

УДК 621.822

В. В. РУХЛИНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.; проф. БГТУ, Белгород, Россия;
В. П. КОЖЕВНИКОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. БГТУ, Белгород, Россия;
О. М. БОРИСЕНКО, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБОМАШИН НА ВОДЯНОЙ СМАЗОЧНОЙ ЖИДКОСТИ

Предложено в качестве альтернативной смазочной жидкости в опорах скольжения турбин ТЭС и АЭС использовать воду. Проведены экспериментально-теоретические исследования радиальных подшипников при смазывании их водосодержащей жидкостью. Численные исследования выполнены на базе трехмерного неизоэнтальпического течения смазочной жидкости в зазоре радиального подшипника с учетом теплообмена между смазочным слоем и ограничивающими его элементами подшипника. Малая вязкость воды обуславливает турбулентный режим течения, что было учтено при помощи модели Рейхардта.

Ключевые слова: подшипник, турбина, смазка, вода, масло, электростанция, работа, режим, исследования, экономия, эксперимент, теория, течение.

Введение

Влияние турбинных подшипников скольжения на надежность и экономичность паровых и газовых турбин разнообразно. Прежде всего, они являются наиболее ответственными узлами определяющими уровень надежности турбоагрегатов. Интенсивность теплообмена в подшипниках оказывает значительное влияние на термонапряженное состояние роторов и корпусных элементов турбомашин. Степень возгораемости и токсичности смазочных материалов определяет пожаробезопасность энергоблоков. Использование минеральных масел на атомных электростанциях исключено в связи с образованием токсичных газов невропаралитического воздействия при их соприкосновении с радиоактивным излучением. Снижение потерь трения и стоимости смазочных материалов позволяет повысить коэффициент полезного действия турбоагрегатов. В работе на основе разработанных авторами методов математического моделирования выполнены теоретические исследования возможности использования ингибированного водяного конденсата в качестве смазочного материала подшипников. Результаты исследований, доступность и низкая стоимость водяного конденсата показали перспективы его использования одновременно в системах смазки и регулирования турбин.

Цель исследования и постановка задачи

Проблемы обеспечения надежности, высокой работоспособности и экономичности опор трения турбомашин относятся к числу приоритетных направлений научных исследований и находятся в поле зрения отечественных [1–4] и зарубежных [6–10] ученых. Разработанные методы математического моделирования и созданные программы их реализации нашли практическое применение при проектировании современных турбин отечественного производства.

Научно-теоретические исследования в работе выполнены на основании неявных конечно-разностных методов аппроксимации дифференциальных уравнений и граничных условий описывающих математическую модель исследуемых процессов. Сложные задачи сопряженного теплообмена в подшипниках скольжения турбомашин

© В.В. Рухлинский, В.П. Кожевников, О.М. Борисенко, 2014

решались методом установления. Температурные поля определялись в смазочном слое и телах его ограничивающих – вращающийся вал и тело подшипника.

Результаты исследования

В ходе исследований были проведены расчеты нескольких типоразмеров турбинных подшипников в диапазоне диаметров от 0,1 до 0,8 м для которых рассчитывались такие определяющие работу подшипников параметры как расход смазочной жидкости, потери мощности, минимальная толщина смазочного слоя и максимальная температура рабочей поверхности в широком диапазоне режимных и геометрических параметров.

Результаты расчетов для подшипника диаметром 420 мм, работающего на масляной смазке и на воде, представлены в табл.1.

Таблица 1

Результаты расчетов для подшипника диаметром 420 мм, работающего на масляной смазке и на воде

n , об/мин	Смазка	P , кН	e	N , кВт	G , кг/с	T , °C	H , мкм
1000	Вода	198,2	0,927	6,25	0,78	43,2	14,5
	Масло	197,8	0,769	18,9	1,20	66,2	92,4
1500	Вода	198,3	0,878	13,1	1,16	44,2	24,4
	Масло	197,9	0,706	37,3	1,69	72,6	117
2000	Вода	198,1	0,839	22,2	1,51	45,9	32,2
	Масло	197,9	0,660	60,6	2,13	78,3	136
2500	Вода	198,3	0,799	32,6	1,82	47,2	40
	Масло	197,9	0,624	88,9	2,57	82,9	150
3000	Вода	198,2	0,767	44,5	2,10	48,6	47
	Масло	197,9	0,593	121,6	2,93	87,7	163

В таблице приняты следующие обозначения: n – частота вращения вала; P – нагрузка на подшипник; e – эксцентриситет; N – мощность трения; G – расход смазочной жидкости; T – максимальная температура подшипника; H – минимальная толщина смазочного слоя.

Следует отметить, что если для подшипников, работающих на нефтяном масле, лимитирующими факторами выступают в равной мере максимальная температура рабочей поверхности и минимальная толщина смазочного слоя, то при смазывании водой, таким фактором является, прежде всего, минимальная толщина смазочного слоя, поскольку температурный уровень на всех исследованных режимах оказывается достаточно низким.

Было установлено также, что оптимальные значения зазоров при смазывании водой существенно ниже (примерно в два раза) чем в подшипниках, работающих на масле.

В целом значения всех рассмотренных характеристик подшипника на турбинном масле значительно выше, чем работающего на воде, причем к положительным факторам нефтяного масла по сравнению с водой можно отнести лишь более высокую толщину смазочного слоя. Однако и для водяной смазки значения минимальной толщины остаются приемлемыми. В тоже время выигрыш в потерях мощности при переходе на воду составляет для подшипника диаметром 420 мм 75–80 кВт, в расходе смазочной жидкости 0,8 кг/с, а максимальная температура рабочей поверхности снижается на (30–40) °C.

Приведенные величины соответствуют номинальному режиму работы. Выявлено, что при низких скоростях вращения вязкостных свойств воды недостаточно для нормальной работы подшипника. В связи с этим были выполнены расчеты для определения работоспособности подшипников в режиме пуска-останова турбины с использованием системы гидростатического подъема ротора. Результаты расчетов показали возможность надежной работы подшипников и в этих режимах. Экспериментальные исследования проведены на натуральном стенде НПО «Турбоатом» совместно со специалистами завода [4, 5]. Испытаны втулочный и сегментный подшипники диаметром 420 мм как в номинальном режиме, так и в режиме гидростатического подъема ротора. В ходе испытаний наряду с температурой и давлением измерялась толщина несущего смазочного слоя как параметра, в наибольшей мере определяющего работоспособность подшипников скольжения на маловязкой водяной смазке. Результаты экспериментальных исследований втулочного радиального подшипника показаны на рис. 1, 2.

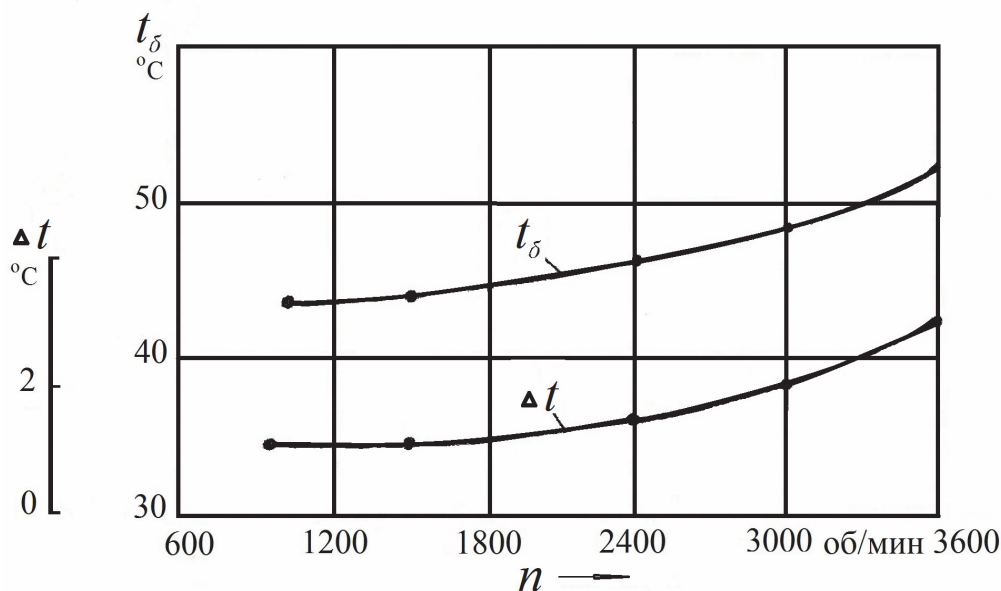


Рис. 1 – Зависимость нагрева смазочной жидкости (Δt) и температуры подшипника (t_δ) от частоты вращения (n)

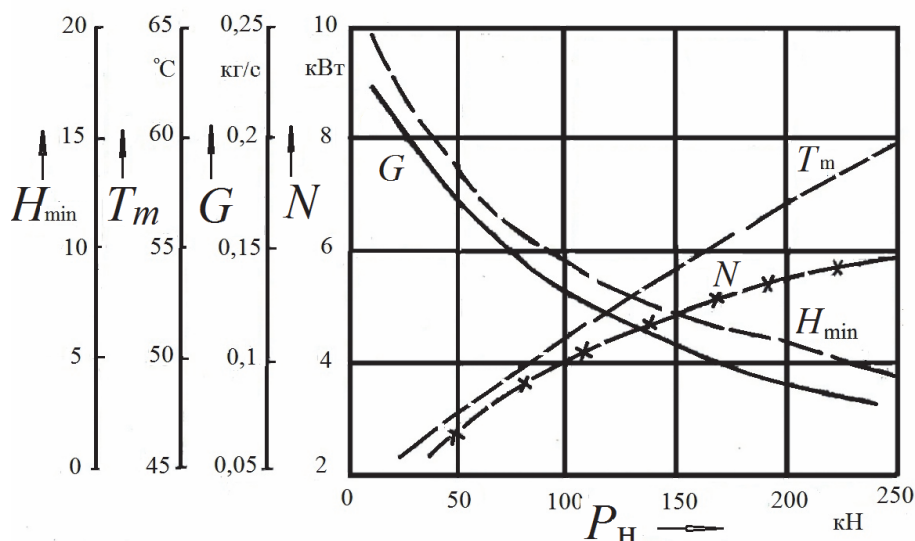


Рис. 2 – Влияние осевой нагрузки P_H на рабочие характеристики подшипника

Современная энергетическая политика направлена на развитие газо- и паровых турбинных ТЭЦ малой мощности максимально приближенных к потребителям тепловой и электрической энергии. Относительно невысокие удельные нагрузки на опоры скольжения при сравнительно высоких окружных скоростях вращения шеек валов создают благоприятные условия для замены минеральных масел на ингибированный конденсат. В связи с этим теоретический анализ возможности использования воды в качестве смазочного материала в подшипниках турбин малой мощности на режимах номинальной работы, пуска и останова приобретает несомненный практический интерес. В данной работе для расчетных исследований при выборе исходных данных использованы геометрические и режимные параметры работы малогабаритных подшипников одного из турбоагрегатов малой мощности Губкинской ТЭЦ в Белгородской области.

Паровая турбина двухцилиндровая состоит из цилиндра высокого давления (ЦВД) и цилиндра низкого давления (ЦНД). Подшипники ЦВД и ЦНД имеют различные геометрические размеры и статические нагрузки. В расчетах приняты следующие исходные данные:

- частота вращения ротора, n 3000 об/мин;
- масса ротора ЦВД 4800 кг;
- диаметры подшипников ЦВД, d 0,2/0,18 м;
- ширина рабочей поверхности подшипников ЦВД, L 0,16 м;
- масса ротора ЦНД 7000 кг;
- диаметр подшипников ЦНД, d 0,2/0,18 м;
- ширина рабочей поверхности подшипников ЦНД, L 0,16/0,15 м;
- масса ротора генератора 9000 кг;
- диаметр подшипников электрогенератора (Э.Г.) d 0,2 м;
- ширина подшипников Э.Г., L 0,25 м.

Нагрузки на подшипники считались равномерно распределенными для каждого рассчитываемого элемента и равными половине массы соответствующего ротора. Кроме того, расчетный диаметр принимался равным меньшему диаметру шейки ротора.

Анализ работоспособности подшипников на водяном конденсате осуществляется в два этапа, которые охватывали все режимы от пуска до номинальной работы. На первом этапе в основе решения термогидродинамической задачи турбулентного течения смазочной жидкости по методике, описанной в [1] определялись расчетные характеристики подшипников на номинальном режиме. При заданных значениях средних радиальных зазоров и описанных выше режимных и геометрических параметрах определялись: расход воды G ; потери мощности на трение N ; максимальная температура поверхности трения T ; минимальная толщина несущего смазочного слоя H . Результаты расчетов приведены в табл. 2.

В соответствии с данными таблицы можно определить суммарный расход конденсата воды на все шесть подшипников турбогенератора, который составляет около 1,6 кг/с. Это позволяет выбрать соответствующий питательный насос, обеспечивающий работу подшипников в обычном режиме.

Важной задачей расчетных исследований является определение границы гидродинамического режима, т.е. предельной скорости после достижения которой необходимо использовать систему гидростатического подъема. Малые диаметры рабочих поверхностей подшипников уменьшают диапазон частот, на которых возможна их работа на воде при допустимых минимальных толщинах несущих пленок

не менее 50 мкм. При этом расчетная частота вращения ротора не должна опускаться ниже 2480 об/мин. На наиболее низких частотах останов и пуск должны осуществляться на гидростатическом подъеме.

Следующим этапом выполнен расчет параметров гидроподъема. Опыт предыдущих исследований показывает, что надежная работа подшипников на водяном конденсате на малых частотах вращения может быть обеспечена лишь с применением гидростатического подъема ротора. Поскольку в режиме гидроподъема температурные эффекты невелики, в особенности при смазывании водой в данной работе использована изотермическая модель течения смазочной жидкости, что позволяет значительно сократить время счета, что особенно важно для расчета гидростатического подшипника, в расчетах которого приходится определять характеристики системы гидроподъема.

Таблица 2
Расчетные характеристики радиальных подшипников турбогенератора № 3 Губкинской ТЭЦ

Наименование подшипника	δ_R , мм	N , кВт	G , кг/с	$T_{\max}$, °C	$H_{\min}$, мкм	P_n , кН
ЦВД	0,10	19,9	0,19	52,9	69,0	24
	0,15	15,5	0,38	53,0	78,8	24
	0,20	14,0	0,59	52,9	78,4	24
	0,25	13,2	0,79	53,0	75,0	24
	0,30	12,8	0,99	53,0	69,0	24
ЦНД	0,10	20,5	0,17	53,1	67,0	35
	0,12	20,4	0,29	53,7	78,1	35
	0,13	20,0	0,37	53,9	77,2	35
	0,15	19,1	0,56	54,1	74,4	35
	0,17	18,7	0,77	54,5	67,1	35
Электрогенератор	0,10	24,1	0,15	54,0	67,1	50
	0,11	23,9	0,17	54,2	68,2	50
	0,12	23,5	0,175	54,0	69,1	50
	0,13	22,8	0,18	53,5	68,1	50
	0,15	22,5	0,19	53,0	67,2	50

Решение задачи осуществлялось конечно-разностным способом с использованием метода установления. В ходе решения уравнения Рейнольдса определялось распределение давлений в межкамерном пространстве смазочного слоя. Давление в камерах гидроподъема считались постоянными и использовались в качестве граничных условий. Значения давлений в камерах гидроподъема определялись из уравнения балансов расходов для соответствующей камеры в зависимости от режима работы подшипника.

По полученному распределению давлений определялись поля скоростей, а затем расходы смазочной жидкости по контуру каждой камеры гидроподъема. Процесс имеет итерационный характер. Итерации продолжаются до тех пор, пока не будет достигнута с заданной точностью сходимости несущей способности подшипника и давлений в камерах гидроподъема при выполнении условия равновесия вала.

Выполненные расчеты показывают, что при выборе геометрических размеров и мест расположения камер гидростатического подъема необходимо исходить из условия минимального влияния камер на режиме их отключения и работы подшипников на

номинальных оборотах. При этом следует обеспечить абсолютную плотность закрытия обратных клапанов с целью недопущения снижения гидродинамического давления в зоне расположения камер. Опыт эксплуатации подшипников с камерами гидроподъема на турбинах Харьковского НПО «Турбоатом» показывает, что при выполнении этого условия поле давлений и соответственно несущая способность подшипников остаются такими же, как в подшипниках без камер гидростатического подъема.

Для обеспечения надежной работы подшипников на малых частотах вращения играет правильный выбор системы гидроподъема и, прежде всего, количества, размещения и размеров камер гидроподъема, а также необходимых уравнений давлений и расходов. Результаты расчетов в режиме гидроподъема приведены для выбранных значений радиальных зазоров, полученных в результате исследований подшипников на номинальном режиме.

Для всех рассчитываемых подшипников выбран 4-х камерный вариант симметрично расположенных камер (рис. 3).

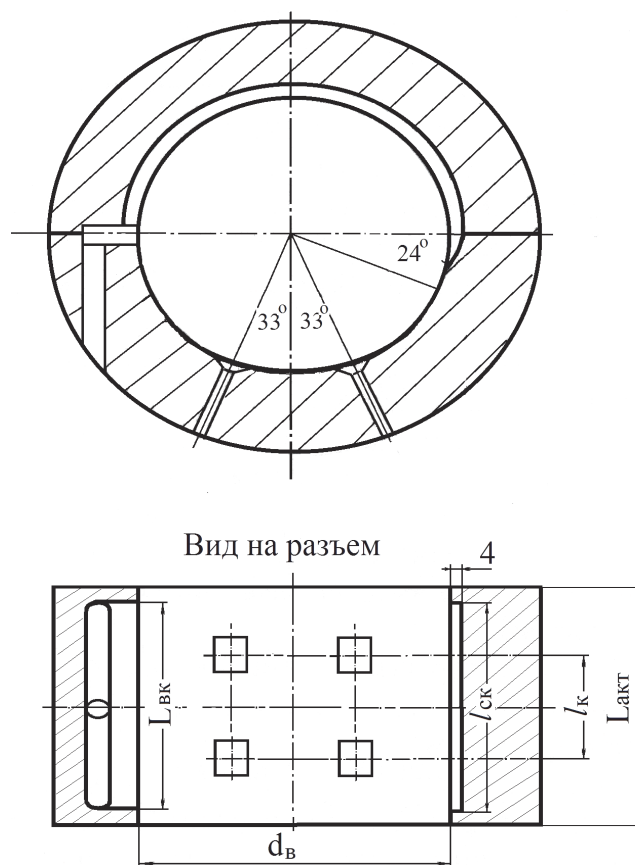


Рис. 3 – Геометрия подшипника

Радиальный зазор, исходя из выполненных гидродинамических расчетов (табл. 2) принят равным 0,15 мм. Расточка эллиптическая. Толщина прокладки в разъеме при расточке принята равной 0,07 мм. Таким образом, вертикальный диаметральный зазор должен составлять 0,18–0,23 мм при фиксированном горизонтальном зазоре 0,25–0,3 мм.

Возможны два варианта решения проблемы выбора параметров системы гидроподъема:

1) При постоянно заданном давлении отрыва в системе гидроподъема и различной геометрии камер гидроподъема.

2) При одинаковых размерах камер гидроподъема и регулируемом для каждого подшипника давлением или выбором соответствующих диаметров отверстий жиклеров, устанавливаемых на каждую камеру.

Предпочтителен первый вариант, поскольку он обеспечивает возможность применения одного насоса высокого давления или подключения системы к линии питательного насоса.

Выбор геометрических параметров камер гидростатического подъема основан на необходимости обеспечить подъемную силу равную половине массы ротора в статическом состоянии.

Поскольку наиболее нагруженными являются подшипники ЦНД турбины, то давление в системе гидроподъема выбирается с учетом усилий необходимых для отрыва вала и минимального воздействия камер гидроподъема на работоспособность узлов трения. На основании этих требований проведены расчеты, которые показали, что для подшипников ЦНД оптимальным является давление на уровне 2,0 МПа и размером камер 30×30 мм.

Удельные давления на подшипники ЦВД и генератора существенно ниже, поэтому выбор одинаковых геометрических размеров камер гидростатического подъема и единого давления в системе гидроподъема приведет к некоторому увеличению расхода и к увеличению минимальных толщин несущих пленок. Суммарный расход конденсата в системе гидроподъема при выбранных параметрах составляет 0,09 кг/с. Для снижения расхода конденсата на подшипники ЦНД и электрогенератора можно установить дозирующие жиклеры, но это приведет к усложнению и удорожанию системы гидроподъема. Расчетные значения остальных геометрических размеров подшипников согласно рис. 3 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Расчетные значения геометрических размеров подшипников

Параметры	ЦВД	ЦНД	Э.Г.
$d_{\text{в}}, \text{ м}$	0,20	0,20	0,20
$L_{\text{акт}}, \text{ м}$	0,16	0,16	0,25
$l_{\text{к}}, \text{ м}$	0,10	0,10	0,18
$l_{\text{ск}}, \text{ м}$	0,12	0,12	0,20
$L_{\text{вк}}, \text{ м}$	0,12	0,12	0,16

Выводы

1) Разработана математическая модель течения смазочной жидкости и теплообмена в радиальных подшипниках скольжения паровых и газовых турбин. Решение исходных дифференциальных уравнений осуществлялось в конечных разностях методом установления с использованием неявных абсолютно сходящихся схем аппроксимации, усовершенствованных авторами. Выполнен сравнительный анализ работы подшипников на турбинном масле и воде. Описаны мероприятия по обеспечению надежной и безопасной работы подшипников в гидростатическом и гидродинамическом режимах.

2) Выполненные расчеты показали практическую возможность использования водяного конденсата в качестве смазочного материала в подшипниках скольжения

паровых турбин большой и малой мощности. Перевод систем смазки турбин с нефтяных масел на воду позволяет повысить экономическую эффективность, пожаробезопасность и экологическую чистоту тепловых и атомных электростанций.

Список литературы: 1. Рухлинский, В. В. Решение стационарной задачи теплообмена и течения смазки в радиальном подшипнике скольжения с самоустанавливающимися сегментами [Текст] / В. В. Рухлинский, Л. А. Гура, О. М. Борисенко // Инж. Физ. журн. – Минск, 1982. – Т. XLIII, № 3. – С. 475–483. 2. Рухлинский, В. В. Экспериментально-теоретические исследования радиальных подшипников скольжения турбомашин на водяной смазке [Текст] / В. В. Рухлинский, А. В. Ермоленко, И. Д. Усачев, Л. И. Тютюник // Труды Российской научно-технической конференции по повышению надежности и маневренности оборудования атомных и тепловых электростанций. – С-Петербург, 1994. – С. 1–2. 3. Рухлинский, В. В. Экспериментальные исследования теплоотдачи в охлажденном радиальном подшипнике газовой турбины GTN-25 [Текст] / В. В. Рухлинский, И. Д. Усачев, А. В. Ермоленко // Теплоэнергетика. – М., 1983. – № 4. – С. 64–66. 4. Максимов, В. А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин [Текст] / В. А. Максимов, Г. С. Баткис. – Казань: Фен, 1998. – 430 с. 5. Рухлинский, В. В. Численные исследования работоспособности радиальных подшипников скольжения на водяном конденсате [Текст] / В. В. Рухлинский, В. П. Кожевников, Е. П. Сорокин // Вестник ВГТУ. – Воронеж: ВГТУ, 2012. – Т. 8, № 5. – С. 84–87. 6. Habner, K. N. Application of finite element methods to thermo-hydrodynamic lubrications [Text] / K. N. Habner // Int. J. Number Meth, Eng. – 1974. – V. 8, № 1. – P. 139–165. 7. Habner, K. N. A three-dimensional thermo-hydrodynamic analysis of sector thrust bearings [Text] / K. N. Habner // ASME. Trans. – 1974. – V. 17, № 1. – P. 62–73. 8. Robinson, C. L. Studies in hydrodynamic thrust bearing. 1. Theory considering thermal and elastic distortions; 2. Comparison of interferometry; 3. The parallel surface bearing [Text] / C. L. Robinson, A. Cameron // Phil. Trans. Roy. Soc. – London, 1975. – A 278, № 1283. – P. 351–395. 9. Tieu, A. K. A numerical solution of finite width thrust bearings taking into account viscosity variation with temperature and pressure [Text] / A. K. Tieu // J. Mech. Eng. Eci. – 1975. – V. 17, № 1. – P. 311–320. 10. Varga, Z. Kippsegment-Radiallager 900 mm für Dampfturbogruppen: Eigenschaften und Erprobung [Text] / Z. Varga // Brown Boveri Mitteilungen. – 1977. – Bd. 69, № 6. – P. 309–320.

Bibliography (transliterated): 1. Ruhlinskij, V. V., L. A. Gura and O. M. Borisenko. "Reshenie stacionarnoj zadachi teploobmena i techenija smazki v radial'nom podshipnike skol'zhenija s samoustanavlivajushhimisja segmentami." *Inzh. Fiz. zhurn.* Vol. XLIII.3. Minsk, 1982. 475–483. Print. 2. Ruhlinskij, V. V., et al. "Jeksperimental'no-teoreticheskie issledovanija radial'nyh podshipnikov skol'zhenija turbomashin na vodjanoj smazke." *Trudy Rossijskoj nauchno-tehnichesknoj konferencii po povysheniju nadezhnosti i manevrennosti oborudovanija atomnyh i teplovyh jelektrostantsij.* St. Petersburg, 1994. 1–2. Print. 3. Ruhlinskij, V. V., I. D. Usachev and A. V. Ermolenko. "Jeksperimental'nye issledovanija teplootdachi v ohlazhdennom radial'nom podshipnike gazovoj turbiny GTN-25." *Teplojenergetika* 4 (1983): 64–66. Print. 4. Maksimov, V. A., and G. S. Batkis. *Tribologija podshipnikov i uplotnenij zhidkostnogo trenija vysokoskorostnyh turbomashin.* Kazan: Fen, 1998. Print. 5. Ruhlinskij, V. V., V. P. Kozhevnikov and E. P. Sorokin. "Chislennye issledovanija rabotosposobnosti radial'nyh podshipnikov skol'zhenija na vodjanom kondensate." *Vestnik VGTU.* Vol. 8.5 Voronezh: VGTU, 2012. 84–87. Print. 6. Habner, K. N. "Application of finite element methods to thermo-hydrodynamic lubrications." *Int. J. Number Meth, Eng.* 8.1 (1974): 139–165. Print. 7. Habner, K. N. "A three-dimensional thermo-hydrodynamic analysis of sector thrust bearings." *ASME. Trans.* 17.1 (1974): 62–73. Print. 8. Robinson, C. L., and A. Cameron. "Studies in hydrodynamic thrust bearing. 1. Theory considering thermal and elastic distortions; 2. Comparison of interferometry; 3. The parallel surface bearing." *Phil. Trans. Roy. Soc.* A 278, No. 1283. London, 1975. 351–395. Print. 9. Tieu, A. K. "A numerical solution of finite width thrust bearings taking into account viscosity variation with temperature and pressure." *J. Mech. Eng. Eci.* 17.1 (1975): 311–320. Print. 10. Varga, Z. "Kippsegment-Radiallager 900 mm für Dampfturbogruppen: Eigenschaften und Erprobung." *Brown Boveri Mitteilungen.* Bd. 69, No. 6. 1977. 309–320. Print.

Поступила (received) 15.02.2014.