0 \cdot \cos(\varphi - \varphi_0), \quad (5)$$

где u_x , u_y , u_z - компоненты скорости; x , y , z - координаты; p , μ - давление и коэффициент динамической вязкости СМ; h - текущая толщина смазочного слоя; h_0 - радиальный зазор в РПЖТ при концентричном положении шейки; φ_0 - угол положения линии центров; χ_0 - относительный эксцентриситет шейки ротора в подшипнике [7].

При рассмотрении РПЖТ с камерами, в которые подается под высоким давлением от насоса жидкость через дросселирующие элементы -радиальных гидростатических подшипников (ГСП) - к уравнениям (1)-(5) добавляется уравнения баланса расходов СМ через каждую из камер

$$Q_{ВХ,i} + Q_{V,i} = Q_{Г,i}, \quad (6)$$

где $i=1...z_k$; $Q_{ВХ,i}$, $Q_{Г,i}$, $Q_{V,i}$ –расходы СМ через элементы i -й камеры; z_k - число камер; $P_{ВХ}$ -давление питания РПЖТ [7]. При расчетах характеристик ПЖТ, смазываемых неньютоновскими СМ, одним из принципиальных вопросов является выбор формул для вязкостных характеристик. Для расчета коэффициента динамической вязкости ВРП нами использованы результаты исследований авторов работ [6, 8]

$$\mu = 1/(a |\partial u / \partial y| + b) \quad (\text{где } a, b \text{ – постоянные}) \quad (7)$$

Исходные уравнения (1)-(4) были сведены к модифицированному уравнению Рейнольдса, которое решалось с использованием методов конечных разностей и последовательного приближения на последовательности сеток. Давления в камерах ГСП с дросселирующими устройствами определялось решением нелинейной системы алгебраических уравнений, полученных на основе уравнения (6), методом Ньютона [7, 11, 12].

Алгоритм расчета распределения давления и динамической вязкости ВРП в основных гидравлических трактах РПЖТ носит итерационный характер и, в целом, соответствует работе [7]. С использованием значений указанных параметров СМ на основании общих зависимостей получены формулы для расширенного спектра характеристик [проекции равнодействующей сил давления, грузоподъемности (F), расхода (Q) СМ, потерь мощности на трение ($N_{ТР}$) и т.д.] РПЖТ [7, 11]. Средний нагрев рабочей жидкости в смазочном слое $\Delta T = N_{ТР}/(c \rho Q)$, где c - удельная теплоемкость; ρ - плотность СМ.

Для расчета положений, траекторий центра шейки и ДХ шейки ротора к (1)-(7) добавляются уравнения ее движения

$$St^2 \cdot \Omega^2 \cdot \vartheta \cdot (\ddot{\chi} - \chi \cdot \dot{\phi}_0^2) = \Omega^2 \cdot \vartheta \cdot \bar{e}_{c_T} \cdot \cos[n(\bar{t})\bar{t}/St - \varphi_0] + \bar{F}_e \cdot \cos\varphi_0 - \bar{F}_y, \quad (8)$$

$$St^2 \cdot \Omega^2 \cdot \vartheta \cdot (\chi \ddot{\phi}_0 + 2\dot{\chi} \cdot \dot{\phi}_0) = \Omega^2 \cdot \vartheta \cdot \bar{e}_{c_T} \cdot \sin[n(\bar{t})\bar{t}/St - \varphi_0] + \bar{F}_e \cdot \sin\varphi_0 - \bar{F}_x, \quad (9)$$

Выражения для параметров, входящих в эту нелинейную систему уравнений, как и описание численных методов ее решения (Рунге-Кутта, Адамса и др.), приведены в работах [11, 12].

Характеристики РПЖТ при нестационарном движении шейки являются функциями времени. Поэтому вычислялись на ЭВМ их мгновенные и осредненные за время одного оборота центра шейки значения [11]. В качестве критериев работоспособности РПЖТ рассматривались минимальная толщина смазочного слоя, максимальный нагрев СМ и амплитуды колебаний центра шейки ротора [11].

Нестационарная гидродинамическая задача (1)-(5), (7)-(9) и гидростатическая задача (1)-(9) исследуемых РПЖТ решаются при соответствующих граничных и начальных условиях. Краевые условия и алгоритмы решения указанных задач имеют свои особенности. Однако в целом они соответствуют работам [11, 12]. Методы и алгоритмы расчета характеристик РПЖТ реализованы в виде нескольких программ, написанных на “Фортране” применительно к ПЭВМ типа IBM.

Были выполнены расчеты характеристик ГДП и ГСП с различными значениями параметров [геометрических (радиального зазора, положений, размеров и числа камер и др.) и рабочих (угловой скорости (ω) ротора, температуры СМ на входе в ГДП ($T_{ВХ}$) и т.д.)] и динамические характеристики двухопорных роторов. Для выявления влияния особенностей свойств и течения ВРП на характеристики РПЖТ и ДХ роторов в качестве СМ подшипников кроме ВРП рассматривалась и техническая вода.

Расчеты характеристик ГДП [диаметр расточки $D=0,42$ м; осевая длина $L_Z=0,335$ м; длина торцевых перемычек $L_T=0,0275$ м; углы охвата: нижней половины вкладыша $\varphi_{РП}=120^\circ$, верхней (имеющей посередине окружной канал шириной 0,280 м) $\varphi_{ВП}=180^\circ$; $h_{0,CP}=0,22 \cdot 10^{-3}$ м, $P_{ВХ}=0,05$ МПа, $T_{ВХ}=38, \dots, 50$ °С], смазываемых ВРП, турбины К-210-44/3600 подтвердили результаты работы [7], что с увеличением угловой скорости от 0 до 370 рад/с грузоподъемность увеличивается и при $\omega=314$ рад/с, $\chi_0=0.70, \dots, 0.90$ составляет $F=120 \dots 450$ кН. При $\omega < 150, \dots, 200$ рад/с грузоподъемность ГДП, работающего на ВРП, выше (на 8, ..., 15 %), чем у ГДП на воде. Однако с ростом угловой скорости интенсивность роста грузоподъемности первого РПЖТ выше, чем у второго. Это объясняется неньютоновскими свойствами ВРП, обуславливающие уменьшение его вязкости с ростом скорости скольжения, а также возможным проявлением неламинарности течения СМ в гидродинамическом тракте подшипника.

Оценочные расчеты потерь мощности на трение в ГДП, выполненные в предположении ламинарного и неламинарного режима течения ВРП и воды в гидродинамическом тракте, показали, что при $\omega=314$ рад/с в зависимости от нагруженности потери мощности на трение в ГДП составляют, соответственно, 12, ..., 23 и 65, ..., 78 кВт. Сопоставление этих значений с

экспериментальными данными ($N_{TP}=72, \dots, 80$ кВт, [10]) указывают на неламинарность течения смазочного материала в ГДП и необходимость учета этого фактора при расчетах характеристик таких подшипников. При рассмотренных режимах работы нагрев СМ составил $4, \dots, 10$ °С.

Образцы траекторий центра шейки в ГДП (СМ – ВРП) при $\omega = 314$ рад/с, различных значениях неуравновешенности (кривые 1 – 3) ротора (массой $M_P=4200$ кг) и внешней силы (F_e , кривые 3 – 5) представлены на рис. 2. Видно, что при неуравновешенности ротора $D_{CT}=0,4$ Н·м амплитуды колебаний ротора составляют: в горизонтальной плоскости $A_x=12$ МКм, в вертикальной - $A_y=19$ МКм. Увеличение неуравновешенности ротора от $D_{CT}=0,4$ Н·м до 8 Н·м приводит к росту амплитуд колебаний, соответственно, до 84 МКм и 90 МКм. Дальнейший рост неуравновешенности приводит к увеличению амплитуд колебаний ротора, вплоть до расположения траекторий во всех четырех квадрантах.

Увеличение внешней постоянной нагрузки на один ГДП приводит к существенному изменению формы, размеров и положения траекторий в ГДП. Согласно кривым 3 – 5 рис. 2, рост внешней нагрузки от 100 кН до 400 кН обуславливает изменение амплитуд колебаний ротора в горизонтальной плоскости от 48 до 55 МКм, в вертикальной – от 51 МКм до 27 МКм. При этом значения минимального зазора ($h_{мин}$) уменьшаются от 20 МКм до 14 МКм; экстремальные значения угла положения центра шейки от $\varphi_{MIN} = -5^\circ$ до $\varphi_{MIN} = -2^\circ$, от $\varphi_{MAX}=36^\circ$ до 33° . Указанный характер изменения амплитуд колебаний ротора в различных плоскостях связан с анизотропным свойством ГДП и направлением внешней силы.

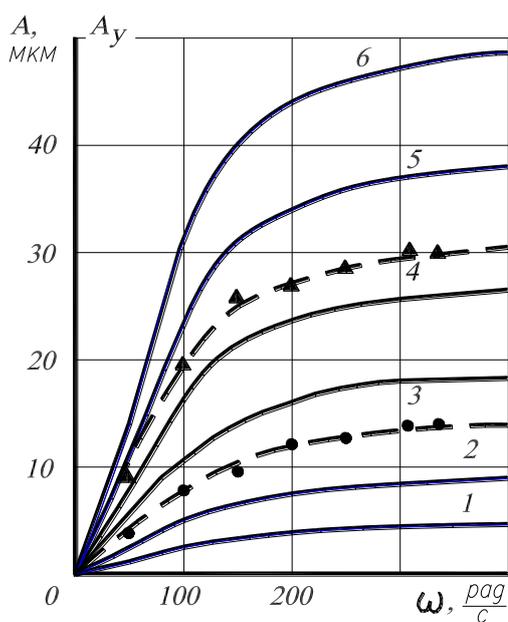


Рис. 2. Траектории центра шейки ротора в ГДП:

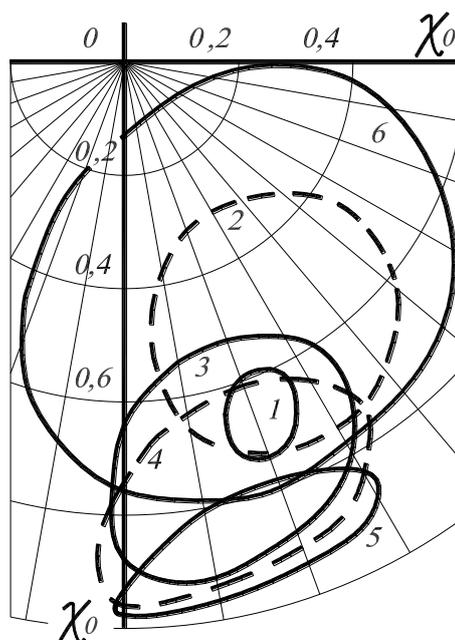


Рис. 3. АЧХ ротора на исследуемых РПЖТ:

1- $D_{CT}=0,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 2- $4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 6 - $8 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 1- $D_{CT}=0,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 2- $0,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 3- $0,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
3- $F_e=100 \text{ кН}$; 4 - 200 кН ; 5- 400 кН . 4- $0,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 5- $0,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$; 6- $1,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Графические зависимости рис. 3 указывают на отсутствие в рабочем диапазоне изменения угловой скорости резонансной зоны и зоны, соответствующей потере устойчивости ротора на ГДП, смазываемых ВРП; позволяют судить о значениях амплитуд колебаний шейки и о согласованности расчетных значений амплитуд колебаний с данными экспериментов. Амплитуды колебаний (верхняя пунктирная кривая) шеек в ГДП при $\omega = 314 \text{ рад/с}$, $F_e=40 \text{ кН}$ составляют 27,...,30 МКм. Расчетные значения (сплошные кривые) амплитуд колебаний ротора качественно правильно отражают данные экспериментов (пунктирные кривые). Сопоставление амплитуд колебаний ротора в горизонтальной плоскости (нижняя пунктирная кривая) и полных амплитуд колебаний подтверждают анизотропность сил в ГДП.

Исследования АЧХ роторов, установленных на ГДП, смазываемых ВРП, и роторов на ГДП, смазываемых водой, показали, что амплитуды колебаний роторов в двух указанных случаях, практически не отличаются.

Нестационарное нагружение РПЖТ рассмотренных типов центробежной силой, согласно полученным данным, приводит к изменению их статических характеристик до 30,...,45 %.

Анализ траекторий центров шеек в ГДП подтвердил выводы работ [2, 3, 7 и др.] о том, что для повышения надежности работы ГДП, смазываемых ВРП или водой (или ее другими растворами), при режимах пуска и останова и рассматриваемом уровне нагрузок, целесообразно применять систему гидростатического подъема ротора.

Основные выводы

1. Впервые выполнены расчеты расширенного спектра статических характеристик и критериев работоспособности РПЖТ гидродинамического и РПЖТ гидростатического типов, смазываемых неньютоновской жидкостью типа ВРП или водой, работающих при нестационарном режиме; параметров траекторий центров шеек и АЧХ роторов.

Сравнение данных расчетов с результатами экспериментов показало их удовлетворительное качественное и количественное согласование. Максимальные отличия указанных значений имели место по расходу СМ и составляют 22,...,28 %; амплитуд колебаний шеек - 18,...,22 %.

2. Изучено влияние отдельных факторов (нестационарности нагружения, нагруженности роторов, особенностей свойств ВРП и др.) на расширенный спектр характеристик РПЖТ рассмотренных типов и поведение в них шеек роторов. В результате впервые расчетным путем одновременно оценены значения характеристик указанных элементов, работоспособность подшипников, а также вскрыт ряд закономерностей, имеющих место при работе РПЖТ, смазываемых неньютоновской жидкостью типа ВРП.

3. Совместным рассмотрением расширенного спектра статических характеристик и критериев работоспособности РПЖТ исследуемых типов и поведения в них шеек роторов подтвержден приемлемый уровень показателей работы и работоспособность подшипников турбоагрегатов, смазываемых маловязкой неньютоновской жидкостью типа ВРП.

4. Нестационарный характер нагружения ГДП (опытной установки ОАО "Турбоатом"), смазываемых ВРП, приводит к существенному изменению (до 40,...,45 %) значений их статических характеристик.

5. Практическую значимость при анализе работы РПЖТ, смазываемых жидкостями типа ВРП и воды, имеет рассмотрение мгновенных значений грузоподъемности и таких критериев работоспособности, как минимальный радиальный зазор и амплитуды колебаний шеек роторов.

6. Показана необходимость использования при расчетах характеристик РПЖТ рассмотренных типов методов расчета, в которых учитываются их нестационарность нагружения, особенности свойств и течения маловязких СМ типа ВРП и технической воды.

7. Разработанный метод расчета может быть использован при совершенствовании РПЖТ, систем их автоматизированного проектирования и программных комплексов по оценке характеристик РПЖТ, смазываемых маловязкими жидкостями типа ВРП и воды, и динамических характеристик роторов турбоагрегатов и высокоскоростных машин других типов.

Список литературы: 1. *Казанский В.Н.* Системы смазывания паровых турбин. М.: Энергоатомиздат. - 1986. - 152 с. 2. *Чайка А.И., Кантемир А.Д., Иващенко Е.И.* Исследования радиальных подшипников скольжения, работающих на воде // Гидростатические опоры высокоскоростных роторов и механические передачи. - Харьков: ХАИ. - 1991. - С. 16-25. 3. *Чайка А.И., Кантемир А.Д., Иващенко Е.И.* Исследование и разработка радиальных подшипников жидкостного трения современных турбомашин // Тр. V111-ой Международной научно-технической конференции "Насосы-96" - Т. 2. - 3-6 сентября 1996 г. - Сумы. Украина ИПП "Мрія". - ЛТД. - 1996. - С. 163-171. 4. *Токарь И.Я., Рязанцев А.И.* Гидростатическая задача смазки неньютоновскими жидкостями // Коммунальное хозяйство городов: Научн. техн. сб. – К.: Техніка, - 2000. – Вып. 23. – С. 217 – 222. 5. *Рухлинский В.В., Усачев И.Д., Борисенко О.М., Тютюнник Л.И.* Экспериментальные исследования радиальных подшипников скольжения на водосодержащей смазочной жидкости // Энергетическое машиностроение. –1997. - № 1. С. 87 – 92. 6. Исследования гидродинамических подшипников на негорючей смазочной жидкости ВРП / *Авт.: Косяк Ю.Ф, Ясногородский В.Л. и др.* // Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конференции по качеству оборудования для атомных электростанций. - М.: НПО "Энергия". - 1985. - 7. *Чайка А.И.* Исследования радиальных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских жидкостях типа ВРП // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Вып. 6. - Харьков: ХАИ. - 1998. - С. 172-177. 8. *Пикус Ю.М.* Гидростатическая смазка вязкопластичными и вязкими жидкостями. – Минск. - "Высшая школа". - 1981. - 192 с. 9. *Усков М.К., Максимов В.А.* Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы. - М.: Наука, 1985. - 144 с. 10. Экспериментальное исследование радиального гидродинамического подшипника (D=420 мм), работающего на негорючей жидкости. Отчет по НИР 207-86/87, № гос. регистрации 01.88.0032216, Инв. № 02900019836. - Харьков.: ХАИ. - 1988. - 59 с. 11. *Чайка А.И.* Прикладная теория высокоскоростных радиальных подшипников жидкостного трения // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научных трудов. – Вып. 6. - Харьков: ХАИ. -

1998. - С. 172-177. 12. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / *Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н. и др.* // Харьков: изд-во "Основа" при ХГУ. - 1992. - 197 с.