

ПОВЕДЕНИЕ ШЕЕК РОТОРОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ С РАДИАЛЬНЫМИ ПОДШИПНИКАМИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Введение

Одним из основных, если даже не основным, элементом большого числа современных машин и агрегатов, включая авиационные двигатели и агрегаты подачи летательных аппаратов, является ротор, вращающийся на опорах. Увеличение скоростей вращения и мощностей роторных машин и агрегатов при одновременных тенденциях к уменьшению их габаритов и масс выдвигает проблему повышения долговечности и надежности подшипниковых узлов как одну из первоочередных проблем [1-9 и др.]. Не менее остра сейчас потребность и в подшипниках, которые могут продолжительно, надежно и экономично работать при: высокой и/или низкой температуре; в экстремальных условиях; использовании в качестве смазочного материала (СМ) маловязких нередко агрессивных жидкостей [5, 7-11].

Необходимость решения этих проблем становится все более актуальной. Решаются они сейчас как путем совершенствования подшипников традиционных типов [качения и подшипников скольжения (ПС)], так и созданием подшипников нетрадиционных типов [1, 2, 5, 7-10 и др.]. В качестве примера последних приведем комбинированные подшипники; подшипники, смазываемые специфическими средами (низкокипящими жидкостями; жидкостями, обладающие неньютоновскими свойствами и т.д.); подшипники, в которых для восприятия внешних сил используются магнитные и электрические поля.

Первый путь считается далеко неисчерпанным. Более перспективными для работы в указанных условиях являются ПС, чем подшипники качения. Для разработки этого направления необходимо решение

целого спектра непростых проблем материаловедческого, технологического, экспериментального и особенно теоретического, расчетного, конструкторского характера. Многое здесь зависит также и от результатов изучения динамических характеристик (ДХ) элементов системы “ротор-смазочный слой-подшипник жидкостного трения (ПЖТ)-корпус [-фундамент (для стационарных машин)]” и разработки эффективных мероприятий по борьбе с вибрациями и их источниками. Именно отсутствие надежных методов расчета ДХ отдельных элементов указанной системы, комплексных подходов при учете реальных сил, действующих на ротора, по обеспечению рациональных значений эксплуатационных характеристик радиальных ПЖТ (РПЖТ); применение весьма приближенных методов расчета РПЖТ, в которых недостаточно учитываются или вовсе не учитываются основные особенности конструкций и работы (нестационарность нагрузок, нелинейность гидростатодинамических сил, тепловые процессы и др.) РПЖТ, свойств и течения (неламинарность, неизотермичность и др.) СМ, а также трудности экспериментального определения ДХ смазочных слоев (ДХСС) РПЖТ определяют отставание современных разработок в области высокоскоростных опорных узлов и вибрационного состояния машин и агрегатов с ПЖТ от потребностей практики [1, 2, 5, 8-12].

Формулирование проблемы

Отмеченное, а также большое число параметров и факторов, влияющих на характеристики и работоспособность РПЖТ, ДХ роторов на РПЖТ; различные оптимальные значения параметров РПЖТ на

отдельных (переходных, номинальных) режимах работы [8]; нечеткость (а порой даже и неопределенность при выборе типа и значений отдельных параметров) приводят к проектированию ПЖТ с неоптимальными параметрами и ограниченного ресурса [1, 4, 9], а иногда даже и к преждевременному выходу их, машин и агрегатов из строя с существенными негативными последствиями [5]. Учитывая перечисленные выше проблемы и задачи, состояние разработок в указанной области, нами была сформулирована следующая основная цель настоящей работы: получение расчетным путем расширенного спектра эксплуатационных характеристик и исследование механической системы “шейка ротора-РПЖТ с регулируемыми в процессе работы характеристиками (РПЖТ РПРХ), смазываемых нетрадиционными или традиционными жидкостями” высокоскоростных машин и агрегатов (типа турбомашин). В качестве эксплуатационных характеристик рассматривались: для шейки – кинематические параметры, траектории и другие ДХ [амплитуды колебаний, критические скорости, амплитудно-частотные характеристики (АЧХ)]; для РПЖТ – расширенный спектр статических характеристик (СХ: грузоподъемность, расход СМ, затраты мощности на трение и др.), удельные показатели и критерии работоспособности [8, 12].

Решение проблемы

Общие сведения

Основными особенностями представленных в статье материалов является изучение с использованием методов расчета, основанных на едином прямом подходе и реализованных на ПЭВМ в виде комплекса прикладных программ “РВ ПЖТ-1К”, характеристик РПЖТ РПРХ и поведения в них шеек роторов. Комплекс прикладных программ – пакет ПП “РВ ПЖТ-1К” разработан в течение ряда лет в ХАИ под руководством автора статьи при выполнении НИР с рядом предприятий и организаций [ИЯЭ АН

Беларуси (г. Минск), ОАО “Турбоатом”, ОАО “Турбогаз”, КБХА (г. Воронеж), и др.]. Пакет предназначен для расчетов расширенного спектра СХ, ДХ, критериев работоспособности и удельных показателей радиальных ПС, работающих при преобладающем жидкостном трении, а также траекторий в них центров шеек роторов. В пакете содержится около девяноста связанных между собой программ, большая часть которых является результатом реализации методов расчета, изложенных в работах [8, 9, 11 и др.]. Программы написаны на алгоритмическом языке “Фортран” применительно к ЭВМ типа IBM и представлены в пакете в виде текстовых и исполняемых файлов. Научной базой методов расчета ППП явилась прикладная теория высокоскоростных ПЖТ, основные положения которой наиболее полно изложены в статье [12].

При исследованиях рассматривались РПЖТ различных типов [втулочные, сегментные РПЖТ РПРХ гидродинамического и гидростатического типа (РПЖТ РХ с подачей СМ под высоким давлением – РПС РХ ПСМВД), РПЖТ с нерегулируемыми характеристиками] и размеров (с радиусом шейки $R=0,02, \dots, 0,28$ м, длиной $L_Z=0,045, \dots, 0,40$ м).

Вопросы классификации, особенности исполнений основных типов ПЖТ РПРХ и поведение в них шеек роторов впервые в наиболее полном виде рассмотрены в работе [13]. Здесь отметим лишь, что регулирование характеристик ПЖТ РХ может осуществляться как в течение промежутков времени, соизмеримых с временем одного оборота шейки, так и промежутков времени, длительность которых значительно больше времени одного оборота шейки; вручную или автоматически.

Схема РПЖТ СС с регулируемыми РРХ, развертка рабочей поверхности сегмента, система ПСМВД и отдельные элементы системы измерений показаны на рис. 1. В подшипнике предусмотрена подача СМ под различным давлением в отдельные

камеры, сегменты и цилиндры, на которые опираются верхние (страхующие) сегменты. Регулирование РПЖТ осуществлялось вручную.

Расчет траекторий движения точек роторов связан с необходимостью учета в методах расчета нестационарных процессов в рассматриваемой механической системе. Нестационарность движения шейки может быть обусловлена соответствующим характером нагружения (центробежной силой от неуравновешенности) и/или изменения угловой скорости ротора, давления питания РПЖТ. Моделирование на ПЭВМ движения ротора в РПЖТ осуществлялось путем совместного решения нестационарной задачи смазки РПЖТ и задачи о динамике шейки ротора. Это потребовало использования методов, позволяющих с достаточно высокой точностью проводить вычисления полей теплофизических параметров, проекций гидро(стато)динамических сил и кинематических параметров шейки. Поэтому была проведена большая предварительная работа по выбору методов и алгоритмов расчета, точности решения отдельных уравнений и тестированию программ.

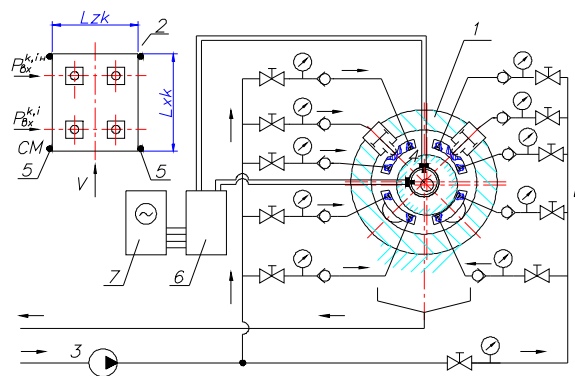


Рис. 1. Схема сегментного РПЖТ РПРХ:
1 – сегментный РПЖТ, 2 – сегмент, 3 – насос, 4 – дроссель, 5 – датчик перемещения шейки, 6 – усилитель, 7 – осциллограф

Исходные дифференциальные уравнения [уравнения Рейнольдса, энергии, расхода СМ через камеры (при рассмотрении РПЖТ с дросселирующими устройствами) РПЖТ решаются при соответствующих граничных условиях методом конечных разности

стей в сочетании с другими методами [8 и др.].

Выражения для эксплуатационных характеристик РПЖТ, а также описание численных методов решения исходных уравнений (методов Ньютона, Рунге-Кутты и др.), описания алгоритмов расчета характеристик РПЖТ рассматриваемых типов приведены, например, в работах [8, 11 и др.].

Эксплуатационные характеристики РПЖТ при нестационарном движении шейки являются функциями времени. Поэтому на ЭВМ вычисляются их мгновенные и осредненные за время одного оборота центра шейки значения.

В качестве критериев работоспособности РПЖТ рассматривались, как правило, минимальная толщина смазочного слоя, максимальный нагрев СМ и рабочих поверхностей РПЖТ и амплитуды колебаний центра шейки ротора. В программах учитывались основные особенности конструкций, работы РПЖТ в составе турбомашин, особенности свойств и течения СМ в трактах подшипников (см., в частности, статью [12] и др.

Накопленный опыт расчетов РПЖТ показал, что указанный подход в целом более точен и универсален по сравнению с подходом, основанном на теории малых колебаний [8, 12 и др.].

Экспериментальные исследования модельных и натуральных РПЖТ и поведения в них шеек роторов проводились на стендах ХАИ [8] и ОАО “Турбоатом” [9-11, 14].

Результаты исследований

Данные рис. 2 наглядно показывают типичные формы траекторий центра шейки ротора модельного электрогенератора во втулочном РПЖТ [$R=0,02$ м, $L_z=0,065$ м, радиальный зазор $h_0=0,8 \cdot 10^{-4}$ м (расточка цилиндрическая), радиус жиклеров $r=0,5 \cdot 10^{-3}$ м, число камер $Z_k=8$, СМ – вода, температура и давление СМ на входе $T_{Bx,i}=40$ °С, $p_{Bx,i}=0,2; 0,6; 1,0; 1,8$ МПа (угловая скорость $\omega=0, 800, 1200, 1600$ рад/с),

$I=1...Z_K$; вес ротора $G_P=500$ Н, неуравновешенность $D_{CT}=0,2 \cdot 10^{-3}$ Н·м] с регулированием характеристик за счет подачи СМ в камеры под различным давлением при работе в устойчивой зоне [когда $\omega=0, 800$ рад/с (рис. 2 а); $\omega=1200$ рад/с (рис. 2 б) – зоне вынужденных колебаний], в зоне начала потери устойчивости движения ротора – в зоне автоколебаний [$\omega=1600$ рад/с (рис. 2 в)]. Приведенные результаты указывают на существенность влияния давления питания РПЖТ на положение центра как невращающейся (или вращающейся при малой угловой скорости – рис. 2 а), так и вращающейся при других скоростях шейки ротора. Условные обозначения – точка, крестик и

треугольники – соответствуют следующим значениям давления СМ на входе в РПЖТ: $p_{BX,I}=0,2, 0,6, 1,0$ и $1,8$ МПа (где $I=1...Z_K$). Из рисунка видно также, что подача в РПЖТ, нагруженных весом ротора, СМ под давлением $p_{BX,I}=0,2$ МПа не обеспечивает режим жидкостного трения. Поэтому при $\omega < 50...100$ рад/с имеет место повышенный износ и нагрев рабочих поверхностей шеек и РПЖТ. Согласно оценочных расчетов при $p_{BX,I}=0,2$ МПа, $\omega=50$ рад/с и указанных выше значениях других параметров $T_1=T_{2,MAX} \approx 94...97$ °С. Питание РПЖТ под давлением $p_{BX,I}=1,8$ МПа расширяет зону устойчивого движения ротора (рис. 2 в).

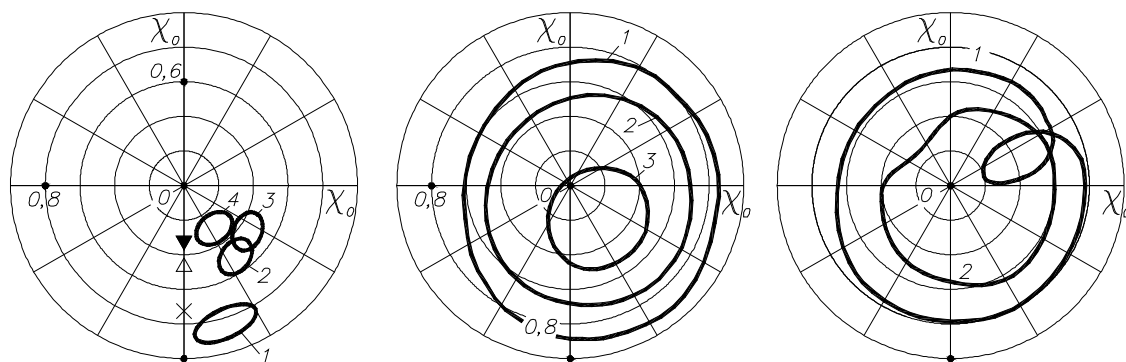


Рис. 2. Траектории точек оси шейки во втулочном РПЖТ РПРХ при различных значениях ω и p_{BX} : а) $\omega=0$ (четыре значка) и 800 рад/с (1 – $p_{BX}=0,2$ МПа, 2 – $0,6$ МПа, 3 – $1,0$ МПа, 4 – $1,8$ МПа); б) $\omega=1200$ рад/с (1 – $p_{BX}=0,6$ МПа, 2 – $1,0$ МПа, 3 – $1,8$ МПа); в) 1600 рад/с (1 – $p_{BX}=1,0$ МПа, 2 – $1,8$ МПа)

Более широкие возможности регулирования положений (позиционирования) и поведения (включая вибрационное состояние) шеек имеют сегментные РПЖТ [13, 14 и др.]. Отличия параметров и формы траекторий 1, 2 и 3 (рис. 3). показывают существенность влияния на них (а, значит, и на амплитуды колебаний) увеличения нагрузки (от $F=7,15$ кН до $F=120,15$ кН) на нижние сегменты со стороны верхнего сегмента натурного крупногабаритного РПЖТ [$R=0,26$ м, $L_Z=0,21$ м, $h_0=0,23 \cdot 10^{-3}$ м, $r=1,0 \cdot 10^{-3}$ м, число сегментов $Z_C=3$, $Z_K=6$, СМ – вода, $T_{BX}=50$ °С, $D_{CT}=0,55$ Н·м] с самоустанавливающимися сегмен-

тами (РПЖТ СС) и РПРХ опытной турбины ОАО “Турбоатом”. Кривые 5, 6 и 7 (пунктирные кривые) показывают и на существенность влияния на траектории движения [а, косвенно, и на грузоподъемность (F) РПЖТ и амплитуды колебаний] центра шейки ротора гидродинамических явлений в смазочном слое РПЖТ СС и РПРХ. С ростом угловой скорости существенно увеличиваются [от $h_{min}=0,15 \cdot 10^{-4}$ до $h_{min}=(0,52...0,60) \cdot 10^{-4}$ м] значения минимального радиального зазора, снижаются затраты мощности на трение и повышается и надежность работы подшипника.

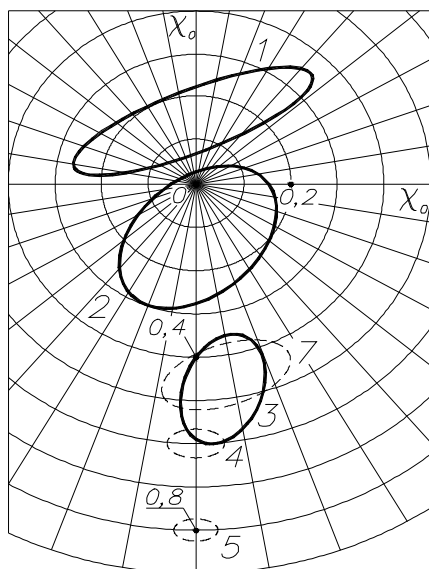


Рис. 3. Траектории оси ротора в РПЖТ СС при различных значениях ω и P_{BX} :

(1-3)- $\omega=314$ рад/с: 1- $F=7,15$ кН, 2- $60,15$ кН, 3- $120,15$ кН; 5- $\omega=100$ рад/с, 6-100 рад/с, 4, 7-314 рад/с

Температура воды на выходе (сливе) из РПЖТ СС составляла $72...98$ °С [в зависимости от значений параметров СМ на входе в РПЖТ ($T_{BX,I}$, $p_{BX,I}$), угловой скорости ротора, нагруженности РПЖТ].

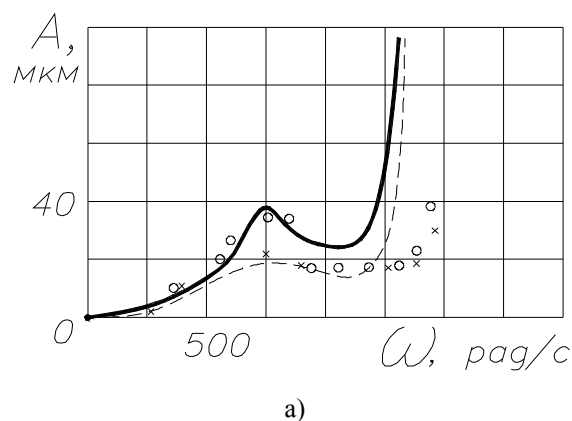
Повышение температуры СМ на входе в РПЖТ от $T_{BX,I}=40$ °С до $T_{BX,I}=50$ °С не приводило к существенному изменению амплитуд колебаний ротора.

Большие изменения характеристик РПЖТ СС и поведения шеек (до $25...52$ %) имело место при изменении температуры рабочих поверхностей РПЖТ и/или шейки, а также при питании подшипников вязкими жидкостями (типа маслом T_{II-22}). Эти закономерности соответствуют и опорным узлам с РПЖТ с нерегулируемыми характеристиками (РПЖТ НХ) и подтверждены экспериментом [8].

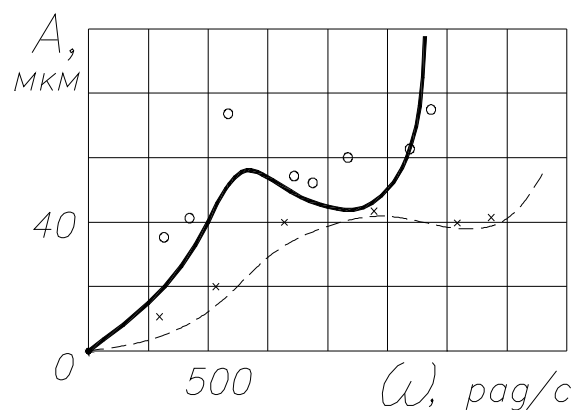
АЧХ роторов на РПЖТ различных типов (втулочных, сегментных, гидродинамических, гидростатических) отличаются [1, 2, 8 и др.]. Нами изучался вопрос о влиянии особенностей исполнений и отдельных параметров сегментных РПЖТ на АЧХ роторов и выполнен сравнительный анализ РПЖТ указанного типа и втулочных РПЖТ (значения параметров РПЖТ соответствуют, в основном, значениям

параметров подшипника рис. 2) [8].

На рис. 4 приведен характерные АЧХ рассмотренных роторных систем, а также показано влияние давления питания на АЧХ ротора ($M_p=39,2$ кг, дисбаланс: $D_{CT}=0,391 \cdot 10^{-2}$ Н·м) электрогенератора с РПЖТ указанного типа. Из него следует, что в исследуемом диапазоне изменения угловой скорости в большинстве случаев имеет место резонансная зона и зона потери устойчивости движения ротора.



а)



б)

Рис. 4. АЧХ ротора во втулочных РПЖТ ПСМВД (а) и в сегментных РПЖТ РПРХ (б):
1 - $p_{BX,I}=0,4$ МПа, 1 - $p_{BX,I}=0,8$ МПа

Эти данные подтверждают возможность нарушения устойчивости движения ротора на сегментных РПЖТ, существование устойчивых автоколебаний с ограниченными амплитудами и иллюстрируют влияние давления питания на АЧХ ротора на РПЖТ ПСМВД.

Для повышения устойчивости движения рото-

ров эффективно также применять подачу СМ в отдельные камеры под различным (высоким) давлением.

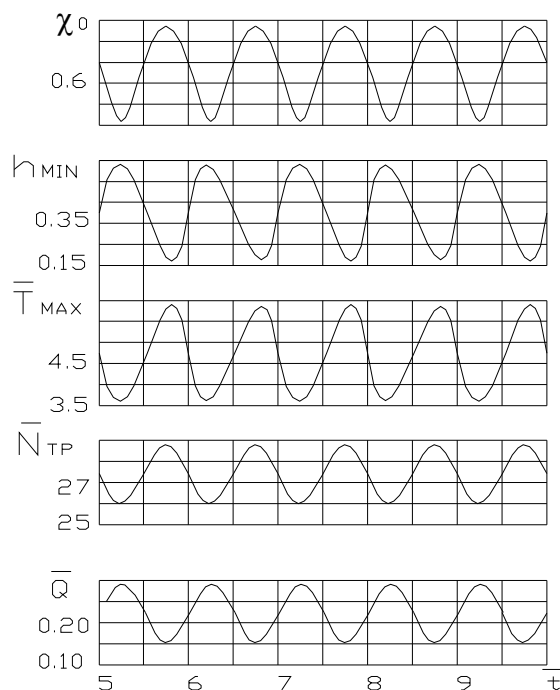


Рис.5. Мгновенные значения статических характеристик РПЖТ

Нестационарное движение ротора, обусловленное центробежной силой согласно рис. 5 приводит к существенным изменениям (до 30...45 %) отдельных статических характеристик втулочного РПЖТ РХ.

Выполненные исследования позволили оценить также влияние значений других факторов на ДХ основных элементов рассматриваемых систем.

Согласно полученных материалов, результаты численного моделирования на ПЭВМ движения шеек в РПЖТ РПРХ удовлетворительно как качественно, так и количественно согласуются с данными экспериментов (см. рис. 4 и др.) и вполне приемлемо соответствуют качественно подобным результатам работ [6, 8, 14], полученных при исследованиях поведения шеек в РПЖТ с нерегулируемыми характеристиками. Максимальные погрешности расчетов ДХ шеек роторов рассмотренных систем составили: по амплитудам колебаний $\approx 25...32\%$, по критиче-

ским скоростям $\approx 20...25\%$.

Для рассмотренных типов РПЖТ, согласно полученным данным, справедливо большинство рекомендаций по проектированию, относящихся к РПДТ НХ.

Отдельные результаты проведенных исследований использовались при проектировании и модернизации опорных узлов турбомашин и агрегатов.

Для широкого использования РПЖТ РПРХ в современных и перспективных машинах и агрегатах необходимо еще решить ряд непростых задач, связанных со стратегией, алгоритмами и методами регулирования, созданием систем автоматического регулирования и их основных элементов.

Основные выводы

1. С использованием методов расчета, входящих в комплекс программ “РВ ПЖТ-1К” оценены: положения, траектории центров шеек и границы устойчивого движения роторов, установленных на РПЖТ с регулируемыми в процессе работы характеристиками; значения статических характеристик радиальных втулочных подшипников скольжения и сегментных ПС РПРХ.

2. Показано, что для обеспечения приемлемых ДХ высокоскоростных роторных машин и/или оптимальных или близких к ним значений эксплуатационных характеристик их опорных узлов целесообразно применять РПЖТ с РПРХ.

3. Использованный комплекс программ и полученные в процессе исследований данные могут являться основой для конструирования и создания усовершенствованных триботехнических устройств нового поколения – опорных узлов высокоскоростных машин с РПЖТ РПРХ и их систем.

Список литературы:

1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин // Ленинград: Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Вибрации в

технике. Справочник. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова // М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. 3. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин // М.: Машиностроение, 1982. – 264 с. 4. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибраций паровых турбоагрегатов // М.: Энергоиздат, 1982. 5. Создание и совершенствование паровых турбин для тепловых и атомных электростанций // (Сборник научных трудов). Под общей редакцией д-ра физико-математ. наук проф. Ю.К. Петрени, канд. техн. наук И.А. Ковалева, д-ра техн. наук проф. Л.А. Хоменка. – Санкт-Петербург, 2002. – 211. 6. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980. – 296 с. 7. Олимпиев В.И. Проблемы борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паротурбинных агрегатов большой мощности // Теплоэнергетика. 1991. № 2. С. 62. – 64. 8. 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. 9. Чайка А.И., Кантемир А.Д. Разработка и совершенствование методов расчета и конструкций подшипников скольжения турбоагрегатов средней и большой мощности // Авиационно-космическая техника и технология: Труды Харьк. авиац. ин-та им. Н.Е. Жуковского 1995 г. – Харьков. – 1996. – С. 187-192. 10. Результаты исследований теплового состояния и совершенство-

вание радиальных подшипников скольжения турбоустановок / Чайка А.И., Кантемир А.Д., Иващенко Е.И., Пипин А.А. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. Труды международной научно-технической конференции. – Харьков: Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 1997. – С. 284-290. 11. Результаты исследований колебаний и устойчивости движения роторов на радиальных подшипниках жидкостного трения турбоагрегатов / А.И. Чайка, А.Д. Кантемир, А.А. Пипин, В.Г. Клецев // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вибрації в техніці та технологіях". – 2001. № 4 (20). – С. 91-96. 12. 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. 13. Чайка А.И. Классификация и результаты исследований высокоскоростных подшипников жидкостного трения с регулируемыми характеристиками: Тр. Национального технического университета "ХПИ". – Харьков: ХПИ. – 2001. – С. 36-41. 14. Исследование радиального гидростатического подшипников с самоустанавливающимися подушками / Зарецкий Е.И., Кантемир А.Д., Чайка А.И. и др. // Теплоэнергетика. – 1991. – № 2. – С. 62-64.

УДК 621.57.041: 628.84

Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.В. Зверев, инж.

ИСПЫТАНИЯ ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРА СУДОВОГО АВТОНОМНОГО КОНДИЦИОНЕРА

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Применение герметичных компрессоров (ГК) в

составе холодильных машин судовых автономных кондиционеров (АК) повышает ресурс установки, упрощает обслуживание, улучшает массогабаритные