

**Украинский государственный
морской технический университет**

На правах рукописи

**ХЛОПЕНКО
Николай Яковлевич**

УДК 629.12.03-843.6 : 621.822.5

**РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ДИНАМИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ
СУДОВЫХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

**Специальность
05.08.05—Судовые энергетические установки**

**А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Николаев—1997

Украинский государственный
морской технический университет

На правах рукописи

ХЛОПЕНКО Николай Яковлевич

УДК 629.12.03-843.6:621.822.5

**РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ДИНАМИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ
СУДОВЫХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Специальность

05.08.05 – Судовые энергетические установки

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

Николаев – 1997

629.5.026

-2-

AB 36.930

Диссертацией является рукопись.

Работа выполнена в Украинском государственном морском техническом университете.

ЛННБ України ім.В.Стефаніка

Научный консультант - профессор Попов А.П.



00760990 (V)

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор КОСТОГРЪВ А.П.;

доктор технических наук, профессор КРЮЧКОВ Д.С.;

доктор технических наук, профессор ФЮКА А.А.

Ведущая организация: НПП "Машпроект", г. Николаев.

Защита состоится "10" марта 1997 г. в 11 часов на заседании специализированного совета Д 30.02.01 при Украинском государственном морском техническом университете по адресу: 327025, г. Николаев, пр. Героев Сталинграда, 9.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Украинского государственного морского технического университета по адресу: 327025, г. Николаев, пр. Героев Сталинграда, 9.

Отзывы на автореферат просим направлять на имя ученого секретаря специализированного совета по указанному выше адресу.

Автореферат разослан "4" февраля 1997 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

Д 30.02.01

доктор технических наук, профессор

В.Ф. Квасницкий

В.Ф. Квасницкий

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В последние годы существенно выросли знакопеременные нагрузки на упорные подшипники скольжения с шарнирно опертыми несущими секторными подушками судовых энергетических установок (СЭУ), различных технических устройств вследствие расцентровки валов, деформаций корпусов и фундаментов, амортизации машин и механизмов и других причин. Это привело к нестабильности работы упорных узлов трения, а в ряде случаев к выходу их из строя. Так, например, в судовых газотурбинных двигателях (ГТД), выпускаемых ПО "Заря", нагрузки на упорные узлы роторов и аксиально - плунжерных насосов топливной аппаратуры достигли таких значений, при которых они перестали выполнять свои функции в течение заданного ресурса.

Проведенный анализ отказов упорных узлов трения различного назначения показал, что основной причиной, вызывающей их повреждения, является нарушение гидродинамического режима трения вследствие торцовых биений рабочей поверхности гребня, перекоса корпуса подшипника, резонансов продольных колебаний валов, а также из-за содержащихся в масляной пленке микропузырьков газа (воздуха), образующихся в процессе захвата воздуха системой маслоснабжения.

Наличие воздушных микропузырьков в слое может привести к выходу из строя опоры из-за "опрокидывания" масляного клина, а при перекосах нередко возникает перегрев масляной пленки вследствие образующейся неравномерности в распределе-

нии осевой нагрузки по подушкам. Торцовые биения и резонансы продольных колебаний вызывают циклическое нагружение смазочного слоя, приводящее к его разрушению в случае изменения знака осевого усилия.

В связи с изложенным проблема обеспечения жидкостного режима трения в динамически нагруженных судовых упорных подшипниках скольжения является одной из важнейших и актуальных задач судового машиностроения.

Несмотря на наличие большого числа работ, посвященных исследованию отдельных аспектов этой проблемы, существующие решения нестационарных задач смазки не позволяют достоверно оценить рабочие параметры упорных узлов трения с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Поэтому на основе этих работ нельзя разработать научные основы проектирования, обеспечивающие эксплуатационную работоспособность упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками СЭУ.

Таким образом, давно назрела необходимость в решении крупной научно-технической проблемы, имеющей важное народно-хозяйственное значение, заключающейся в обеспечении работоспособности упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками путем создания научных основ проектирования, учитывающих конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы, возникающие на заданных режимах работы СЭУ.

Цель работы заключалась в решении нестационарной термоупругогидродинамической задачи смазки с микропузырьками газа небольшой концентрации, разработке методов расчета конструктивных и эксплуатационных параметров, соответствующих предельной нагрузочной способности смазочного слоя наиболее на-

пряженной в работе шарнирно опертой подушки, анализе расчета этих параметров и создании научных основ проектирования с учетом оптимального выбора указанных параметров.

Задачи исследования. В диссертации в качестве основных поставлены следующие задачи, заключающиеся в разработке:

- нестационарной термоупругогидродинамической теории смазки с содержащимися в масляной пленке микропузырьками газа сравнительно небольшой объемной концентрации и выводе основных уравнений и зависимостей, предназначенных для описания динамики системы гребень - масляная пленка - подушка;

- численной модели расчета линеаризованных динамических коэффициентов эффективной упругости и демпфирования масляной пленки с микропузырьками газа, используемых при описании вынужденных осевых колебаний ротора на масляной пленке;

- обобщенной модели расчета нелинейных динамических характеристик системы гребень - масляная пленка - подушка, предназначенной для анализа расчета динамической несущей способности, рабочих параметров и нелинейных коэффициентов эффективной упругости и демпфирования масляной пленки, учитывающего динамический отклик микропузырьков на изменение давления в пленке, а также трение качения опорной сферической поверхности подушки (головки опорного болта);

- обобщенной методики расчета распределения осевой статической нагрузки по подушкам подшипника при перекосе корпуса для случаев опирания головок опорных болтов подушек на жесткое подкладное кольцо или на податливые элементы, жестко связанные с корпусом подшипника;

- математической модели расчета предельной амплитуды торцовых биений гребня и осевых перемещений ротора турбины при перекосе корпуса подшипника, в котором опорные сферичес-

кие поверхности подушек оперты на жесткое подкладное кольцо или упругие элементы, жестко связанные с корпусом подшипника и предназначенные для обеспечения его работоспособности;

- методики расчета допускаемых амплитуд перемещений корпуса главного упорного подшипника скольжения (ГУП) и носового торца коленчатого вала (КВ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) при вынужденных продольных колебаниях судовых валопроводов дизельных энергетических установок с прямой передачей на гребной винт;

- пакета вычислительных программ, предназначенных для анализа расчета и повышения эксплуатационной работоспособности динамически нагруженных упорных подшипников скольжения;

- экспериментального стенда и проведении экспериментальных исследований по проверке достоверности основных положений диссертационной работы;

- нового технического решения по повышению надежности и ресурса работы опоры аксиально-плунжерного насоса топливной аппаратуры ГТД, защищенной авторским свидетельством 1753021 (СССР);

- рекомендаций по повышению эксплуатационной работоспособности упорных подшипников скольжения по заказам предприятий Украины.

Общая методика исследования. Термоупругогидродинамическая теория смазки с микропузырьками газа малой концентрации разработана на базе общих уравнений сохранения импульса, массы, энергии многоскоростного континуума гидрогазодинамики взаимопроникающих движений сплошных сред, уравнения состояния газа в пузырьке и уравнения движения стенок пузырьков случайных размеров, а также известных моделей, описывающих силовые и тепловые деформации трущихся тел, разделенных тон-

ким слоем смазки. С учетом общепринятых допущений в теории смазки при известных предположениях о малости размеров и сферической формы пузырьков, равномерно распределенных по объему слоя при атмосферном давлении и перемещающихся по линиям тока несущей среды, и в пренебрежении фазовыми превращениями получены уравнение Рейнольдса для давлений и уравнение энергии для температур адиабатического смазочного слоя с переменной эффективной плотностью и вязкостью, зависящими от объемного содержания пузырьков и физических свойств чистого масла (без пузырьков), а также квазистатическое уравнение Релея-Ламба-Плессета, описывающее динамическое поведение сферических микропузырьков. Зависимость вязкости чистого масла от температуры аппроксимировалась экспоненциальной функцией. Граничные условия для уравнения Рейнольдса и уравнения энергии формулировались в виде обращения в нуль давлений на границе несущей части слоя, ограничивающей область смазки, занятой сплошной пленкой, и задания температуры масла на входе в смазочный слой. Начальные условия определялись из решения стационарной задачи смазки.

Теория динамических явлений развивалась в линейной и нелинейной постановках. Для определения динамических характеристик масляной пленки служила система вырожденных квазистатических уравнений поступательного движения гребня и сферического движения подушки, описывающих изменение толщины слоя под точкой опоры подушки и ее углов поворота в тангенциальном и радиальном направлениях с учетом гидродинамического трения на поверхности подушки и трения качения головки ее опорного болта. В работе проведен анализ возможности применения таких уравнений к изучению динамики системы гребень - масляная пленка - подушка.

Выполнена линеаризация уравнений движения гребня и подушки без учета гидродинамического трения на поверхности подушки и трения качения головки ее опорного болта и получены аналитические выражения для линеаризованных коэффициентов эффективной упругости и демпфирования масляной пленки с неизвестными коэффициентами. Эти неизвестные коэффициенты рассчитывались численно итерационным методом в процессе совместного решения линеаризованных уравнений Рейнольдса, Релея-Ламба-Плессета и стационарного уравнения энергии в области, занятой пленкой с микропузырьками газа и совпадающей с областью сплошной смазки статически нагруженной опоры с абсолютно жесткой плоской поверхностью зеркала гребня и криволинейной рабочей поверхностью подушек, образующейся вследствие силовых и тепловых деформаций. Криволинейная поверхность подушки аппроксимировалась квадратичным полиномом с неизвестным прогибом на контуре подушки, который определялся по известным моделям в процессе решения стационарной задачи смазки. На каждой итерации линеаризованное уравнение Рейнольдса и стационарное уравнение энергии решалось матричным методом прогонки, а уравнение Релея-Ламба-Плессета - методом половинного деления.

Нелинейные характеристики - коэффициенты эффективной упругости и демпфирования и динамическая несущая способность смазочной пленки определялись из решения системы нелинейных уравнений движения гребня и подушки и основных уравнений термоупругогидродинамической теории смазки с микропузырьками газа при заданной частоте и различных амплитудах внешней переменной гармонической силы, уравновешивающей гидродинамическую реакцию пленки. Численное решение проводилось итерационным методом. На каждой итерации система уравнений движе-

ния гребня и подушки решалась методом Рунге-Кутты, нестационарное уравнение Рейнольдса - матричным методом прогонки, а уравнение энергии - по неявной схеме бегущего счета. Для решения уравнения Релея-Ламба-Плессета использовался тот же метод, что и при решении задачи в линейной постановке.

Распределение осевой нагрузки по подушкам при перекосе корпуса осуществлялось в процессе численного итерационного решения полученных уравнений термоупругогидродинамической теории смазки с микропузырьками газа и аналитической зависимости, описывающей изменение толщины слоя под точками опор подушек по направлению вращения гребня.

При разработке метода расчета предельной амплитуды торцовых биений гребня ротора турбины при перекосе корпуса использовалась модель линейного осциллятора, состоящая из сосредоточенной массы с параллельно соединенными упруговязкими звеньями, каждое из которых характеризуется эквивалентным коэффициентом эффективной упругости и демпфирования масляной пленки, и упругого элемента под опорной сферической поверхностью подушки. Предельная амплитуда торцовых биений гребня при заданном перекосе корпуса подшипника определялась численно из решения уравнения осевого движения сосредоточенной массы по динамической несущей способности наиболее уязвимой к воздействию вибрации смазочной пленки.

Для расчета допускаемых амплитуд осевых перемещений корпуса ГУП и носового торца КВ дизельной энергетической установки использовалась модель продольной колебательной системы валопровода с сосредоточенными параметрами. Допускаемые амплитуды определялись на резонансе продольных колебаний по собственной частоте и форме продольных колебаний выбранной модели при ограничениях по нагрузке на ГУП и напряжениям в

КВ при заданной податливости ГУП с прилегающим к нему фундаментом и корпусными конструкциями.

Пакет вычислительных программ составлен на языке ФОРТ-РАН 77. Для численных расчетов использовался персональный компьютер IBM PC/AT-286.

Анализ проведен для подшипников роторов и аксиально-плунжерного насоса современных ГТД М-70 и М-80, парового турбопривода ТП-1Ф морской холодильной машины МТХН-200, судового валопровода ледокола "Иван Папанин" и др.

В процессе анализа для опоры аксиально-плунжерного насоса, защищенной авторским свидетельством 1753021, получено новое техническое решение, отличающееся тем, что с целью повышения надежности и ресурса работы опоры, упорный подшипник выполнен в виде гидродинамического упорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками, поверхность контакта которых с наклонной шайбой выполнена в виде сектора, а опорная поверхность в виде сферы, опертой на упругий элемент, защищающий смазочную пленку от вибрационного разрушения.

Экспериментальные исследования, назначение которых состояло, главным образом, в проверке достоверности разработанных в настоящей работе расчетных методик, проводились на спроектированном и изготовленном стенде, состоящем из экспериментальной головки со встроенным упорным подшипником с тремя самоустанавливающимися подушками, расположенными под углом 120° друг к другу, и ротора, состоящего из двух валов, жестко связанных между собой соединением, обеспечивающим регулировку излома осей. Торцовые биения создавались за счет расцентровки ротора, приводящей к излому осей соединяемых

валов, а перекосы — за счет утолщения баббитовой заливки одной из подушек.

Для измерения амплитуд осевых колебаний ротора использовался бесконтактный индуктивный датчик, а для определения температур на входе и выходе смазки из зазора — хромель-копелевые термопары. Кроме того, в работе использованы результаты зарубежных исследователей по экспериментальному определению вязкости масла с микропузырьками газа, динамической несущей способности масляной пленки, а также результаты натурных измерений амплитуд перемещений корпуса ГУП и носового торца КВ двигателя внутреннего сгорания на резонансе продольных колебаний судового валопровода ледокола "Иван Папанин", выполненных специалистами ЦНИИ имени акад. А.Н. Крылова.

Научная новизна. В диссертации впервые решена крупная научная проблема, заключающаяся в разработке:

— нестационарной термоупруго-гидродинамической теории смазки с микропузырьками газа малой концентрации;

— численных моделей, алгоритмов и программ, предназначенных для расчета на персональных компьютерах с высокой точностью конструктивных и эксплуатационных параметров, обеспечивающих работоспособность упорных подшипников скольжения СЭУ при вынужденных осевых колебаниях судовых валопроводов, торцовых биениях зеркальной поверхности гребня и перекосе корпуса главных и вспомогательных паровых и газовых турбин.

На этой базе созданы научные основы проектирования, позволяющие повысить надежность и долговечность работы упорных узлов трения.

Впервые выявлено влияние объемного содержания микропузырьков и нелинейного эффекта, проявляющегося при колебаниях

диаметров пузырьков различных размеров в переменном поле давлений, на изменение коэффициентов эффективной упругости и демпфирования, работоспособность и динамическую несущую способность смазочного слоя шарнирно опертой подушки. Показано, что характеристики упругости и демпфирования подшипников турбин несущественно зависят от небольшого объемного содержания, а также размеров пузырьков, так как их поведение в слое смазки является квазистатическим. Работоспособность масляной пленки при заданном гармоническом законе нагружения подшипника заметно снижается при высоком содержании пузырьков вследствие уменьшения статической толщины слоя под точкой опоры подушки и снижения амплитуды колебаний минимальной толщины зазора из-за возрастания динамической жесткости пленки. Динамическая несущая способность слоя при наличии небольшого содержания микропузырьков газа существенно снижается для крупногабаритных упорных узлов трения.

Расчет работоспособности опоры аксиально-плунжерного насоса топливной аппаратуры ГТД, защищенной авторским свидетельством 1753021, на основе разработанных и экспериментально подтвержденных моделей и анализа позволил предложить новое техническое решение, существенно повышающее надежность и ресурс работы этой опоры.

Достоверность разработанных и теоретически обоснованных моделей подтверждается измерениями амплитуды вынужденных колебаний ротора, возбуждаемых торцовыми биениями гребня при перекосе корпуса, на специально спроектированном и изготовленном стенде, а также опытами других исследователей.

Автор излагает основные положения нестационарной термоупругогидродинамической теории смазки с микропузырьками газа малой концентрации с учетом выявленного им влияния этих

микропузырьков на динамические процессы, протекающие в смазочном слое упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками; численные обобщенные модели расчета линеаризованных и нелинейных коэффициентов эффективной упругости и демпфирования и динамической несущей способности масляной пленки при гармоническом нагружении подшипника; методику расчета распределения статической нагрузки по подушкам при перекосе корпуса; математическую модель расчета предельных амплитуд торцовых биений гребня и осевых перемещений ротора судовых турбин при заданном перекосе корпуса, с превышением которых происходит вибрационное разрушение слоя; методику расчета допускаемых амплитуд перемещений корпуса ГВП и носового торца КВ двигателя внутреннего сгорания при вынужденных продольных колебаниях судовых валопроводов дизельных энергетических установок с прямой передачей на гребной винт; конструкцию стенда для экспериментальных исследований вынужденных колебаний ротора на масляной пленке, возбуждаемых торцовыми биениями гребня при перекосе корпуса упорного подшипника с самоустанавливающимися подушками, а также научные основы проектирования и разработки, направленные на обеспечение необходимой работоспособности динамически нагруженных судовых упорных подшипников скольжения.

Практическая ценность. Использование разработанных методов расчета и научных основ проектирования позволяет создать с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов виброустойчивые работоспособные упорные подшипники скольжения и исключить необходимость в проведении дорогостоящих поисковых экспериментальных исследований.

Реализация работы в промышленности. Результаты работы внедрены на ряде предприятий судостроительной промышленности

Украины и используются при проектировании, доводке и монтаже виброустойчивых упорных подшипников скольжения и валопроводов СЭУ.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались: на 4-й Всесоюзной конференции "Контактная гидродинамика" (Куйбышев, 1986); Всесоюзной научно-технической конференции "Проблемы повышения надежности судовых валопроводов" (Ленинград, 1988); Первой Всесоюзной школе-конференции "Математическое моделирование в машиностроении" (Куйбышев, 1990); 6-й и 7-й Украинской конференции "Моделирование и исследование устойчивости систем" (Киев, 1995, 1996); научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава в Ленинградском (1982) и Николаевском (1977-1996) кораблестроительных институтах, а также на совместном заседании кафедр динамики и прочности судовых машин, конструирования машин и теоретической механики Украинского государственного морского технического университета (1996).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 26 научных статей, в том числе четыре работы в международных журналах, и авторское свидетельство. Отдельные результаты изложены в учебно-методическом пособии и трех научно-технических отчетах.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав и заключения с выводами и рекомендациями. В приложении представлены ФОРТРАН-программы и документы, подтверждающие внедрение.

Объем диссертации: общий - 399 страниц, в том числе основного текста 215 страниц, рисунков - 32, таблиц - 13, приложений на 167 страницах; библиография содержит 179 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы, которая впервые поставлена в диссертации, сформулированы цель и основные задачи исследования, отражены научная новизна и практическая ценность работы, приведены основные научные положения, которые выносятся на защиту, сведения об апробации, публикации и реализации результатов исследований.

В первой главе проведен анализ современного состояния проблемы. Научно обоснована перспектива использования в СЭУ упорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками для тяжелых условий работы. Показано, что существующие методы расчета и проектирования такого типа опор не учитывают совокупности целого ряда эксплуатационных факторов, таких как торцовые биения зеркала гребня, перекося корпуса подшипника, резонансы продольных колебаний валов и реальное состояние смазочной среды, содержащей воздушные пузырьки. Эти факторы, как подтверждают проведенные в диссертации исследования и практика эксплуатации упорных подшипников скольжения различного назначения, приводят к резкому снижению их работоспособности, а в ряде случаев - к разрушению смазочного слоя и выходу подшипников из строя. Проанализирована эффективность существующих устройств, предназначенных для защиты масляной пленки от вибрационного разрушения. Показана целесообразность использования упругих выравнивающих устройств для обеспечения работоспособности подшипников современных ГТД. На базе проведенного анализа и литературного

обзора работ сформулирована научная проблема и поставлены задачи исследования работоспособности и повышения несущей способности упорных подшипников скольжения СЭУ с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов.

Научная проблема поставлена впервые и соответствует приоритетному направлению научных исследований "Экологически чистая энергетика и ресурсосбережение технологий" Министерства образования и МИНМАШПРОМА Украины.

Прежде чем перейти к изложению основных положений работы, отметим, что весомый вклад в развитие ее отдельных аспектов внесли видные ученые А.П. Костогряз, Ю.С. Крючков, В.А. Максимов, М.Е. Подольский, Э.Л. Позняк, А.П. Попов, Ф.П. Снеговский, И.Я. Токарь, А.А. Фока, Н.Ф. Киркач, С.Л. Ямпольский, Абдель-Латиф, Сомея, Жен, Сери и др.

Во второй главе рассмотрены основные представления, которые необходимы для математического описания нестационарного движения смазки с микропузырьками газа шарнирно опертой подушки. Приведены динамические уравнения движения системы гребень - масляная пленка - подушка с заданной сравнительно малой концентрацией микропузырьков случайных размеров.

Нестационарное движение смазки в зазоре описано известными уравнениями гидродинамики взаимодействующих сред, а движение стенок микропузырьков случайных размеров - уравнением Рейля-Ламба-Плессета и политропы для идеального газа. Для определения закона сферического движения подушки использованы динамические уравнения Эйлера, в которых вместо эйлеровых углов приняты корабельные углы А. Н. Крылова.

Проведен безразмерный анализ уравнений движения системы гребень - масляная пленка - подушка и окончательно получены

следующие уравнения для изучения динамического поведения такой системы.

Обобщенное уравнение Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{1}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial \tau}, \quad (1)$$

где $x = X/L$; $z = Z/B$; $h = H/H_*$; $p = Ph_*^2/(\mu_* UL)$, $\lambda = L/B$;

$$\eta = \mu/\mu_*; \quad \rho = P/P_*; \quad \tau = Ut/L;$$

X и Z - координаты в тангенциальном и радиальном направлениях; L и B - длина и ширина подушки; H - толщина пленки; P - манометрическое давление; U - окружная скорость гребня на среднем радиусе подушки; μ и P - эффективные вязкость и плотность слоя с микропузырьками газа; t - время; * - характерные значения.

Уравнение энергии:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + q_x \frac{\partial \theta}{\partial x} + \lambda q_z \frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{h^3}{12\eta\rho} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left[\lambda \frac{\partial p}{\partial z} \right]^2 \right] + \frac{\eta}{h\rho}, \quad (2)$$

где

$$q_x = \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}; \quad q_z = -\lambda \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z};$$

$$\theta = (T - T_M)/T_*; \quad T_* = \mu_* UL / (P_* C H_*^2);$$

T_M и T - температура на входе и в произвольной точке смазочного слоя; C - удельная теплоемкость масла.

Формулы для эффективной плотности и вязкости:

$$\rho = \rho_1 / (1 + \beta); \quad \eta = \eta_1 / (1 + \beta); \quad \eta_1 = \eta_m \exp(-\alpha T_* \theta),$$

где

$$\beta = \left[\frac{p_a + 2}{p_a + k_s p + \frac{2}{r}} \right]^{1/\alpha} \beta_a;$$

$$k_s = \mu_* U L \langle R_a \rangle / (H_*^2 \sigma); \quad p_a = \langle R_a \rangle P_a / \sigma;$$

$$\rho_1 = P_1 / P_*; \quad r = \langle R \rangle / \langle R_a \rangle; \quad \eta_M = \mu_M / \mu_*;$$

P_1 - плотность масла без пузырьков; $\langle R \rangle$ - осредненный спектральный радиус пузырьков в данной точке слоя; β_a - отношение объема микропузырьков к объему чистого масла при атмосферном давлении (объемное содержание пузырьков); μ_M - вязкость масла без пузырьков на входе в смазочный слой; α - температурный коэффициент вязкости; σ - коэффициент поверхностного натяжения; α - показатель политропы; а - значения величин при атмосферном давлении.

Заметим, что формула для вязкости хорошо согласуется с экспериментальными данными Пеекена и Беннера.

Вырожденное уравнение Релея-Ламба-Плессета:

$$\frac{1}{r^{3\alpha}} [p_a + 2] - p_a - \frac{2}{r} = k_s p. \quad (3)$$

Вырожденные уравнения поступательного перемещения гребня и сферического движения подушки:

$$\iint_{\Omega} p dx dz = N;$$

$$\iint_{\Omega} \left[p(x - x_c) + t_1 \left[-\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{h} \right] \right] dx dz + k_1 N^{4/3} \operatorname{sgn} \dot{\phi} = 0;$$

$$\iint_{\Omega} \left[p(z - z_c) - t_2 \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial z} \right] dx dz + k_2 N^{4/3} \operatorname{sgn} \dot{\psi} = 0 \quad (4)$$

при $\dot{\phi} \neq 0$, $\dot{\psi} \neq 0$ и

$$\begin{aligned} \text{abs} \left\{ \iint_{\Omega} \left[p(x - x_c) + t_1 \left[-\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{h} \right] \right] dx dz \right\} < k_1 N^{4/3}; \\ \text{abs} \left\{ \iint_{\Omega} \left[p(z - z_c) - t_2 \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial z} \right] dx dz \right\} < k_2 N^{4/3} \end{aligned} \quad (5)$$

при $\dot{\varphi} = 0, \dot{\psi} = 0$.

Здесь

$$\varphi = L\Phi/H_*; \quad \psi = B\Phi/H_*; \quad x_c = X/X_c; \quad z_c = Z/Z_c;$$

$$t_1 = H_* H_{RC} / L^2; \quad t_2 = H_* H_{RC} / B^2;$$

$$k_1 = (0,2-0,4)f/L; \quad k_2 = (0,2-0,4)f/B;$$

$$f = 1,4422 \sqrt[3]{QR_0 / (z_k \Lambda_0 E_{II})}; \quad \Lambda_0 = \iint_{\Omega_0} p_0 dx dz,$$

причем величины t_1, t_2 учитывают гидродинамическое трение на рабочей поверхности подушки, а коэффициенты k_1, k_2 - трение качения сферической опорной поверхности подушки (головки опорного болта); N - безразмерная динамическая нагрузка, уравновешивающая гидродинамическую реакцию слоя; Φ, Ψ - углы поворота подушки в тангенциальном и радиальном направлении соответственно; X_c, Z_c - координаты точки опоры подушки; H_{RC} - расстояние от рабочей плоскости подушки до точки пересечения оси симметрии опорного болта с его сферической поверхностью; Q - статическая нагрузка, действующая на подшипник; R_0 - радиус скругления головки опорного болта; z_k - число подушек; E_{II} - приведенный модуль Юнга материала головки опорного болта и подкладного кольца; Ω - область, занятая пленкой; 0 - значения стационарных величин.

Безразмерная толщина слоя определяется формулой

$$h = h_c - (x - x_c)\varphi - (z - z_c)\psi + \Delta_c,$$

где Δ_c - безразмерный прогиб подушки; c - значения величин, отнесенных к точке опоры подушки.

Граничные и начальные условия для уравнений (1)-(3) задавались в виде:

$$p|_{\Gamma} = 0; \quad \theta|_{x=0} = 0; \quad T_M = const;$$

$$p(x, z, \tau)|_{\tau=0} = 0; \quad \theta(x, z, \tau)|_{\tau=0} = 0; \quad r(x, z, \tau)|_{\tau=0} = 1, \quad (6)$$

где Γ - граница несущей части слоя.

Полученная система уравнений служила для определения динамических характеристик подшипника.

Данная глава обобщает известные модели гидродинамической теории смазки с микропузырьками газа.

В третьей главе приводится математическая модель линеаризованных динамических характеристик масляной пленки с микропузырьками газа. Она базируется на системе уравнений (1)-(4) и не учитывает гидродинамическое трение на рабочей поверхности подушки ($t_1 = 0$, $t_2 = 0$) и трение качения ее сферической опорной поверхности ($k_1 = 0$, $k_2 = 0$).

Выполнена линеаризация уравнений движения системы гребень - масляная пленка - подушка при осредненном по времени прогибе Δ_c и температуре θ и таким путем впервые получена алгебраическая система уравнений в комплексных амплитудах для определения динамических характеристик масляной пленки с микропузырьками газа шарнирно опертой подушки:

$$(a_{11} + b_{11}\omega t)\tilde{A} + (a_{12} + b_{12}\omega t)\tilde{\Phi} + (a_{13} + b_{13}\omega t)\tilde{\Psi} = \tilde{F}_a;$$

$$(a_{21} + b_{21}\omega t)\tilde{A} + (a_{22} + b_{22}\omega t)\tilde{\Phi} + (a_{23} + b_{23}\omega t)\tilde{\Psi} = 0;$$

$$(a_{31} + b_{31}\omega t)\tilde{A} + (a_{32} + b_{32}\omega t)\tilde{\Phi} + (a_{33} + b_{33}\omega t)\tilde{\Psi} = 0, \quad (7)$$

где

$$a_{1m} = \iint_{\Omega_0} g_{2m-1} dx dz; \quad b_{1m} = \iint_{\Omega_0} g_{2m} dx dz;$$

$$a_{2m} = \iint_{\Omega_0} g_{2m-1} x dx dz - x_c a_{1m}; \quad b_{2m} = \iint_{\Omega_0} g_{2m} x dx dz - x_c b_{1m};$$

$$a_{3m} = \iint_{\Omega_0} g_{2m-1} z dx dz - z_c a_{1m};$$

$$b_{3m} = \iint_{\Omega_0} g_{2m} z dx dz - z_c b_{1m} \quad (m=1, 3);$$

A - безразмерная амплитуда колебаний толщины h_c зазора под точкой опоры подушки; i - мнимая единица; $\omega = \omega' L/U$ - безразмерная угловая частота колебаний; ω' - угловая частота колебаний; F_a - амплитуда гармонического воздействия N ; \sim - значения комплексных амплитуд, а функции g_j являются решениями системы уравнений

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho_0 h_0^3}{12\eta_0} \frac{\partial g_j}{\partial x} \right] + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho_0 h_0^3}{12\eta_0} \frac{\partial g_j}{\partial z} \right] = f_j \quad (8)$$

при граничных условиях $g_j|_{\Gamma} = 0$. Следует отметить, что правые части f_j этой системы зависят от статических параметров подшипника и g_j .

Безразмерный статический прогиб подушки аппроксимировался зависимостью

$$\Delta_\sigma = \chi_r \delta_r, \quad \chi_r = (1 - 2x)^2 + (1 - 2z)^2,$$

в которой прогиб δ_r на ее наружном контуре определялся по известным методикам.

Решая систему уравнений (7), можно получить, как показано в диссертации, комплексную жесткость смазочного слоя:

$$\tilde{c}_{II} = - \frac{\tilde{F}_a}{\tilde{A}} = \frac{ac + bd\omega^2}{c^2 + (d\omega)^2} + \frac{cb - ad}{c^2 + (d\omega)^2} \omega t, \quad (9)$$

где a, b, c, d - некоторые коэффициенты.

В формуле (9) действительная часть представляет собой безразмерный коэффициент эффективной упругости, а выражение, стоящее перед ωt , - безразмерный коэффициент демпфирования масляной пленки. Окончательно линеаризованные характеристики упругости $K_{ж}$ и демпфирования $K_{д}$, после перехода в формуле (9) от безразмерных к размерным величинам, запишем в виде

$$K_{ж} = \frac{Q}{L\Lambda_0} \sqrt{\frac{Q}{\mu_* z_K U B \Lambda_0}} \frac{ac + bd(\omega' L/U)^2}{c^2 + (\omega' Ld/U)^2}; \quad (10)$$

$$K_{д} = \frac{Q}{U\Lambda_0} \sqrt{\frac{Q}{\mu_* z_K U B \Lambda_0}} \frac{cb - ad}{c^2 + (\omega' Ld/U)^2}. \quad (11)$$

Разработан итерационный алгоритм и построена конечно-разностная схема для расчета этих характеристик. На каждой итерации стационарное уравнение Рейнольдса, энергии и уравнения (8) решались матричным методом прогонки. Для определения стационарных значений радиусов микропузырьков использовался метод половинного деления. Поверхностные интегралы вычислялись способом Симпсона.

Сравнение результатов расчета коэффициентов эффективной упругости (10) и демпфирования (11) по данной модели с ранее

предложенными нами изотермическими моделями (1979, 1986, 1987) и данными Жена и Сери (1986), полученными применительно к плоским поверхностям трения и сравнительно малом удельном давлении, при котором тепловые эффекты в несжимаемом слое являются несущественными, показали удовлетворительную сходимость результатов.

Установлено, что на характеристики упругости и демпфирования сильно влияют прогибы подушки, сорт масла и в меньшей мере объемное содержание воздушных пузырьков. Так, например, в ГУП прогибы подушек приводят к уменьшению этих характеристик в несколько раз вследствие возрастания объема несущего зазора, приводящего к снижению гидравлического сопротивления, противодействующего выдавливанию смазки. Замена турбинного масла Тп-30 на менее вязкое трансформаторное масло привела к увеличению коэффициентов упругости и демпфирования слабо нагруженного подшипника современного ГТД М-70 (стационарное удельное давление составляет около 1,8 МПа) приблизительно в два раза. При появлении в смазочном слое этой опоры воздушных микропузырьков с объемным содержанием около 20 % при атмосферном давлении эти характеристики возросли до 25 %. Другие факторы, такие как размеры микропузырьков и погрешность определения центра стационарных давлений, практически не оказывают влияния на линеаризованные динамические характеристики упорных подшипников скольжения.

В четвертой главе разработана нелинейная модель динамических характеристик масляной пленки с микропузырьками газа. Исходными уравнениями для этой модели служила система уравнений (1)-(5) с граничными и начальными условиями (6).

Внешняя безразмерная гармоническая нагрузка, уравнове-

шивающая гидродинамическую реакцию слоя шарнирно опертой подушки, описывалась зависимостью

$$N = \Lambda_0 [1 + \alpha_T \sin(\omega\tau)] J,$$

где α_T - безразмерная амплитуда.

Безразмерный прогиб подушки аппроксимировался выражением $\Delta_G = \chi_T (kN + \delta_t)$, в котором коэффициенты k и δ_t силовой и тепловой деформации рассчитывались по известным методикам.

Решение уравнения Рейнольдса (1) отыскивалось в виде

$$p = p_1 + p_2 \dot{h}_c + p_3 \dot{\psi} + p_4 \dot{\phi} + p_5 k \dot{N}, \quad (12)$$

а функции p_j определялись матричным методом прогонки из системы уравнений

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p_j}{\partial x} \right] + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p_j}{\partial z} \right] = f_j,$$

где

$$f_1 = \frac{1}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + h \frac{\partial \rho}{\partial \tau};$$

$$f_2 = \rho; f_3 = (x_c - x)\rho; f_4 = (z_c - z)\rho; f_5 = \chi_T \rho.$$

Соответствующие уравнениям этой системы граничные условия (6) можно записать в виде $p_j|_{\Gamma} = 0$.

Для решения уравнения энергии (2) использовалась конечно-разностная схема бегущего счета, а для уравнения Релея-Ламба-Плессета - метод половинного деления, как и в предыдущей главе.

Система уравнений (4) и неравенств (5) преобразовывалась при помощи зависимости (12) к виду:

$$\begin{aligned}
 a_{11}\dot{h}_c + a_{12}\dot{\varphi} + a_{13}\dot{\psi} &= N - a_{14}k\dot{N} - \Lambda; \\
 a_{21}\dot{h}_c + a_{22}\dot{\varphi} + a_{23}\dot{\psi} &= b_1 - a_{24}k\dot{N} - k_1N^{4/3}\operatorname{sgn} \dot{\varphi}; \\
 a_{31}\dot{h}_c + a_{32}\dot{\varphi} + a_{33}\dot{\psi} &= b_2 - a_{34}k\dot{N} - k_2N^{4/3}\operatorname{sgn} \dot{\psi}; \\
 \operatorname{abs}(a_{21}\dot{h}_c + a_{24}k\dot{N} + a_{23}\dot{\psi} - b_1) &< k_1N^{4/3}; \\
 \operatorname{abs}(a_{31}\dot{h}_c + a_{32}\dot{\varphi} + a_{34}k\dot{N} - b_2) &< k_2N^{4/3},
 \end{aligned} \tag{13}$$

где

$$\begin{aligned}
 a_{1m} &= \iint_{\Omega} p_{m+1} \, dx dz; & \Lambda &= \iint_{\Omega} p_1 \, dx dz; \\
 b_1 &= \iint_{\Omega} \left[p_1(x_c - x) + t_1 \left[\frac{h}{2} \frac{\partial p_1}{\partial x} - \frac{\eta}{h} \right] \right] dx dz; \\
 b_2 &= \iint_{\Omega} \left[p_1(z_c - z) + t_2 \frac{h}{2} \frac{\partial p_1}{\partial z} \right] dx dz; \\
 a_{2m} &= \iint_{\Omega} \left[p_{m+1}(x - x_c) - t_1 \frac{h}{2} \frac{\partial p_{m+1}}{\partial x} \right] dx dz; \\
 a_{3m} &= \iint_{\Omega} \left[p_{m+1}(z - z_c) - t_2 \frac{h}{2} \frac{\partial p_{m+1}}{\partial z} \right] dx dz \quad (m=1, 4),
 \end{aligned}$$

затем решалась методом итераций. Счет продолжался на каждом временном слое до тех пор, пока относительная погрешность отличных от нуля давлений в узловых точках конечно-разностной сетки на двух последовательных итерациях становилась меньше заданного сравнительно малого числа. При этом на каждой

итерации система уравнений (13) решалась методом Рунге-Кутта.

В процессе численного решения определялись область Ω несущей части слоя по значениям неотрицательных давлений в узловых точках конечно-разностной сетки, динамические параметры h_c , φ и ψ системы гребень - масляная пленка - подушка, максимальная температура перегрева Θ , минимальная h_m и характерная H_* толщина слоя на среднем радиусе подушки и выходе смазки из зазора как функции безразмерного времени τ , а также нелинейные коэффициенты эффективной упругости и демпфирования подшипника по формулам:

$$K_{\text{ж}} = \frac{Q}{L\Lambda_0} \sqrt{\frac{Q}{\mu_* z_K U B \Lambda_0}} c_{\text{II}} \cos \gamma; \quad (14)$$

$$K_{\text{д}} = \frac{Q}{\omega' L\Lambda_0} \sqrt{\frac{Q}{\mu_* z_K U B \Lambda_0}} c_{\text{II}} \sin \gamma, \quad (15)$$

где $c_{\text{II}} = \alpha_r \Lambda_0 / A$ - безразмерная динамическая жесткость слоя шарнирно опертой подушки; γ - угол сдвига фаз между гармонической нагрузкой, уравновешивающей гидродинамическую реакцию, и вынужденными периодическими колебаниями гребня.

Вычисленные таким образом параметры Ω , h_c , h_m , Θ , H_* и углы поворота подушки φ и ψ служили для анализа работоспособности и оценки динамической несущей способности слоя с микропузырьками газа шарнирно опертой подушки, а также для выявления влияния нелинейных эффектов, проявляющихся при вынужденных колебаниях пузырьков различных размеров и трении качения головки опорного болта, на эти характеристики и коэффициенты $K_{\text{ж}}$ и $K_{\text{д}}$. Найденные по формулам (14) и (15) нелинейные коэффициенты $K_{\text{ж}}$ и $K_{\text{д}}$ использовались для расчета ди-

намической жесткости подшипника $C_{II} = [K_{ж}^2 + (\omega' K_{д})^2]^{1/2}$ при различном объемном содержании пузырьков, а также для оценки линейного приближения выражений (10) и (11).

Статические параметры, полученные в процессе расчета, служили не только в качестве начальных условий задачи, но и для подтверждения ранее изученного Абдель-Латифом и другими процесса незначительного возрастания минимальной толщины H_{m0} и максимальной температуры перегрева слоя Θ_0 шарнирно опертой подушки с ростом объемного содержания микропузырьков при заданной статической нагрузке. Это возрастание обусловлено падением толщины H_{c0} зазора под точкой опоры подушки и сдвигом центра стационарных давлений ближе к ее выходной кромке, впервые обнаруженного Тондером.

Численное решение проводилось для упорных подшипников современных ГТД М-70, М-80, турбопривода ТП-ИФ, ГУП ледокола "Иван Папанин", а также для защищенной нами авторским свидетельством 1753021 опоры аксиально-плунжерного насоса.

Результаты расчетов показали, что с ростом β_a до принятого значения 0,5 нестационарные параметры H_m и Θ слоя также возрастают. Этот рост, например, для подшипника ГТД М-70 при $x_c=0,6069$, $z_c=0,5$ и $\alpha_1=0,5$ проявляется вследствие существенного снижения статической толщины зазора H_{c0} , падения при $\beta_a \leq 0,1$, а затем незначительного возрастания величины H_{m0} , а также из-за снижения амплитуды колебаний выходной кромки подушки, вызванной возрастанием динамической жесткости пленки c_{II} (рис.1). Такая закономерность в характере изменения статической толщины слоя H_{m0} и величины c_{II} была установлена для всех остальных опор. Минимальная толщина пленки H_{m0} более нагруженного ГУП и опоры ГТД М-80 сразу возрастала в отличие от рассмотренного примера и ТП-ИФ.

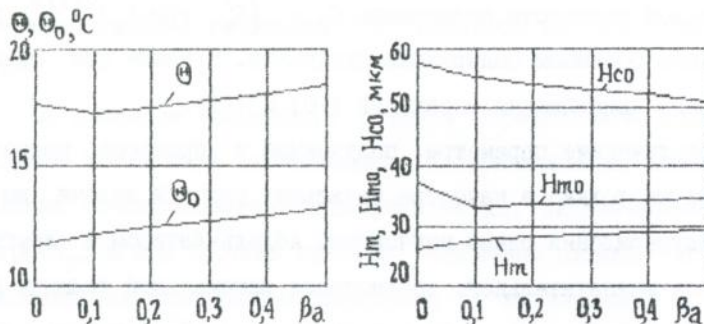


Рис.1. Зависимость максимального динамического Θ и статического Θ_0 перегревов (слева), минимальной нестационарной H_m и статических толщин слоя под точкой опоры подушки H_{s0} и на выходе смазки из зазора H_{m0} (справа) от объемного содержания пузырьков β_a :
 $L=B=7,9$ см, $Q=0,09$ МН, $U=63,59$ м/с

Таким образом, впервые установлено возрастание минимальной толщины H_m и максимального динамического перегрева Θ слоя с ростом объемного содержания пузырьков β_a при заданном гармоническом воздействии конечной величины.

Динамическая несущая способность подшипника существенно зависит от частоты нагружения и в меньшей мере от реального содержания пузырьков. Обнаружено, что при частоте вращения ротора аксиально-плунжерного насоса 4000 об/мин и частоте нагружения восьмого порядка, вызванной работой плунжеров, защищенная авторским свидетельством опора выходит из строя при амплитуде нагружения, составляющей около 60 % от статического усилия. Реальное содержание микропузырьков в слое (около 10 %) привело к снижению динамической несущей способности ГУП "Иван Папанин" приблизительно на 20 %, а для всех остальных опор намного меньше. Следует также отметить, что полученные в диссертации расчетные значения нагрузочной спо-

способности малогабаритных подшипников турбин хорошо согласуются с опытными данными С.Л. Ямпольского.

Влияние нелинейных эффектов от содержащихся в слое микропузырьков случайных размеров на изменение динамических характеристик подшипника является несущественным, так как их поведение в переменном поле давлений носит квазистационарный характер из-за большой разницы между собственными частотами колебаний пузырьков и частотой гармонического воздействия.

Трение качения опорной сферической поверхности подушки в одних случаях в значительно меньшей степени влияет на нелинейные коэффициенты упругости и демпфирования слоя по сравнению с объемным содержанием пузырьков, в других наблюдался обратный эффект.

Выявлено, что амплитуда гармонического воздействия существенно изменяет динамическую жесткость масляной пленки, а угол сдвига фаз γ между этим воздействием и перемещением гребня сохраняется практически неизменным. Поэтому для сокращения процессорного времени счета эти характеристики в большинстве интересных случаев приемлемо определять по разработанной в предыдущей главе линеаризованной модели.

Пятая глава посвящена повышению несущей способности судовых упорных подшипников скольжения при осевых колебаниях валов на масляной пленке. Рассмотрено решение трех важных практических задач, заключающихся в распределении статической нагрузки по подушкам при перекосе корпуса подшипника и снижении возникающей при этом неравномерности нагружения за счет применения упругой выравнивающей системы, определении таких предельных значений амплитуд торцовых биений зеркальной поверхности гребня подшипников современных ГТД, которые с заданным запасом превышали бы их фактические значения, и

расчете допускаемых амплитуд перемещений корпуса ГВП и носового торца КВ, предназначенных для оценки работоспособности судовых валопроводов дизельных энергетических установок при продольных колебаниях.

Для решения первой задачи в диссертации получена следующая обобщенная система уравнений для расчета распределения указанной нагрузки по подушкам подшипника, шарнирно опертых на упругие элементы равной жесткости:

$$H_{Cj} = H_{C1} (n_{Cj}/n_{C1}) \sqrt{(Q_1/Q_j)(\Lambda_j/\Lambda_1)}; \quad (16)$$

$$Q_j = c_s (H_{Cj} - H_{C1} f_j) + Q_1; \quad (17)$$

$$Q_1 = Q / \sum_{j=1}^{z_k} (H_{C1}/H_{Cj})^2 (n_{Cj}/n_{C1})^2 (\Lambda_j/\Lambda_1), \quad (18)$$

где

$$f_j = 1 + \eta (\cos \alpha_k - \cos(\alpha_k + \beta_{kj})); \quad \eta = (R/D)(\Lambda_k/H_{C1}); \quad \Lambda_k = Dtg \delta_k;$$

$$\beta_{kj} = 2\pi(j-1)/z_k; \quad n_{Cj} = H_{Cj}/H_{*j}; \quad \Lambda_j = \iint_{\Omega_0} p_{Oj} dx dz \quad (j = \overline{1, z_k});$$

H_{Cj} - толщина слоя под точкой опоры j -й подушки; Q_j - нагрузка на j -ю подушку; c_s - коэффициент жесткости упругого элемента под опорным болтом подушки; α_k - угловая координата для первой подушки ($j=1$); R - радиус окружности, на которой расположены точки опор подушек; D - наружный диаметр подушки; δ_k - угол перекоса, т. е. наклона внутренней плоскости корпуса подшипника к рабочей плоскости гребня; p_{Oj} - безразмерное давление в слое j -й подушки. Переменная величина j возрастает по направлению вращения гребня.

Для выявления эффективности работы упругих элементов вместо формул (16) и (17) использовались выражения для абсолютно жесткого опирания, а именно:

$$H_{Cj} = H_{C1} f_j; \quad Q_j = (H_{C1}/H_{Cj})^2 (n_{Cj}/n_{C1})^2 (\Lambda_j/\Lambda_1) Q_1.$$

Система (16)-(18) решалась совместно с уравнениями стационарного движения смазки, являющимися частным случаем нестационарных уравнений (1)-(3), итерационным методом. На каждой итерации стационарные уравнения движения смазки решались точно также, как в гл.4.

Влияние перекоса Δ_k на статические характеристики смазочных слоев шарнирно опертых подушек изучалось на примере подшипника ГТД М-80. Результаты расчетов нагрузок Q_j с относительной погрешностью, не превышающей около 5 %, и максимальных перегревов смазочных слоев при температуре газотурбинного масла на входе в эти слои $T_M = 50^\circ\text{C}$, объемном содержании микропузырьков $\beta_a = 0,1$ и $\alpha_k = 0$ для случая абсолютно жесткого опирания опорных болтов подушек представлены в табл.1, а для опирания этих болтов на податливые пластины с коэффициентом жесткости $c_g = 128 \text{ МН/м}$ каждая - в табл.2.

Т а б л и ц а 1
Зависимость статических параметров смазочных слоев
от перекоса при опирании опорных болтов
подушек на абсолютно жесткое подкладное кольцо

Перекос $\Delta_k/D, \frac{\text{мм}}{\text{м}}$	Статические параметры	Порядковый номер подушки							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0	Нагрузка, кН	35	35	35	35	35	35	35	35
	Минимальная толщина слоя, мкм	29,1	29,1	29,1	29,1	29,1	29,1	29,1	29,1
	Максимальный перегрев слоя, $^\circ\text{C}$	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8	28,8
0,0417	Нагрузка, кН	49,1	41,0	29,9	25,5	22,8	25,4	32,8	45,0
	Минимальная толщина слоя, мкм	24,0	26,2	32,5	35,5	37,8	35,5	30,8	24,9
	Максимальный перегрев слоя, $^\circ\text{C}$	37,5	33,9	24,2	21,4	19,4	21,5	26,3	35,4

Т а б л и ц а 2

Значения статических параметров смазочных слоев при перекосе 0,5 мм/м и опирании опорных болтов подушек на податливые пластины

Статические параметры	Порядковый номер подушки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Нагрузка, кН	46,1	41,1	33,5	26,0	23,0	26,1	33,6	41,3
Минимальная толщина слоя, мкм	25,2	26,4	30,3	35,2	37,6	35,1	30,3	26,6
Максимальный перегрев слоя, °С	35,0	32,9	27,4	21,8	19,8	21,6	26,9	32,3

Их анализ показывает, что при достижении температуры перегрева слоя 35 °С наиболее нагруженной подушки допустимый перекося корпуса при упругом опирании болтов возрастает приблизительно в 12 раз по сравнению со случаем абсолютно жесткого опирания. Поэтому использование такой системы в упорных подшипниках скольжения современных судовых ГТД является целесообразным.

Применение данной методики и модели по динамической несущей способности масляной пленки шарнирно опертой подушки, изложенной в гл.4, к анализу эффективности использования упругой выравнивающей системы в опоре аксиально-плунжерного насоса, защищенной авторским свидетельством 1753021, позволило при жесткости упругого элемента $c_g=15$ МН/м и перекося зеркала гребня 0,05 мм/м, вызванном разнотолщинностью башмаков, опирающихся на него с тыльной стороны, повысить ее динамическую несущую способность приблизительно на 33 %.

Для решения задачи о вынужденных осевых колебаниях ро-

тора на масляной пленке, возбуждаемых торцовым биением зеркала гребня, использовалась динамическая модель упорного подшипника с упругой выравнивающей системой в виде линейного осциллятора (рис.2).

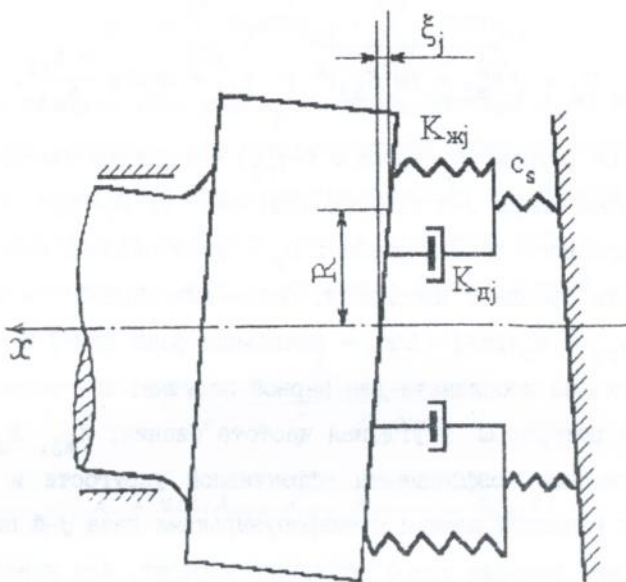


Рис. 2. Динамическая модель упорного подшипника скольжения с упругой выравнивающей системой

В соответствии с принятой моделью подшипника дифференциальное уравнение движения ротора при торцовом биении зеркала гребня записывалось в виде

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + ax = \sum_{j=1}^{z_k} a_j \xi_j + \sum_{j=1}^{z_k} b_j \dot{\xi}_j, \quad (19)$$

где

$$a = \sum_{j=1}^{z_k} a_j; \quad b = \sum_{j=1}^{z_k} b_j;$$

$$a_j = \frac{c_s \left[1 + \frac{c_s}{C_j \cos \gamma_{cj}} + tg^2 \gamma_{cj} \right]}{\left[1 + \frac{c_s}{C_j \cos \gamma_{cj}} \right]^2 + tg^2 \gamma_{cj}}; \quad b_j = \frac{\frac{c_s^2}{C_j \omega' \sin \gamma_{cj}} tg^2 \gamma_{cj}}{\left[1 + \frac{c_s}{C_j \cos \gamma_{cj}} \right]^2 + tg^2 \gamma_{cj}};$$

$$C_j = \sqrt{K_{\text{ж}j}^2 + (\omega' K_{\text{д}j})^2}; \quad \gamma_{cj} = \arctg \frac{\omega' K_{\text{д}j}}{K_{\text{ж}j}};$$

m - масса ротора; $\xi_j = A_T \cos(\omega' t - \gamma_{Tj})$ - торцовое биение гребня под точкой опоры j -й подушки (см. рис.1); $A_T = Rtg\delta_T$ - амплитуда торцового биения гребня; δ_T - угол наклона рабочей поверхности гребня к плоскости, перпендикулярной оси вращения вала; $\gamma_{Tj} = \alpha_T + 2\pi(j-1)/z_K$ - начальная фаза для j -й подушки; α_T - угловая координата для первой подушки; x - осевое перемещение ротора; ω' - угловая частота биения; $K_{\text{ж}j}$, $K_{\text{д}j}$ - лиnearизованные коэффициенты эффективной упругости и демпфирования масляной пленки с микропузырьками газа j -й подушки.

Общее решение этого уравнения состоит, как известно, из суммы общего решения соответствующего однородного уравнения и частного решения. Практический интерес представляет частное решение уравнения (19), поскольку общее решение соответствующего однородного уравнения описывает затухающие колебания.

Из частного решения уравнения (19) определялось отношение амплитуды A_p вынужденных колебаний ротора к амплитуде A_T торцового биения гребня и угол сдвига фаз между этими биениями и осевым перемещением ротора:

$$\lambda_p = \frac{A_p}{A_T} = \sqrt{\frac{d^2 + g^2}{(a - m\omega'^2)^2 + (b\omega')^2}}; \quad tg\gamma_p = \frac{d(a - m\omega'^2) - gb\omega'}{db\omega' + g(a - m\omega'^2)}. \quad (20)$$

где

$$a = \omega' \sum_{j=1}^{z_k} b_j \cos \gamma_{\Gamma j} - \sum_{j=1}^{z_k} a_j \sin \gamma_{\Gamma j};$$

$$b = \omega' \sum_{j=1}^{z_k} b_j \sin \gamma_{\Gamma j} + \sum_{j=1}^{z_k} a_j \cos \gamma_{\Gamma j}.$$

Из формулы (20) для λ_p следует, что при $\Delta_k=0$ амплитуда $A_p=0$. Это означает, что при отсутствии перекоса корпуса торцовые биения гребня при равноудаленных по окружности опорных болтах подушек не вызывают осевых колебаний ротора.

Предельная амплитуда торцового биения гребня рассчитывалась по формуле

$$A_T = \frac{A_{\Gamma}}{\sqrt{1 + \lambda_p^2 - 2\lambda_p \cos \gamma_p}},$$

где

$$A_{\Gamma} = \min(A_{\Gamma 1}, A_{\Gamma 2}, A_{\Gamma 3}, \dots, A_{\Gamma z_k});$$

$$A_{\Gamma j} = \frac{\alpha_{\Gamma j} Q_j}{\sqrt{\alpha_j^2 + (b_j \omega')^2}};$$

$A_{\Gamma j}$ - предельная амплитуда перемещения гребня под точкой опоры j -й подушки, а $\alpha_{\Gamma j}$ представляет собой отношение предельной амплитуды вынуждающей гармонической нагрузки, уравновешивающей гидродинамическую реакцию j -го слоя, к статической Q_j . Величина $\alpha_{\Gamma j}$ определяется в процессе расчета динамической несущей способности масляной пленки с микропузырьками газа шарнирно опертой подушки по методу, изложенному в гл.4, а статическая нагрузка Q_j - из решения предыдущей задачи.

В технических расчетах вместо A_T удобнее использовать величину предельного размаха (удвоенной амплитуды) биения на наружном диаметре подушки. Этот размах определяется по фор-

муле $\Delta_{Г} = DA_{Г}/R$, соответствующая ему предельная амплитуда вынужденных осевых колебаний $A_{Р} = \lambda_{Р}(R/D)\Delta_{Г}$.

На примере ГТД М-80 проведен анализ расчета эффективности применения упругой выравнивающей системы для защиты смазочных слоев подушек от вибрационного разрушения, возникающего при торцовом биении гребня и перекосе корпуса (табл.3 и 4). Представленные в табл.3 и 4 предельные значения амплитуд торцовых биений гребня при наибольших перекосах корпуса подшипника соответствуют максимальной динамической температуре слоя около 130 °С, т.е. его допускаемому значению.

Т а б л и ц а 3

Зависимость предельного значения размаха торцового биения гребня и амплитуды осевых перемещений ротора от перекоса при опирании опорных болтов подушек на абсолютно жесткое подкладное кольцо

Перекос $\Delta_{К}/D$, мм/м	0	0,0417
Размах торцового биения $\Delta_{Г}/D$, мм/м	0,098	0,090
Амплитуда перемещений ротора $A_{Р}$, мм	0	0,004

Т а б л и ц а 4

Зависимость предельного значения размаха торцового биения гребня и амплитуды осевых колебаний ротора от перекоса корпуса подшипника с упругой выравнивающей системой

Перекос $\Delta_{К}/D$, мм/м	0	0,125	0,25	0,5
Размах торцового биения $\Delta_{Г}/D$, мм/м	1,54	1,42	1,31	1,067
Амплитуда перемещений ротора $A_{Р}$, мм	0	0,001	0,002	0,004

Видно, что применение упругой выравнивающей системы позволяет даже при высоких перекосах увеличить предельную амплитуду торцового биения гребня приблизительно на порядок, что имеет принципиальное значение для обеспечения работоспособности упорных подшипников скольжения современных ГТД.

Расчет осевых перемещений корпуса ГУП и носового торца КВ при продольных колебаниях судовых валопроводов может быть выполнен по известным методикам П.А. Истомина, Ю.С. Крючкова, В.К. Румба, А.А. Фоки, ЦНИИМФ и других, которые не в полной мере учитывают нагрузочную способность ГУП.

В диссертации изложено построение методики расчета предельных значений этих амплитуд по динамической несущей способности ГУП и допускаемому напряжению изгиба наиболее напряженной галтели мотылевой шейки КВ при известном допущении о совпадении форм свободных и вынужденных продольных колебаний валопровода на резонансе. Зная динамическую несущую способность смазочной пленки ГУП и его податливость вместе с фундаментом, а также безразмерные амплитуды свободных колебаний в различных сечениях судового валопровода и КВ, несложно вычислить по известным методикам напряжения изгиба галтелей мотылевых шеек КВ. Если эти напряжения оказались меньше допускаемого значения, то по предельной величине динамической нагрузки на ГУП, его податливости и безразмерным амплитудам рассчитываются осевые перемещения корпуса ГУП и носового торца КВ. В противном случае, когда напряжение изгиба наиболее напряженной галтели достигает или превышает допускаемое значение, расчет осевых перемещений корпуса ГУП и носового торца КВ производится по допускаемому напряжению этой галтели.

Численное решение было проведено для продольной колеба-

тельной системы "гребной винт регулируемого шага - валопровод- ГУП - КВ ДВС" судовой энергетической установки ледокола "Иван Папанин". Анализ расчета показал, а экспериментальные исследования, выполненные специалистами ЦНИИ имени А. Н. Крылова, подтвердили, что, хотя данная методика включает ряд существенно упрощающих допущений, по ней можно на стадии проектирования прогнозировать работоспособность судовых валопроводов дизельных энергетических установок с прямой передачей на винт. Кроме того, установлено, что в этой системе ГУП ледокола "Иван Папанин" работает надежно.

В шестой главе приводятся результаты экспериментальных исследований по проверке адекватности разработанных математических моделей и методик расчета судовых упорных подшипников скольжения. Изложены основные направления внедрения полученных результатов в практику проектирования и создания работоспособных упорных подшипников скольжения СЭУ.

Для проверки использовались впервые полученные автором результаты измерений амплитуд и частот вынужденных осевых колебаний ротора на масляной пленке, возбуждаемых торцовым биением вращающегося гребня при перекосе корпуса.

Опыты проводились на спроектированном и изготовленном стенде, разрез головки которого приведен на рис.3. Торцовое биение зеркала гребня 1 создавалось за счет неравномерной затяжки болтов 3 соединяемых валов 2 и 4, приводящей к излому их осей, а перекос - утолщением баббитовой заливки одной из трех самоустанавливающихся подушек 8, расположенных на одинаковом расстоянии от оси вращения под углом 120° друг к другу.

Амплитуда торцового биения гребня определялась при су-

хом контакте рабочих поверхностей трения упорного подшипника по кривой, полученной в процессе измерений индикатором 9 с точностью до ± 1 мкм перемещений рабочей зеркальной поверхности гребня через каждые 30° угла поворота ротора при его медленном проворачивании.

Амплитуда и частота вынужденных осевых колебаний ротора на масляной пленке, возбуждаемая торцовым биением вращающегося гребня, измерялись методом А.А. Мирющенко и А.А. Фоки по осциллограмме электрического

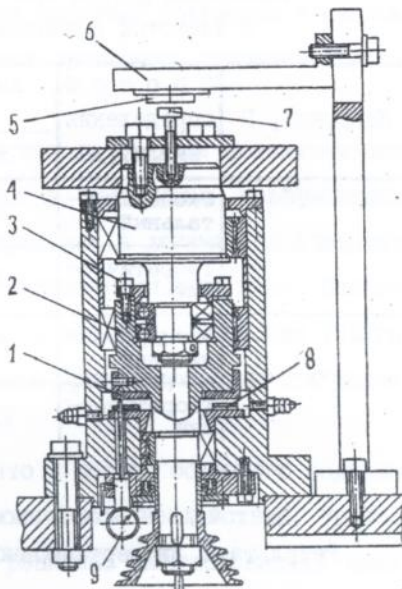


Рис. 3. Разрез головки стэнда

сигнала, вырабатываемого индуктивным датчиком 5 вследствие изменения воздушного зазора между магнитным сердечником, закрепленным в державке 6, и пяточком 7, а перегрев слоя под каждой подушкой хромель-копелевыми термопарами.

Результаты опытных и расчетных значений амплитуд осевых колебаний ротора при торцовом биении гребня с частотой вращения и перекосе корпуса представлены в табл. 5.

Как видно из данной таблицы, количественное расхождение между расчетными и измеренными амплитудами вынужденных колебаний ротора на масляной пленке не превышает 8 % и находится в интервале среднеквадратичной погрешности измерений, составляющей около 12 %.

Т а б л и ц а 5

Опытные и расчетные значения амплитуд осевых колебаний ротора при торцовом биении гребня с частотой вращения и перекосе корпуса

Нагрузка, Н	С п о с о б определения амплитуды	Амплитуда, мкм, при частотах вращения ротора, об/мин			
		900	1200	1500	2100
242	Экспериментальный	21	22	22	22
	Теоретический	21	21	23	25
329	Экспериментальный	24	24	26	27
	Теоретический	24	24	25	28

Результаты диссертационной работы внедрены в практику проектирования, монтажа и доводки вибронесущих упорных подшипников скольжения и валопроводов СЭУ ведущих предприятий судостроительной промышленности Украины. Внедрение началось с 1992 г. Экономический эффект от внедрения предложенных разработок составляет 406 тыс. руб. (по ценам до 1985 г.), 1,5 млн. крб. (1993 г.), 407,3 млн. крб. (1996 г.).

З А К Л Ю Ч Е Н И Е

1. Впервые решена приоритетная крупная научно-техническая проблема обеспечения работоспособности масляной пленки в упорных подшипниках скольжения СЭУ при торцовых биениях зеркала гребня, перекосе корпуса подшипника, резонансах продольных колебаний валов и реальном состоянии смазочной среды, содержащей воздушные микропузырьки.

2. Разработана нестационарная термоупругогидродинамическая теория смазки с микропузырьками газа сравнительно небольшой концентрации и получены исходные уравнения и зависимости, описывающие динамическое поведение масляной пленки шарнирно опертой подушки.

3. На базе разработанной теории созданы математические модели расчета линеаризованных и нелинейных коэффициентов эффективной упругости и демпфирования и динамической несущей способности масляной пленки с микропузырьками газа. Показано, что линеаризованная модель расчета характеристик упругости и демпфирования обеспечивает приемлемую точность расчетов.

4. Впервые установлено, что с ростом объемного содержания пузырьков и заданном гармоническом воздействии, уравновешивающем гидродинамическую реакцию, нестационарная минимальная толщина несущего зазора возрастает, а под точкой опоры подушки - падает вследствие снижения угла уклона подушки в тангенциальном направлении и повышения динамической жесткости смазочного слоя.

5. Показано, что динамическая несущая способность масляной пленки упорных подшипников скольжения СЭУ существенно зависит от частоты нагружения и в меньшей мере от объемного содержания микропузырьков. При высоких частотах нагружения обнаружены зоны обрыва слоя при амплитудах дополнительных гармонических нагрузок, гораздо меньших статического усилия.

6. Разработана обобщенная термоупругогидродинамическая модель с микропузырьками газа в смазке для расчета распределения осевой статической нагрузки по подушкам при перекосе корпуса подшипника, опорные сферические поверхности подушек которого оперты на жесткое подкладное кольцо или упругие

элементы. Показано, что допускаемый перекося корпуса упорного узла современного ГТД при упругом опирании подушек можно повысить на порядок по сравнению со случаем жесткого опирания.

7. Разработана математическая модель для расчета предельных амплитуд торцовых биений гребня и осевых перемещений ротора турбины при перекося корпуса. Показано, что предельная амплитуда торцовых биений гребня упорного подшипника скольжения современного ГТД при перекося корпуса возрастает на порядок при установке упругих элементов под опорными сферическими поверхностями подушек.

8. Предложена методика расчета допускаемых амплитуд перемещений корпуса ГУП и носового торца КВ при продольных колебаниях судовых валопроводов дизельных энергетических установок с прямой передачей на винт. Исследована работоспособность продольной колебательной системы "винт регулируемого шага - валопровод- ГУП - ДВС" ледокола "Иван Папанин". Показано, что в этой системе ГУП работает надежно.

9. Впервые сконструирован и изготовлен стенд для экспериментальных исследований работоспособности масляной пленки упорного подшипника скольжения при торцовых биениях гребня и перекося корпуса. Выполнены измерения амплитуд осевых перемещений ротора при торцовом биении гребня и перекося корпуса на различных частотах вращения и обнаружено хорошее совпадение между теорией и опытом.

10. Применение разработанного автором пакета прикладных программ к анализу и повышению работоспособности опоры, спроектированной совместно с НПП "Машпроект" и защищенной авторским свидетельством 1753021, позволило повысить ее динамическую несущую способность на 33 % за счет установки уп-

ругих элементов оптимальной жесткости под опорными болтами подушек.

11. На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработаны научные основы проектирования, методики и пакет прикладных программ для расчета судовых упорных подшипников скольжения различного назначения с учетом оптимального выбора их конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров и обеспечения необходимой работоспособности.

12. Разработанные математические модели, методики и пакет прикладных программ внедрены в практику проектирования, монтажа и доводки упорных узлов трения ведущих предприятий судостроительной промышленности Украины.

Список опубликованных научных трудов, отображающих основные положения диссертации.

Статьи в научных изданиях

1. Хлопенко Н.Я. Определение осевой жесткости масляного слоя в упорном подшипнике судового валопровода// Труды НКИ.— Николаев.— 1977.— Вып.129.— С.29-34.

2. Хлопенко Н.Я. К вопросу исследования свободных продольных колебаний двигательного-двигательного комплекса судна// Труды НКИ.— Николаев.—1978.— Вып.141.— С.70-73.

3. Хлопенко Н.Я. К вопросу исследования влияния локальных сил инерции жидкости на динамические характеристики масляной пленки в упорных подшипниках скольжения судовых валопроводов// Труды НКИ.— Николаев.— 1979.— Вып.146.— С.58-67.

4. Христенко А.С., Хлопенко Н.Я. Влияние реологических свойств масляной пленки упорного подшипника на продольные

- колебания судовых валопроводов при резонансе// Труды НКИ.- Николаев.- 1978.- Вып. 141.- С.15-19.
5. Подольский М.Е., Хлопенко Н.Я. Об одном способе определения динамических характеристик масляной пленки в упорных подшипниках скольжения судовых валопроводов// Труды НКИ.- Николаев.- 1979.- Вып. 155.- С.32-39.
6. Хлопенко Н.Я. Определение динамических характеристик масляной пленки в коротком упорном подшипнике судового валопровода// Труды НКИ.- Николаев.- 1980.- Вып.159.- С.88-92.
7. Хлопенко Н.Я. Влияние жесткости масляного слоя упорного подшипника на свободные продольные колебания судовых валопроводов// Динамика и прочность тяжелых машин: Межвуз. тематич. сб.науч. тр.- Днепропетровск: ДГУ.- 1980.- Вып.5.- С.45-48.
8. Хлопенко Н.Я. Влияние демпфирования масляного слоя главного упорного подшипника на собственные частоты и формы продольных колебаний судовых валопроводов// Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч.тр.- Николаев: НКИ.- 1983.- С.59-66.
9. Хлопенко Н.Я. Динамические характеристики масляной пленки упорного подшипника скольжения в нелинейной постановке// Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч.тр.- Николаев: НКИ.- 1984.- С.77-83.
10. Хлопенко Н.Я., Фролов В.П. Влияние положения точки опоры колодки на динамические характеристики масляной пленки осевого подшипника скольжения// Надежность судовых машин: Сб. науч.тр.- Николаев: НКИ.- 1986.- С.32-39.
11. Хлопенко Н.Я., Фролов В.П. Расчет динамических характеристик шарнирных секторных подпятников скольжения// Трение и износ.- 1987.- Т.8.- № 4.- С.750-754.

12. Хлопенко Н.Я. Расчет динамических характеристик главных упорных подшипников судовых валопроводов// Трение и износ.- 1990.- Т.11.- № 2.- С.295-303.

13. Хлопенко Н.Я. Предельная работоспособность динамически нагруженной масляной пленки главного упорного подшипника судового валопровода// Смазка и трение в судовых машинах: Сб. науч. тр.- Николаев: НКИ.- 1992.- С.17-25.

14. Хлопенко Н.Я. Нелинейные динамические характеристики осевого подшипника скольжения// Трение и износ.- 1993.- Т.14.- № 4.- С.752-758.

15. Хлопенко Н.Я. Влияние пузырьков газа на нелинейные динамические характеристики масляной пленки подпятника// Инженерно-физический журнал.- 1996.- Т.69.- № 1.- С.90-97.

Авторское свидетельство

16. А.с. 1753021 СССР МКИ F 04 В 1/20. Опора аксиально-плунжерного насоса/В.И. Попов, Н.Я. Хлопенко.- № 4711119/29; Заявл.28.06.89; Опубл. 07.08.92. Бюл.№ 29.

Автореферат, отчет и депонированные статьи

17. Хлопенко Н.Я. Динамика главных упорных подшипников судовых энергетических установок: Автореф. дисс...канд. техн. наук. - Николаев: НКИ, 1983. - 25 с.

18. Хлопенко Н.Я. Программа расчета предельной работоспособности и динамических характеристик главных упорных подшипников скольжения судовых валопроводов. - Николаев, 1991. - 24 с. - Рукопись представлена Николаевским корабл. ин-том.- Деп. в ЦНИИ "Румб" 28.05.91, № ДР-3381.

19. Хлопенко Н.Я. Программа расчета предельной работоспособности продольной колебательной системы винт-валопровод-двигатель судовой дизельной энергетической установки. - Николаев, 1991. - 16 с. - Рукопись представлена Николаевским

корабл. ин-том.- Деп. в ЦНИИ "Румб" 29.10.91, № ДР-3394.

20. Разработка и внедрение алгоритмов и программ расчета на ЭВМ динамических характеристик валопровода: Отчет/Николаевский корабл. ин-т; Руководитель Н.Я. Хлопенко. - 4.1Пр.328; № ГР 01900081023. - Николаев, 1991. - 134 с.

21. Хлопенко Н.Я. Программа расчета на ПЭВМ работоспособности несжимаемой масляной пленки упорного подшипника. - Николаев, 1993. - 46 с. - Рукопись представлена Николаевским корабл. ин-том.- Деп. в УкрГНТБ 18.11.93, № 2329-Ук93.

22. Хлопенко Н.Я. Программа расчета на ПЭВМ работоспособности сжимаемой масляной пленки упорного подшипника. - Николаев, 1993. - 59 с. - Рукопись представлена Николаевским корабл. ин-том.- Деп. в УкрГНТБ 18.11.93, № 2328-Ук93.

23. Хлопенко Н.Я. Расчет предельных амплитуд торцовых биений гребня при перекосах корпуса упорного подшипника. - Николаев, 1994. - 20 с. - Рукопись представлена Николаевским корабл. ин-том.- Деп. в УкрГНТБ 20.04.94, № 821-Ук94.

Тезисы докладов

24. Фролов В.П., Хлопенко Н.Я. Расчет динамических характеристик масляной пленки осевого подшипника скольжения// Контактная гидродинамика: Тез. докл. IV Всесоюз. конф. - Куйбышев: КуАИ, 1986.- С.128-129.

25. Хлопенко Н.Я. Расчет динамических характеристик главных упорных подшипников при резонансе продольных колебаний валопровода// Проблемы повышения надежности судовых валопроводов: Тез. докл. на Всесоюз. науч.-техн. конф.- Л.: 1988.- С.39.

26. Хлопенко Н.Я. Расчет нелинейных динамических характеристик осевых подшипников скольжения// Математическое моделирование в машиностроении. Секция 1. Общие вопросы: Тез.

докл. Первой Всесоюз. школы-конф.- Куйбышев: КуАИ, 1990.- С.56-57.

27. Хлопенко Н.Я. Исследование работоспособности масляной пленки упорных подшипников скольжения// Моделирование и исследование устойчивости систем (Прикладная механика): Тез. докл. конф.- Киев, 1995.- С.115.

28. Хлопенко Н.Я. Экспериментальная проверка математической модели расчета работоспособности упорных подшипников скольжения// Моделирование и исследование устойчивости систем (Моделирование систем): Тез докл. конф.- Киев, 1996.- С.144.

Личный вклад автора в работах,

опубликованных в соавторстве

Математические модели, алгоритмы и программы в работах 10, 11, 24 получены автором самостоятельно. В статье 4 ему принадлежит разработка модели, а в 16 им же предложено новое техническое решение, реализованное совместно с соавтором. Работа 5 выполнена под руководством соавтора.

Chlopenko N. J. Working Capacity of Dynamically Loaded Ship's Sliding Thrust Bearings.

Doctor of Sciences (Technology) Dissertation, speciality 05.08.05 - Marine power plants, Ukrainian State Maritime University, Nikolaev, 1997.

The first solution of the high priority problem concerned with ensuring working capacity of sliding thrust bearings (STB) under the conditions of thrust face beats of collar mirror, thrust block misalignment, shaft's axial vibration resonance and availability of air bubbles in the lubricant has been obtained. Mathematical models of marine power plant STB improvement have been worked out. Adequacy of

the models developed has been confirmed experimentally on a specific stand. Scientific foundation of STB design with account of structural, technology and operation factors has been developed on the basis of the research made. The results of the investigations have been shown in 26 publications and an author's invention certificate.

Хлопенко М.Я. Працездатність динамічно навантажених судових упорних підшипників ковзання.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.08.05 – судові енергетичні установки. Український державний морський технічний університет.

Вперше викладено розв'язок пріоритетної проблеми забезпечення працездатності упорних підшипників ковзання (УПК) при торцевих биттях дзеркала гребеня, перекосі корпусу підшипника, резонансах повздовжніх коливань валів і наявності в мастилi повітряних бульбашок. Розроблено математичні моделі удосконалення УПК судових енергетичних установок. Експериментально підтверджено адекватність цих моделей на оригінальному стенді. На базі проведених досліджень створені наукові основи проектування УПК з урахуванням конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів. Результати досліджень відображені у 26 опублікованих роботах і авторському свідоцтві.

Ключові слова:

судові енергетичні установки, упорні підшипники ковзання, динамічне навантаження, математичні моделі, працездатність, наукові основи проектування.



Подписано к печати 29.04.97 г. Заказ № 7 . Тираж 100 экз.
Объем 2 п.л. Николаев.УИМТУ. Типография, ул. Скороходова,5

5/10/20

AB 36.930

AB 36.930

Faint, illegible text at the top of the page, possibly a header or introductory paragraph.

Second block of faint, illegible text, appearing to be a paragraph of a document.

Large block of faint, illegible text in the middle of the page, likely the main body of the document.

Final block of faint, illegible text at the bottom of the page, possibly a conclusion or footer.