

01.02.03

КОНТРОЛЬНЫЙ
ЭКЗЕМПЛЯР

На правах рукописи

РОЖДЕСТВЕНСКИЙ Юрий Владимирович

**СВЯЗАННЫЕ ЗАДАЧИ ДИНАМИКИ И СМАЗКИ
СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ**

**Специальности: 01.02.06 – «Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры»,
05.04.02 – «Тепловые двигатели»**

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Челябинск

1999

НАУЧНЫЙ
ЧИТАЛЬНИЙ ЗАЛ

Работа выполнена в Южно-Уральском государственном университете.

Научный консультант –

профессор, доктор технических наук

Прокопьев В.Н.

Официальные оппоненты:

профессор, доктор технических наук **Кукис В.С.,**

профессор, доктор технических наук **Максимов В.А.,**

профессор, доктор технических наук **Чернявский О.Ф.**

Ведущая организация – Уральский турбомоторный завод.

Защита состоится *13 октября 1999 г.*, в 15 часов, на заседании диссертационного совета Д 053.13.01 Южно-Уральского государственного университета: 454080, г. Челябинск, пр.им.В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр.им.В.И.Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет.

Тел.(351-2) 39-94-57

Автореферат разослан « ____ » _____ 1999 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., доцент



В.М. Кононов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение технического уровня машин и механизмов неразрывно связано с решением проблемы обеспечения долговечности сложнонагруженных опор скольжения жидкостного трения, которые часто определяют ресурс таких машин массового применения, как двигатели внутреннего сгорания, поршневые компрессоры, насосы, турбоагрегаты.

Опыт создания сложнонагруженных опор свидетельствует, что традиционное представление их в виде автономной системы «шип-смазочный слой-подшипник» уже не отвечает современным требованиям. Трибосопряжения поршневых и роторных машин неавтономны, входят в качестве элементов в единую трибосистему, характеризующуюся устойчивыми связями трибологического характера. В поршневых и роторных машинах к таким трибосистемам можно отнести гидродинамические опоры скольжения валов и осей, смазываемых под давлением от единого источника маслообеспечения. Успешное проектирование трибосопряжений, входящих в систему, анализ их динамики невозможны без учета всего многообразия упомянутых связей, глубокого понимания процессов, происходящих в трибосистеме машины в целом. Так, параметры нагруженности отдельной коренной опоры коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания во многом определяются упругими и гидравлическими связями с соседними опорами, зависящими от условий их функционирования, технологических отклонений от соосного расположения подшипников и шеек вала, деформаций картера и вала, степени износа опор, схемы подвода и давления подачи смазочной жидкости.

Разработка методов моделирования динамики и расчета опор скольжения с учетом их взаимного влияния в трибосистемах поршневых и роторных машин является достаточно сложной проблемой, решаемой методами динамики механизмов и теории смазки, гидравлики, теории упругости. Теоретическим фундаментом расчета динамики и смазки опор скольжения являются классические работы Н.А.Петрова и О. Рейнольдса. Заметный вклад в направлении развития этих работ внесли отечественные и зарубежные ученые: Байбородов Ю.И., Бурговиц А.Г., Галахов М.А., Грубин А.Н., Гутьяр Е.М., Дроздов Ю.Н., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., Захаров С.М., Коднир Д.С., Коровчинский М.В., Костогряз А.П., Максимов В.А., Матвеевский Р.М., Петрусевич А.И., Подольский М.Е., Поздняк Э.Л., Полецкий А.Т., Поспелов Г.А., Прокопьев В.Н., Снеговский Ф.П., Суркин В.И., Токарь И.Я., Усов П.П., Чернавский С.А., Эртль А.М., Яновский М.И., Букер, Ван-Дер-Темпель, Генка, Даусон, Самерон, Кноль, Конвэй, Ли, Лунд, Маккивор, Мартин, Моес, Оу, Роде, Фантино, Хюбнер, Ченг и другие.

Несмотря на наличие большого количества работ по динамике и смазке опор скольжения конкретных механизмов и машин, их несомненную значимость, в настоящее время они не удовлетворяют в полной мере запросам практики, так как не позволяют с достаточной точностью и с минимальными затратами получить необходимые результаты. Многие из практически важных задач в области динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения только поставлены или находятся на начальных этапах решения, и в частности: задача моделирования ди-

намики многоопорного вала поршневых и роторных машин с учетом поступательных и угловых перемещений его шеек на нелинейно-упругом смазочном слое и нелинейной податливости подшипников; задача расчета опор скольжения, объединенных в единую трибосистему с общим источником маслообеспечения; задача оптимизации трибосопряжений и другие.

Успехи в решении проблемы динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения в значительной мере определяются успехами в разработке эффективных методов расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое и интегрирования уравнений движения центра шипа в подшипнике с определением его траектории за цикл нагружения. Существуют две концепции решения этих задач. Последователи первой из них базируются на идее Д.Холланда и используют, в качестве основополагающего не обобщенное уравнение Рейнольдса для давлений в смазочном слое опоры, а его частные аналоги, что значительно упрощает интегрирование уравнений движения шипа на смазочном слое. Наряду с очевидными достоинствами, такой подход обладает и принципиальными недостатками, вытекающими из представления реакций смазочного слоя векторной суммой нескольких составляющих, что отражается на достоверности результатов.

Автор придерживается второй концепции, базирующейся на решении обобщенного уравнения Рейнольдса и использовании строгих методов при интегрировании уравнений движения шипа, развивая направление, заложенное в работах, выполненных под руководством В.Н.Прокопьева в Южно-Уральском государственном университете (Челябинском политехническом институте). В строгой постановке решение связанных задач динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения должно опираться на систему уравнений: движения вязкой несжимаемой жидкости в зазоре, неразрывности (сплошности) потока смазки, баланса энергии, движения шипа на смазочном слое, а также систему основных уравнений теории упругости. При этом необходимо учитывать упругие и гидравлические связи трибосопряжений как элементов трибосистем, что обеспечивает получение с приемлемыми затратами времени и средств на определение всех выходных параметров сложнонагруженных опор, необходимых для решения задач прочности, износостойкости, теплонапряженности, а также оптимизации конструктивных и режимных параметров трибосистем. Только на этой основе может быть решена многогранная проблема создания гидродинамических трибосопряжений, удовлетворяющих современным высоким требованиям практики.

Вышеизложенное определило *цель работы*: разработать методы и средства решения связанных задач динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений, учитывающие их упругие и гидравлические связи, нелинейную податливость и нерегулярность формы поверхностей трения и обеспечивающие существенное сокращение времени и средств на проектирование и совершенствование сложнонагруженных опор жидкостного трения (СОЖТ).

Цель достигается решением следующих основных задач:

1) разработать математические модели сложнонагруженных гидродинамических опор скольжения с вращательным и поступательным движением шипа, учитывающие пространственную геометрию смазочного слоя, отклонения формы

шипа и подшипника от идеальной (круглоцилиндрической), непараллельность их осей;

2) разработать эффективные методы расчета поля гидродинамических давлений в слое смазки сложнагруженных опор различных типов, а также методы решения уравнений движения шипа, обеспечивающие получение исходной информации для решения задач нелинейной динамики опор с учетом реальной пространственной геометрии смазочного слоя;

3) разработать методику оптимизации опор скольжения, позволяющую эффективно управлять их выходными параметрами, изменением профиля поверхностей трения;

4) разработать модель динамики многоопорного вала, базирующуюся на обобщенном уравнении Рейнольдса и учитывающую поступательные и угловые перемещения его шеек на нелинейно-упругом смазочном слое и нелинейную податливость подшипников;

5) разработать методику решения связанной задачи расчета динамики опор скольжения и системы их смазки (маслообеспечения);

6) оценить точность полученных теоретических результатов сравнением с экспериментальными данными, а также с известными результатами других исследователей;

7) разработать программные комплексы для решения связанных задач динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения в системах автоматизированного проектирования гидродинамических трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания.

Основные теоретические и экспериментальные исследования проведены под руководством и с участием автора в вузовско-академической лаборатории "Триботехника" ЮУрГУ (ЧГТУ, ЧПИ) и Уральского отделения РАН, а также на кафедре "Автомобильный транспорт" ЮУрГУ в тесном сотрудничестве с коллективами этих подразделений, а также с научным консультантом д.т.н., проф. В.Н. Прокопьевым, многие идеи которого развиты и воплощены в настоящей работе. Часть экспериментальных исследований проведена в лабораториях и на стендах Брянского сельскохозяйственного института, Волгоградского моторного завода, Научно-технического центра КАМАЗ, Челябинского филиала НАТИ, Челябинского тракторного завода.

Научную новизну работы составляют:

1) методы расчета поля гидродинамических давлений в слое смазки сложнагруженных опор различных типов с учетом реальной пространственной геометрии смазочного слоя, возникающей в результате технологических отклонений, износа, процесса деформирования поверхностей трения, основанные на теории опоры "конечной" длины и многосеточных численных алгоритмах решения уравнения Рейнольдса, в том числе метод суммирования его частных решений;

2) модифицированный метод интегрирования систем дифференциальных уравнений динамики опор скольжения, базирующийся на формулах дифференцирования назад (ФДН) и упрощенном способе вычисления якобиана при реше-

нии линеаризованной системы уравнений движения подвижных элементов опоры;

3) модель динамики многоопорного вала, и в частности коленчатого вала поршневых машин, основанная: на обобщенном уравнении Рейнольдса для определения реакций смазочного слоя, уравнениях движения, учитывающих поступательные и угловые перемещения шеек коленчатого вала на нелинейно-упругом смазочном слое;

4) методика многокритериальной оптимизации опор скольжения на основе Парето-оптимальных решений задачи динамики шипа на смазочном слое, позволяющая эффективно управлять выходными параметрами сопряжения «шип-подшипник», изменением профиля поверхностей трения, и созданные на ее основе новые конструкции поршней двигателей внутреннего сгорания с асимметричным профилем направляющей части;

5) методика решения связанной задачи расчета динамики опор скольжения и системы их смазки (маслообеспечения), основанная на итерационной процедуре, последовательного расчета тепловых и гидродинамических параметров опор, определения расходов и давлений в узловых точках системы, базирующаяся на уравнениях и методах кинематики и динамики конкретных механизмов, теории смазки, теории энергетических цепей и позволяющая существенно повысить точность и достоверность расчетов сложных трибосистем.

Достоверность полученных результатов обосновывается:

строгостью используемого в работе математического аппарата, исследованиями погрешностей разработанных методов и алгоритмов;

сопоставлением расчетных данных, полученных для трибосопряжений и трибосистем, с экспериментальными результатами;

применением апробированных экспериментальных методов изучения динамики сложнагруженных опор скольжения с использованием современных средств измерений и испытательного оборудования;

сопоставлением теоретических данных с экспериментальными и расчетными результатами других исследователей.

Практическое значение работы. Применение разработанных моделей и методов обеспечивает создание конструкций сложнагруженных опор скольжения с вращательным и поступательным движением шипа, наиболее полно отражающих реальные условия их функционирования, в частности опор, с отклонениями поверхностей трения от круглоцилиндрической формы, непараллельностью осей шипа и подшипника.

Результаты работы внедрены и используются:

- при совершенствовании конструктивных параметров шатунных и коренных опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания (оптимизации геометрических размеров, профиля поверхностей трения и параметров источников смазки; выборе схем расположения противовесов коленчатого вала и порядка работы цилиндров; определении жесткостных характеристик коленчатого вала и

картера; обосновании допусков на технологические отклонения), что сокращает объемы экспериментальных исследований, способствует увеличению ресурса трибосопряжений и машин в целом;

- при разработке конструкций сопряжений «поршень–цилиндр» двигателей внутреннего сгорания с уменьшенными трибологическими потерями за счет применения асимметричного профиля направляющей части поршня, оптимизации его геометрических параметров, что снизило расход масла на угар, механические потери и расход топлива;

- при проектировании и совершенствовании смазочных систем двигателей внутреннего сгорания, что позволило обосновать новые схемы подвода смазки к опорам, выбрать производительность насоса, зазоры в сопряжениях, анализировать работу фильтров, теплообменников, гидроаккумуляторов и, в конечном итоге, увеличить механический коэффициент полезного действия двигателей, повысить их экономичность.

Разработанные программные комплексы использовались при создании САПР: “Дизель” (головная организация – НИКТИД), “Типовой интегрированной системы автоматизированного проектирования автомобильных двигателей “САПР АД” (головная организация – Заволжский моторный завод), АСУТП «Дизель» (головная организация – Челябинский тракторный завод).

Отдельные положения работы вошли в отраслевую методику РД 23.3.60-89 «Методика гидродинамического и теплового расчета подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания», разработанную совместно с Научно-исследовательским конструкторско-технологическим институтом тракторных и комбайновых двигателей (НИКТИД, г.Владимир); применяются при проектировании и доводке двигателей внутреннего сгорания на Заволжском и Волгоградском моторных заводах, Камском автомобильном заводе, Барнаульском заводе транспортного машиностроения, Челябинском тракторном заводе.

Основные разделы диссертации выполнены в соответствии с задачами, поставленными в научно-технической программе “Надежность” (раздел П.02.НЧг 1) на 1987–1995 гг.; Комплексной программе фундаментальных исследований проблем машиностроения, механики и процессов управления (научное направление 1.11 «Проблемы машиностроения»); Плана работ Научно-инженерного центра «Надежность и ресурс больших систем машин» УрО РАН на 1997–2000 гг.; являются составной частью работы по гранту Минобразования РФ в области машиностроения по теме «Разработка научных положений теплового и гидродинамического расчета подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания» на 1998–1999 гг.

Апробация работы. Основные результаты доложены и обсуждены на Всесоюзных конференциях и совещаниях: “Трение и износ в машинах” (Челябинск, 1979, 1983 гг.), “Контактная гидродинамика” (Самара, (Куйбышев), 1976, 1981, 1986, 1991, 1996 гг.), «Современные проблемы триботехнологии» (Николаев, 1988 г.), «Динамика и прочность автомобиля» (Москва, 1990 г.), «Динамика и прочность мобильных машин» (Кутаиси, 1990 г.), «Надежность машин, математи-

ческое и машинное моделирование задач динамики. Моделирование-91» (Кишинев, 1991 г.), «Надежность механических систем» (Самара, 1995 г.); международных конференциях, семинарах, конгрессах: «Триболог-6м» (Ростов, 1990 г.), «Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей» (С.Петербург, 1992 г.), «Двигатель-93», (Барнаул, 1993 г.), «Гидромеханика, гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» (Москва, 1994 г.), «Износостойкость машин» (Брянск, 1994 г.), «Славянотрибо-3.Трибология и транспорт» (Рыбинск, 1995 г.), «Balkantrib-96» (Греция, Салоники, 1996 г.), «Динамика и прочность двигателей» (Самара, 1996 г.), «Science and Motor Vehicles-97» (Югославия, Белград, 1997 г.), «Славянотрибо-4.Трибология и технология» (С.Петербург, 1997 г.), «World Tribology Congress» (Великобритания, Лондон, 1997 г.), «Двигатель-97» (Москва, 1997 г.), «Industrial and Automotive Lubrication» (Германия, Эсслинген, 1998 г.); а также на ряде областных и вузовских конференциях, совещаниях и семинарах промышленных предприятий.

Основные научные результаты выносимые на защиту:

модели автономных сложнагруженных гидродинамических опор скольжения с поступательным и вращательным движением шипа, отклонениями шипа и подшипника от идеальной (круглоцилиндрической) формы и наличием непараллельности их осей;

методы расчета поля гидродинамических давлений сложнагруженных опор скольжения различного типа с учетом реальной пространственной геометрии смазочного слоя;

модифицированные методы интегрирования систем дифференциальных уравнений движения шипа на смазочном слое опор скольжения, базирующиеся на применении формул дифференцирования назад (ФДН);

модель динамики многоопорного вала на нелинейно-упругих подшипниках скольжения;

методика многокритериальной оптимизации опор скольжения и созданные на ее основе для двигателей внутреннего сгорания новые конструкции поршней с асимметричным профилем направляющей части;

методика решения связанной задачи расчета динамики опор скольжения и системы их смазки (маслообеспечения);

программное обеспечение расчетов выходных параметров сложнагруженных опор скольжения поршневых и роторных машин в виде программных комплексов и компонентов систем автоматизированного проектирования.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано более чем в 80-и статьях, материалах конференций и симпозиумов, отражено в полученных свидетельствах на программные продукты, патенте на изобретение. Дополнительная информация содержится в кандидатских диссертациях С.П. Потапова и А.П. Маслова, соруководителем которых является автор.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, восьми глав, заключения, списка литературы и приложений. Основное содержание изложено на 314 страницах, включая 100 рисунков, 20 таблиц, 245 наименований литературных источников. В приложениях объемом 31 страница содержатся 8 рисунков, 9 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, определены основные цели работы, отмечены научная новизна, практическая ценность, представлены результаты, выносимые на защиту.

В первой главе формулируются теоретические положения, на которых основываются математические модели сложнонагруженных опор жидкостного трения и модели трибосистем, используемые в работе. Эти положения базируются на единой методологической концепции, характеризующей совместным решением системы уравнений: для поля гидродинамических давления в опоре (обобщенное уравнение Рейнольдса), теплового баланса, движения шипа на смазочном слое, гидравлики и теории упругости.

Процессы течения смазочной жидкости между подвижными поверхностями сложнонагруженной опоры описываются *обобщенным уравнением Рейнольдса* для давлений

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z} \right) = 6\bar{\mu}_p \left(\Omega \frac{\partial H}{\partial \varphi} + \bar{W} \frac{\partial H}{\partial z} + 2 \frac{\partial H}{\partial \tau} \right), \quad (1)$$

где

$$H(\varphi, z) = H^*(\varphi, z) - \chi \cos(\varphi - \delta) + z \frac{\sigma}{a} \cdot \cos(\varphi - \varepsilon). \quad (2)$$

Здесь Π – безразмерное гидродинамическое давление; H – безразмерная толщина смазочного слоя; φ, z – окружная и осевая координаты точки смазочного слоя; $\bar{\mu}_p$ – безразмерная вязкость смазки; τ – безразмерное время; σ, ε – безразмерный относительный перекося и угол перекося; a – относительная длина опоры; χ, δ – относительный эксцентриситет и угол положения линии центров; $H^*(\varphi, z)$ – функция, описывающая геометрию смазочного слоя опоры при центральном положении шипа, учитывающая радиальные и осевые отклонения шипа и подшипника от круглоцилиндрической формы в результате износов, погрешностей изготовления или конструктивного профилирования; Ω – безразмерная угловая скорость вращения шипа (для радиальной опоры); \bar{W} – безразмерная поступательная скорость движения шипа (для поршневой опоры).

Процессы *теплового баланса* в смазочном слое сложнонагруженной опоры определяются мощностью (мощностью потерь), характеризующей полное рассеивание энергии при сдвиге слоев смазки:

$$N = \frac{BD^2 \mu_0}{2\psi} \omega_0^2 \xi, \quad (3)$$

где B , D – диаметр и длина опоры; ψ – относительная характерная толщина смазочного слоя; ω_0 – характерная угловая скорость шипа; ξ – безразмерный коэффициент сопротивления движению шипа на смазочном слое,

$$\xi = \bar{\mu}_r (\Omega^2 + \bar{W}^2) \frac{1}{4a} \int_{-a}^a \int_0^{2\pi} \frac{1}{H} d\varphi dz - \frac{\Omega}{2} \cdot \frac{1}{4a} \int_{-a}^a \int_0^{2\pi} \frac{\partial H}{\partial \varphi} Pd\varphi dz - \frac{\bar{W}}{2} \cdot \frac{1}{4a} \int_{-a}^a \int_0^{2\pi} \frac{\partial H}{\partial z} Pd\varphi dz - \frac{1}{4a} \int_{-a}^a \int_0^{2\pi} \frac{\partial H}{\partial r} Pd\varphi dz. \quad (4)$$

Количество тепла, уносимого смазкой в оба торца опоры в общем случае при вращении шипа и движении его в осевом и радиальном направлениях, составит

$$Q = Q_{z, \dots} + Q_{r, \dots} = \frac{BD^2 \psi \omega_0}{2} q, \quad (5)$$

где коэффициент торцевого расхода смазки

$$q = \frac{1}{4} \left(\frac{\bar{W}^2}{2a} \int_0^{2\pi} H \Big|_{z=-a}^{z=a} d\varphi - \frac{1}{12a\bar{\mu}_r} \int_0^{2\pi} H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z} \Big|_{z=-a}^{z=a} d\varphi \right) + \frac{1}{4} \left(\frac{\bar{W}^2}{2a} \int_0^{2\pi} H \Big|_{r=-a}^{r=a} d\varphi - \frac{1}{12a\bar{\mu}_r} \int_0^{2\pi} H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial z} \Big|_{r=-a}^{r=a} d\varphi \right).$$

Уравнения движения шипа на смазочном слое в общем случае записываются в виде

$$m\ddot{v} = F(t) - P(V, \dot{V}, \gamma, \dot{\gamma}); \quad J\ddot{\gamma} = \mathcal{M}(t) - N(V, \dot{V}, \gamma, \dot{\gamma}), \quad (6)$$

где m , J – параметры, характеризующие массу и момент инерции шипа; V , γ – линейные и угловые перемещения шипа в подшипнике; $F(t)$, $\mathcal{M}(t)$ – сила и момент, действующие со стороны шипа на смазочный слой; P , N – сила и момент, действующие со стороны смазочного слоя на подшипник.

Процессы течения жидкости в смазочной системе опор скольжения описываются уравнениями гидравлики. Для моделирования этих процессов используется теория энергетических цепей. Смазочная система рассматривается как цепь параллельно и последовательно включенных сопротивлений, каждое из которых имитирует гидравлическое сопротивление канала, узла или опоры скольжения, смазываемой под давлением. Математическое описание системы задается топологическими и компонентными уравнениями: компонентные уравнения описывают физические свойства элементов цепи, топологические – способ соединения компонент. Общий вид компонентных уравнений:

$$i_z = f_1(U_\kappa, i_\epsilon, U_\mu, i_\nu, x_\pi, t); \quad U_E = f_2(U_\kappa, i_\epsilon, U_\mu, i_\nu, x_\pi, t), \quad (7)$$

где $\kappa, \epsilon, \mu, \nu, \pi$ – индексы, имеющие значения из множества имен компонент схемы; i – потоковая переменная; U – разностная переменная; x – перемещение; t – время.

Топологические уравнения (уравнения связи) составляются на основе законов неразрывности потока (для потоковых переменных) и его сохранения (для разностных переменных) и определяют способ соединения между собой компонент. Математическая модель системы получается совместным преобразованием компонентных и топологических уравнений.

Рассмотрение *упругих деформаций* поверхностей трения сложнагруженных опор скольжения необходимо для определения геометрии смазочного слоя, которая в свою очередь оказывает существенное влияние на величину гидродинамических давлений и другие характеристики смазочного слоя, а значит, и на выходные параметры опор. В диссертации расчет упругих деформаций опор скольжения выполнялся с помощью метода конечных элементов (МКЭ).

Уравнения (1–6), а также уравнения для расчета упругих деформаций являются исходными для анализа сложных процессов, протекающих в трибосистемах поршневых и роторных машин. Использование их дает возможность максимально учитывать конструктивные особенности и реальные условия функционирования конкретных трибосистем. В качестве выходных параметров (параметров нагруженности) для сложнагруженных опор, косвенно характеризующих их износостойкость, теплонапряженность, усталостную долговечность использовались: наименьшая за цикл нагружения $\inf h_{\min}$ и средняя \bar{h}_{\min} толщины смазочного слоя, наибольшее $\sup P_{\max}$ и среднее \bar{P}_{\max} гидродинамические давления в опоре, средние мощности потерь \bar{N} , расход смазочной жидкости \bar{Q} , вытекающей в торцы опоры, среднеинтегральная температура смазочного слоя \bar{T} .

Обзор литературы, приведенный в главе, подтвердил правильность выбранного подхода к решению связанных задач динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения, позволил сформулировать задачи исследования.

Вторая глава посвящена развитию методов интегрирования уравнения Рейнольдса, определению реакций, а через них коэффициента нагруженности S_0 (числа Зоммерфельда), главного момента сил гидродинамических давлений M_0 , действующих со стороны смазки на подшипник, и других характеристик смазочного слоя, оценке влияния отклонений профиля шипа и подшипника на реакции смазочного слоя. Основные теоретические положения и выводы в этой главе развивают и дополняют работы В.Н. Прокопьева, В.Н. Анисимова, А.К. Бояршиновой, Е.А. Задорожной, Брандта, Кноля, Лубрехта, Мохтара, Пикена.

К характеристикам смазочного слоя отнесены: наибольшее безразмерное гидродинамическое давление Π_m и угол Φ_m , ему соответствующий, угол θ между линией главного вектора сил гидродинамических давлений и линией центров, угол перекоса ζ между направлением вектора главного момента и плоскостью перекоса, координата z_m смещения пика давления от среднего сечения опоры, коэффициенты φ и ξ .

Предложены два метода интегрирования уравнения Рейнольдса, основанные на теории опоры «конечной» длины.

Многосеточный метод расчета. Уравнение (1) аппроксимировалось с использованием консервативной конечно-разностной схемы для узла i, j элементарной ячейки и сводилось для k -го момента времени к виду

$$a_{i,j} P^{k,i,j} + a_{i-1,j} P^{k,i-1,j} + a_{i,j+1} P^{k,i,j+1} + a_{i,j-1} P^{k,i,j-1} + a_{i,j} P^{k,i,j+1} = b_{i,j}, \quad (8)$$

где $a_{i,j}$, $b_{i,j}$ - коэффициенты.

Граничные условия для давлений $P(\varphi, z)$ задавались в виде ограничений:

$$P(\varphi, z = \pm a) = 0, \quad P(\varphi, z) = P(\varphi + 2\pi, z), \quad P(\varphi, z) \geq 0. \quad (9)$$

Для опор с источниками смазки и давлением подачи P_0 на границе Γ каждого из источников ставилось дополнительное условие

$$P|_{\Gamma} = P_0. \quad (10)$$

Система (8) решалась итерационным методом Гаусса-Зейделя с использованием разработанного автором совместно с А.К. Бояршиновой и Е.А. Задорожной высокоэффективного многосеточного алгоритма решения известной линейной задачи о дополнителности на основе адаптивных критериев взаимодействия между сетками как в процессе интегрирования уравнения (1), так и в процессе расчета траекторий из уравнения (6).

Метод суммарного решения. Правую часть уравнения Рейнольдса запишем в виде

$$M(\varphi, z) = 6 \cdot \bar{\mu}_r \left[\Omega \cdot H_0^* + G \cdot \chi \cdot \sin(\varphi - \delta) - E \cdot \cos(\varphi - \delta) - G_1 \cdot z \cdot \frac{\sigma}{a} \sin(\varphi - \varepsilon) + E_1 \cdot \frac{z}{a} \cos(\varphi - \varepsilon) \right], \quad (11)$$

где $G = \Omega - 2\dot{\delta}$, $E = 2\dot{\chi}$ - параметры, характеризующие соответственно скорости вращения линии центров и движения шипа вдоль линии центров; $G_1 = \Omega - 2\dot{\varepsilon}$, $E_1 = 2\dot{\sigma}$ - параметры, характеризующие соответственно скорости вращения плоскости перекоса и изменения относительного перекоса.

Разработанный метод основан на представлении решения обобщенного уравнения (1) в виде аддитивной функции произведений параметров E , G , E_1 , G_1 и базовых решений частных дифференциальных уравнений Рейнольдса. Такой подход обеспечил многократное уменьшение трудоемкости расчетов и дал возможность объединить задачи нелинейного анализа динамики сложнагруженных опор с задачами их смазки в трибосистеме, а также решить задачу оптимизации трибосопряжений. Эффективность метода продемонстрирована на примерах решения тестовых задач в третьей главе.

Сравнение рассчитанных реакций и характеристик с расчетами Пинкуса, Сафара, Кноля, выполненных ими для частных случаев нагружения, показало хорошее количественное и качественное совпадение результатов, что позволило использовать эффективные методы интегрирования (1) для гидродинамического расчета радиальных и поршневых опор с учетом перекоса шипа, наличия одной и нескольких канавок на поверхностях трения.

Определены реакции и характеристики смазочного слоя опор с элементарными видами некруглости и нецилиндричности шипа и подшипника, заданными в виде овальности и параболического отклонения от цилиндричности (бочкообразности и седлообразности). Такие отклонения наиболее характерны при износе подшипников и шеек коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Оценено влияние на реакции и характеристики смазочного слоя элементарных видов некруглости и нецилиндричности шипа и подшипника, заданных в виде овальности и параболического отклонения от образующей цилиндра. Выполнена качественная оценка влияния на реакции и характеристики относительной длины опоры, величины и направления овальности шипа и подшипника, степени их нецилиндричности, перекоса шипа, намечены пути дальнейших исследований. Так, показана перспективность радиального профилирования подшипников при совпадении вектора нагрузки с большой осью эллипса расточки подшипника, характерного для шатунных опор; определены рациональные соотношения основных геометрических параметров выпуклого параболического профиля подшипника, используемого при осевом профилировании коренных подшипников некоторых типов двигателей.

Третья глава посвящена разработке методов интегрирования уравнений движения подвижных элементов сложнагруженных опор скольжения (расчета траектории движения центра шипа в подшипнике), анализ которой позволяет получить всю необходимую информацию о параметрах нагруженности опоры. Разработанные методы и алгоритмы развивают идеи применения неявных методов, основанных на применении формул дифференцирования назад (ФДН), различные варианты которых использовались в работах В.Н. Прокопьева, В.Н. Анисимова, Н.В. Ширококова, Брайтона и др.

В работах, посвященных динамике коренных и шатунных опор поршневых машин, слагаемые в уравнениях (6), содержащие параметры m и J , считаются малыми, поэтому систему (6) заменяют уравнениями равновесия

$$F(t) - P(V, \dot{V}, \gamma, \dot{\gamma}) = 0; \quad M(t) - N(V, \dot{V}, \gamma, \dot{\gamma}) = 0, \quad (12)$$

В диссертации оцениваются погрешности в определении параметров нагруженности опор коленчатого вала при замене системы уравнений (6) системой (12). При расчете динамики коренных опор в качестве движущейся по некоторой траектории массы шипа (расчетной массы) считалась масса коренной шейки, увеличенная на величину прилегающих участков шеек. Для шатунных опор понятие массы m в уравнении (6) нуждается в уточнении. Это сделано с помощью модели, которую в известной мере можно считать «точной».

В модели (рис.1) не используется упрощающая гипотеза о распределении массы шатуна и учитывается, в конечном итоге, зависимость внешних нагрузок от характера относительного движения кривошипной головки шатуна и шатунной шейки. Система координат O_1x_1, y_1 с началом в центре O_1 шатунной шейки, движется в неподвижной системе $O'x'y'$ поступательно. Если пренебречь перекосом шипа, силами тяжести и трением в сопряжениях, движение механической систе-

мы «поршень-шатун» будет происходить под действием силы P_1 давления газов на поршень, приложенной в точке B и сил P_{x_1}, P_{y_1} , действующих со стороны смазочного слоя на подшипник. Выбрав в качестве обобщенных координаты x_1, y_1 центра кривошипной головки шатуна в системе O_1x_1, y_1 и, используя уравнения Лагранжа второго рода для системы «поршень-шатун», в диссертации показано, что движение центра кривошипной головки шатуна относительно шатунной шейки в пространстве O_1x_1, y_1 описывается системой двух линейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$A\ddot{x}_1 = B; \quad A\ddot{y}_1 = C, \quad (13)$$

где A - коэффициент, зависящий от массово-геометрических параметров кривошипно-шатунного механизма и положения подшипника относительно центра шипа; B и C - коэффициенты, зависящие от кинематических и массово-геометрических параметров механизма.

Обычный способ интегрирования систем уравнений (6) для коренных опор и (13) - для шатунных, когда они сводятся к системе дифференциальных уравнений первого порядка, оказался неприемлемым из-за очень малого временного шага и неустойчивости традиционных методов, например, типа Рунге-Кутты. Одним из путей решения задачи явилось использование неявных численных методов, основанных на применении формул дифференцирования назад (ФДН), для уравнений 2-го порядка. Численные эксперименты показали, что существенного повышения эффективности метода ФДН удается достичь, если вместо обычной процедуры метода Ньютона решения линеаризованной системы уравнений применить упрощенный способ вычисления якобиана, основанный на использовании полных производных по перемещениям u от сил P , действующих со стороны смазочного слоя на подшипник. Благодаря использованию такого приема в модифицированном методе ФДН частные производные функции P по \dot{u} не вычисляются, что почти вдвое сокращает затраты времени на решение систем (6) и (13).

Для сравнения результатов применения моделей в качестве тестовой задачи исследована динамика коренных и шатунной опор двигателя Ч 12/12. При варьировании в широких пределах расчетных масс коренных опор (в десять раз превышающих номинальные значения), а также массово-геометрических параметров модели (13), обнаружить сколько-нибудь существенного расхождения в величинах параметров нагруженности при использовании так называемой безынерционной модели (12) вместо моделей (6) и (13) не удалось. Таким образом, доказана возможность использования для решения задач динамики сложнонагруженных опор скольжения двигателей внутреннего сгорания системы усеченных уравнений движения подвижных элементов системы (безынерционных моделей), что во многих случаях является решающим фактором, определяющим возможность с минимальными погрешностями проводить многовариантные расчеты.

Для расчета динамики опор с использованием уравнений равновесия (12) и метода суммарного решения (см. главу 2), учтены линейность дифференциального оператора уравнения (1) и специальный вид его правой части. Если несущая

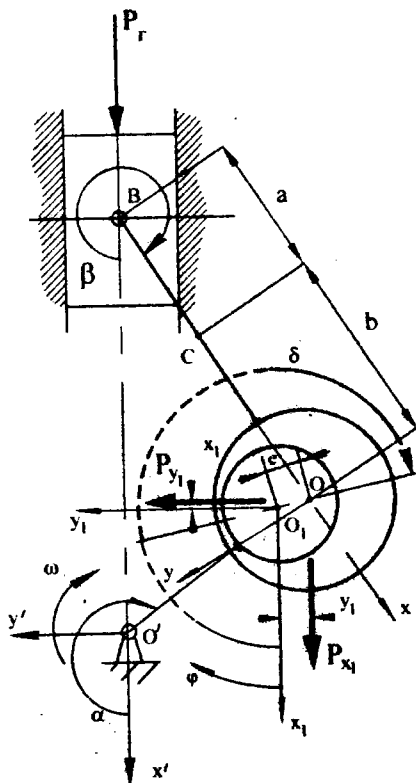


Рис.1. Модель динамики шатуна

область смазочного слоя S известна, решение уравнения (1) может быть получено в виде линейной комбинации

$$P = P_0(\varphi, z) + G P_1(\varphi, z) + E P_2(\varphi, z) + G_1 P_3(\varphi, z) + E_1 P_4(\varphi, z), \quad (14)$$

где P_0, P_1, P_2, P_3, P_4 – базовые функции, являющиеся решениями частных дифференциальных уравнений

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P_k}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(H^3 \frac{\partial P_k}{\partial z} \right) = M_k(\varphi, z), \quad k = 0, 1, 2, 3, 4 \quad (15)$$

с граничными условиями

$$P_k(\varphi, z = \pm a) = 0 \quad P_k|_{\text{ос}} = 0, \quad k = 0, 1, 2, 3, 4. \quad (16)$$

С учетом представления (14) предложена следующая процедура интегрирования системы (12). Из известных значений $\chi, \delta, \sigma, \varepsilon, E, G, E_1, G_1$ в моменты времени τ_{n-1}, τ_n вычисляются прогнозные значения $\chi^{(0)}, \delta^{(0)}, \sigma^{(0)}, \varepsilon^{(0)}, E^{(0)}, G^{(0)}, E_1^{(0)}, G_1^{(0)}$ в следующий момент времени τ_{n+1} и находится многосеточным алгоритмом численное решение $P^{n+1}(\varphi, z)$ уравнения (1) (суммарное решение). В несущей области $S^{(0)} = \{(\varphi, z) | P^{n+1}(\varphi, z) > 0\}$ находятся решения $P_k^{n+1}(\varphi, z)$, $k = 0, 1, 2, 3, 4$ задач (15), (16). Подстановка функции (14) при некоторых неизвестных $G = G^{(1)}, E = E^{(1)}, G_1 = G_1^{(1)}, E_1 = E_1^{(1)}$ в (12) дает линейную относительно $G^{(1)}, E^{(1)}, G_1^{(1)}, E_1^{(1)}$ систему уравнений. Решение ее позволяет рассчитать новые координаты шипа $\chi^{(1)}, \delta^{(1)}, \sigma^{(1)}, \varepsilon^{(1)}$. По новым значениям координат и скоростей вычисляется распределение давления и, таким образом, определяется новая несущая область. В этой области вновь уточняются значения параметров G, E, G_1, E_1 . Предложена эффективная итерационная процедура, в которой базовое решение P_0^{n+1} вычисляется только на первой итерации. В момент времени τ_{n+1} на каждой итерации находят суммарное P^{n+1} и базовое P_1^{n+1} решения. Из (14) вычисляется P_2^{n+1} , находят новые параметры $G^{(k)}, E^{(k)}, G_1^{(k)}, E_1^{(k)}$. Затем вычисляют новые значения координат $\chi^{(k)}, \delta^{(k)}, \sigma^{(k)}, \varepsilon^{(k)}$ и интегрированием уравнения (1) определяется новая несущая область. В момент времени τ_{n+2} последовательность действий аналогична, за исключением того, что находится базовое решение P_2^{n+2} , а из (14) вычисляется P_1^{n+1} . Таким образом, в каждый момент времени на первой итерации требуются три интегрирования уравнения Рейнольдса, на следующих – два.

Результаты расчетов шатунной опоры двигателя «Ruston & Hornsby 6VEB-X МК-III», являющейся международным эталоном для тестирования, показали, что предложенный алгоритм в сочетании с методом ФДН 1-го или 2-го порядка по сравнению с обычным способом позволяет сократить время решения более чем в 2 раза.

В четвертой главе описаны модели динамики поршневых опор. Изложен метод многокритериальной оптимизации профиля поршня, на основе трибологических критериев оценки.

Вопросы совершенствования сопряжения «поршень–цилиндр» отражены в работах Б.Я. Гинсбурга, Н.А. Иващенко, П.А. Истомина, А.В. Кострова, В.С. Кукуса, Е.А. Лазарева, А.Р. Макарова, Г.Н. Миронова, Ю.Н. Никитина, В.Н. Ники-

шина, С.В. Путинцева, Г.М. Рыка, С.М. Савельева, В.И. Суркина, Блэра, Генки, Ли, О. Фурухамы, Хаддата и других исследователей.

Исследования показали, что профиль юбки поршня, является одним из основных факторов, обеспечивающих гидродинамический режим трения между поршнем и цилиндром. В диссертации реальный профиль юбки, зависящий от температурных деформаций поршня, аппроксимировался параболической функцией $h^* = h_0 k(z - m)^l$, где z – безразмерная осевая координата; m, l, k – безразмерные коэффициенты; h_0 – радиальный зазор. Варьирование коэффициентами параболы позволило установить основные закономерности их влияния на гидродинамические параметры сопряжения “поршень–цилиндр”.

Для расчета температурных деформаций поршня решалась квазистатическая задача термоупругости. При этом для соответствующего режима работы двигателя определялись индикаторная диаграмма и температурное поле поршня, который моделировался объемными конечными элементами.

При трехэтапном решении задачи оптимизации профиля юбки поршня рекомендовано использовать методы эвристического программирования. Вначале рассчитывается траектория движения поршня с исходным профилем юбки. На втором этапе для характерных (по углу поворота коленчатого вала) точек траектории поршня определяются реакции и характеристики смазочного слоя и с использованием последних как целевых функций оптимизируется профиль юбки. В заключение (третий этап) вновь рассчитывается траектория движения поршня с оптимизированным профилем юбки, производится оценка полученных данных. При неудовлетворительных результатах оптимизация повторяется для новых характерных точек траектории.

Такой подход значительно упрощает решение задачи: отпадает необходимость в многократном интегрировании уравнений движения поршня, так как характеристики смазочного слоя представляют собой функции фиксированных значений безразмерных параметров, характеризующих положение и скорости движения поршня, одновременно расширяется возможность варьирования параметрами.

Пространство изменяющихся параметров для оптимизации представлялось в виде восьмимерного вектора

$$X = (k, l, m, \chi, \sigma, \bar{W}, \dot{\chi}, \dot{\sigma}), \quad (18)$$

где $\chi, \sigma, \bar{W}, \dot{\chi}, \dot{\sigma}$ определяют по результатам расчета траектории поршня в цилиндре на первом этапе оптимизации.

На варьлируемые параметры k, l, m накладывались ограничения:

$$0 \leq k \leq 2; \quad 2 \leq l \leq 3; \quad -a \leq m \leq a, \quad (19)$$

где a – отношение длины юбки поршня к его диаметру.

В качестве критериев оптимизации использовали: q_1 – коэффициент расхода смазочной жидкости через зазор между поршнем и стенкой цилиндра в направлении камеры сгорания, характеризующий расход масла на угар; ξ – коэффициент сопротивления движению; S_0 – число Зоммерфельда, характеризующее

несущую способность смазочного слоя. Функция цели представлялась в виде вектор-функции качества

$$\Phi (So = \sup, q_1 = \inf, \xi = \inf)_{u \in U} = \text{opt}, \quad (20)$$

где $u \in U = (k, l, m)$ – множество оптимальных параметров, определяющих оптимальное значение вектор-функции качества.

Такая задача формулируется как задача векторной оптимизации. Решение многокритериальных задач связано с поиском некоторого компромисса между критериями. Среди возможных принципов конструирования многокритериальных компромиссов выбран принцип, базирующийся на Парето-оптимальных решениях, реализация которых осуществлялась известным методом ЛП-поиска (методом зондирования пространства параметров). На базе этого метода были разработаны алгоритм и компьютерная программа оптимизации, с помощью которых для ряда дизельных двигателей рассчитаны поршни с оптимальными симметричными и асимметричными профилями направляющей части.

Для примера в таблице представлены результаты гидродинамических расчетов сопряжения «поршень-цилиндр» дизеля ЧН 15/18 на режимах номинальной мощности N_{\max} и максимального крутящего момента M_{\max} . В качестве оценочных использовали выходные параметры, упомянутые в первой главе, дополнительно определяли расход смазочной жидкости в направлении камеры сгорания Q_1 .

Таблица

Влияние геометрии профиля юбки поршня на гидродинамические параметры трибосопряжения «поршень-цилиндр» при работе двигателя на различных режимах

Режим работы двигателя	$\inf h_{\min}$, мкм	\bar{h} , мкм	$\sup P_{\max}$, МПа	\bar{P}_{\max} , МПа	\bar{N} , Вт	$Q_1 \cdot 10^6$, м ³ /с
N_{\max}	10,04 ¹⁾	41,72	5,373	1,307	395,14	118,14
	11,67 ²⁾	47,78	7,443	1,647	377,88	109,41
	17,56 ³⁾	44,75	5,156	1,409	374,31	65,02
M_{\max}	2,61	37,81	7,620	1,390	179,33	68,35
	4,83	48,88	18,717	2,284	174,26	64,46
	9,51	46,23	8,458	1,574	172,30	39,47

1) – исходный профиль юбки поршня; 2) – оптимальный симметричный;

3) – оптимальный асимметричный.

Испытания на двигателях ЧВН 15/16, ЧН 14,5/20,5, В24 8,2/7,8 опытных поршней, проведенные совместно с А.П. Масловым, подтвердили основные теоретические положения, показали возможность уменьшения монтажного зазора в 2–3 раза, расхода топлива на 1–2%, расхода масла на угар в 1,5–2 раза, механиче-

ских потерь на 4–10%. Конструкция поршня с асимметричным профилем, обеспечивающая минимальные трибологические потери в сопряжении, запатентована.

В пятой главе приведены методы решения связанных задач динамики и смазки опор многоопорных валов, в том числе опор скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания.

Данной проблемой в той или иной мере занимались М.К. Ветров, А.Н. Гоц, И.А. Жаров, С.М. Захаров, А.Д. Изотов, В.А. Максимов, В.Н. Прокопьев, И.В. Сиротенко, Ф.П. Снеговский, Ю.Л. Тарсис, И.А. Тодер, Е.И. Шорох, Букер, Генка, Кноль, Ланг, Мартин, Маккивор, Моес, Мохтар, Пикен, Роде, Селим, Хюбнер и другие исследователи.

Особенностью решения связанных задач динамики и смазки многоопорных валов является необходимость учета жесткостных характеристик вала и подшипников, перекося шеек вала из-за их несоосного расположения в подшипниках.

В диссертации развита модель, используемая в работе М.К. Ветрова, в которой перемещения шипа в подшипнике есть результат упругих деформаций подшипника и смазочного слоя, являющихся нелинейными функциями действующих на шип сил и моментов. Опора (рис.2) представляется в виде жесткого подшипника, опирающегося в двух взаимно перпендикулярных плоскостях на линейно-упругое основание, которое моделируется четырьмя пружинами, а смазочный слой, разделяющий шип и подшипник, заменяется в этих же плоскостях нелинейно-упругими пружинами, коэффициенты податливости которых определяются в виде функции координат шипа.

Суммарные коэффициенты податливости при смещениях $K_0^{\lambda,j}$ и перекосах $K_0^{\varphi,j}$ j -й опоры вала определяются из выражений:

$$K_0^{\lambda,j}(\tau) = K_{II}^{\lambda,j} + K_C^{\lambda,j}(\tau); \quad K_0^{\varphi,j}(\tau) = K_{II}^{\varphi,j} + K_C^{\varphi,j}(\tau), \quad (21)$$

где $K_{II}^{\lambda,j}, K_{II}^{\varphi,j}$ – коэффициенты линейной и угловой податливостей при смещениях и перекосах подшипника; $K_C^{\lambda,j}, K_C^{\varphi,j}$ – коэффициенты податливости нелинейно-упругого смазочного слоя при смещениях и перекосах шипа.

Последние находятся по результатам расчета траектории движения шипа из выражений:

$$K_{C,x}^{\lambda,j} = \frac{xh_0}{F_x}; \quad K_{C,y}^{\lambda,j} = \frac{yh_0}{F_y}; \quad K_{C,x}^{\varphi,j} = \frac{\alpha'}{m_y}; \quad K_{C,y}^{\varphi,j} = \frac{\beta'}{m_x}, \quad (22)$$

где x, y – координаты j -й шейки вала в подшипнике в момент времени τ ; h_0 – радиальный зазор в j -й опоре при центральном положении шипа; F_x, F_y, m_x, m_y – внешние силы и моменты, действующие на j -ю опору; $\alpha' = \frac{2h_0\sigma \cos \varepsilon}{B}$;

$\beta' = \frac{2h_0\sigma \sin \varepsilon}{B}$ – углы перекося j -й шейки вала в плоскостях XOY и YOZ

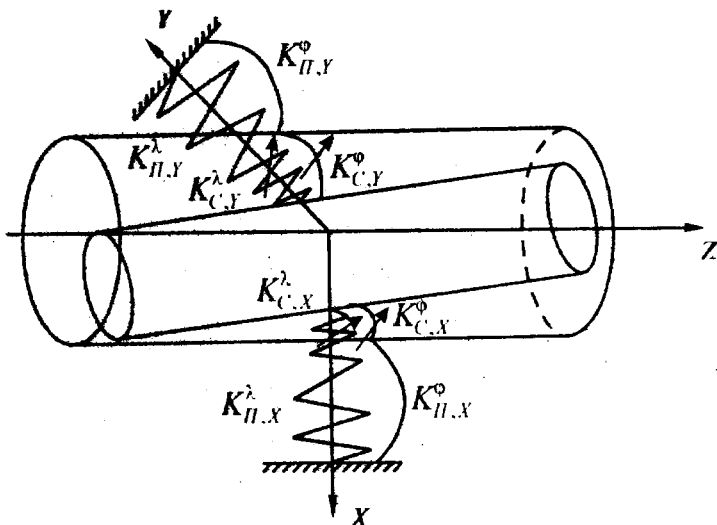


Рис. 2. Модель неавтономной сложнонагруженной опоры

соответственно; σ – безразмерный относительный перекос; ε – угол отклонения плоскости перекоса; B – длина подшипника..

Силы F_x, F_y и моменты M_x, M_y , действующие на j -ю опору, определяются расчетом вала, представляемого либо в виде упругой балки, либо пространственной рамы, опирающейся на опоры, мгновенные значения линейной и угловой податливостей которых $K_0^{\lambda,j}(\tau), K_0^{\phi,j}(\tau)$.

Для определения деформаций и коэффициентов линейной и угловой податливостей подшипников использовали объемные конечно-элементные модели. Несовместные статические смещения опор коленчатого вала от номинального расположения приводят к перераспределению усилий в системе «коленчатый вал – коренные опоры» и являются дополнительным кинематическим нарушением. Для вала с линейными и угловыми податливостями опор учитывались несовместные смещения и статический перекос оси вала, вызванный совместными линейными смещениями связей с линейной податливостью, а также статический поворот i -й связи с угловой податливостью. Учет этих смещений позволил моделировать различные технологические отклонения от соосного расположения подшипников и шеек коленчатого вала.

Для определения жесткостных характеристик коленчатого вала и коренных подшипников двигателей внутреннего сгорания разработана упрощенная методика расчета. Экспериментальные исследования на двигателях ЧН 15/18, ЧВН 15/16.

Ч12/12, Ч 12/12,5 проведенные по методике, разработанной совместно с Коломаком М.Я., Ивашкиным Ю.И., Ветровым М.К., подтвердили возможность использования предложенных расчетных схем.

Поскольку коэффициенты податливости $K_0^{\lambda,j}(\tau)$, $K_0^{\varphi,j}(\tau)$ являются нелинейными функциями времени, система уравнений метода сил, используемая для раскрытия статической неопределенности, рассматривалась совместно с системой уравнений (12). Решение уравнений проводилось с использованием итерационного алгоритма совместного расчета коленчатого вала и его опор как единой трибомеханической системы. Алгоритм складывается из последовательного расчета нагрузок, действующих на каждую из опор коленчатого вала, и расчета траекторий движения его шеек и применим также для расчета многоопорных валов роторных машин, которые обычно моделируются деформируемыми стержневыми балками переменного сечения.

Тепловой расчет опор скольжения строится на допущении об изотермичности течения смазки в пространстве, разделяющем поверхности трения. Приближение к неизотермической модели достигается известной процедурой определения среднеинтегральной температуры смазочного слоя из уравнения теплового баланса, отражающего равенство средних за период нагружения количеств тепла, рассеянного в смазочном слое и отведенного смазкой, вытекающей в торцы опоры.

В отличие от методов, базирующихся на предварительном расчете реакций и характеристик смазочного слоя, разработанный метод позволяет получить результаты непосредственно в ходе расчета, что существенно расширяет область его применения, повышает точность результатов.

Анализ данных для различных типов двигателей показал, что выбор расчетной схемы оказывает влияние на нагруженность опор. Применение неразрезной схемы коленчатого вала, учет линейной и угловой податливостей опор, максимально приближающие расчетную модель к реальной, существенно расширяют возможности варьирования конструктивными параметрами двигателя (жесткостными характеристиками вала и картера, несоосностью опор и шеек вала, радиальными и осевыми отклонениями формы подшипников и шеек вала, схемами расположения противовесов) и в конечном итоге позволяют уменьшать максимальные гидродинамические давления в смазочных слоях, изменять толщину смазочного слоя.

Расчеты коренных опор двигателя ЧВН 15/16 показали, что влияние на параметры нагруженности опор угловой жесткости подшипников существеннее линейной, в связи с чем перспективным является увеличение жесткости коленчатого вала. Увеличение диаметра коренных шеек вала до 120 мм позволило уменьшить податливость коленчатого вала и повысить несущую способность опор на 15...20%. Повышение несущей способности коренных опор возможно также путем более рационального размещения противовесов на коленчатом валу. Лучшей является схема с расположением противовесов на каждой щеке, обеспечивающая по сравнению с исходной (шесть нащечных противовесов и два выносных)

улучшение параметров нагруженности коренных опор в среднем на 20...25%, более равномерное распределение нагрузок по опорам. Расчет предельно допустимых отклонений коренных подшипников и шеек вала от соосного расположения позволил уточнить допуски на несоосности коренных подшипников и шеек коленчатого вала.

В шестой главе приведены методы решения связанных задач динамики опор скольжения и системы их маслообеспечения. Показано существенное влияние на параметры неавтономных трибосопряжений поршневых и роторных машин гидравлических связей. Они рассмотрены на примере смазочной системы двигателя внутреннего сгорания, состоящей из источника давления (емкости с гидронасосом), потребителей (трибосопряжений, смазываемых под давлением) и связывающих их элементов (собственно гидросистемы с фильтрами, клапанами, радиаторами и другими составляющими).

Исследованию смазочной системы и ее элементов посвящены работы Г.А. Бабкина, М.А. Григорьева, Н.П. Мартынюка, Л.Н. Синельникова, В.И. Суркина, В.И. Токарева, Хааса, Холланда и других авторов.

В отличие от традиционных способов представления больших систем с помощью структурных схем использованный в диссертации метод теории энергетических цепей, разработанный для гидросистем в трудах И.И.Бажина, В.В. Берда, А.Н. Густомясова, В.А. Трудоношина, В.В. Чкалова и других исследователей, значительно облегчил построение математических моделей элементов системы, позволил учесть взаимное их влияние, упростил анализ режимов. Смазочная система представлялась в виде цепи, состоящей из параллельно и последовательно включенных и объединенных между собой через внешние узлы (полюсы) типовых компонент (сопротивлений, источников расхода, источников напора и др.).

В основе разработанного алгоритма решения связанной задачи расчета динамики опор скольжения с общим источником маслообеспечения лежит гидродинамический расчёт каждой из опор с учетом переменного давления подачи. Расчет производится для ряда фиксированных значений давления на входе в опору (p_1, \dots, p_5) и серии значений угла поворота коленчатого вала за цикл работы двигателя ($\alpha_1, \dots, \alpha_{72}$). По результатам расчета определялись зависимости:

$$Q_i = Q(p_i); h_i = h(p_i); N_i = N(p_i); T_i^0 = T(p_i), \quad (23)$$

которые затем аппроксимировались.

Здесь p_i – давление на входе i -й опоры; Q_i – расход смазочной жидкости, вытекающей через торцы опоры; h_i – минимальная толщина смазочного слоя в опоре; N_i – потери мощности на преодоление сопротивления движению шейки вала в подшипнике; T_i^0 – температура в смазочном слое опоры.

На основании аппроксимированных зависимостей формировались нелинейные макромоделли опор скольжения.

На следующем этапе в соответствии с гидравлической схемой трибосистемы и реальной ее компоновкой с помощью библиотеки типовых компонент и макромоделей формировалась полная гидравлическая схема системы. В результате ее

статического расчета выявляется полная картина распределения давлений и расходов во всех узловых точках системы.

Уточненные значения давлений на входах в опоры используются при повторном расчете и получении зависимостей (23). Процесс повторяется до полной сходимости.

При проектировании сложных систем, содержащих несколько десятков устройств, эффективным средством повышения скорости вычислений являются макромоделли. Макромодель описывает элемент смазочной системы (насос, клапан, фильтр, форсунка, опора скольжения, гидроаккумулятор и т.п.) относительно его внешних связей без детализации внутреннего состава. Совместно с С.Р.Сивриковой были разработаны основные макромоделли элементов смазочных систем двигателей внутреннего сгорания. Внешние характеристики элемента, являющиеся исходным материалом для разработки макромоделли, получены численным моделированием.

Разработанная методика расчета позволила решить задачи выбора параметров трибосопряжений и всей смазочной системы двигателей ЧН 13/14, ЧН 15/18, ЧН 15/20,5. Экспериментальная проверка, выполненная на двигателях Ч 12/12, Ч 13/14, ЧН 13/14, сравнение с результатами исследований других авторов подтвердили правильность теоретических положений.

Разработанный алгоритм особенно полезен при расчетах неустановившихся режимов работы двигателей. Исследования влияния режима разгона двигателя 6Ч 13/14 на выходные параметры опор скольжения коленчатого вала показали, что многие из них находятся в критической области. Особенно опасны первые циклы разгона. Они характеризуются очень малой минимальной толщиной смазочного слоя и значительным гидродинамическим давлением ($\inf h_{\min}$ примерно на 60% меньшей а $\sup P_{\max}$ почти в 2,5 раза больше, чем на номинальных режимах). Рассчитанные расходно-перепадные характеристики смазочной системы свидетельствуют, что в это время для наиболее отдаленных от масляного насоса трибосопряжений режим смазки становится близким к режиму "масляного голодания", под которым понимается снижение давления подачи масла ниже 0,03–0,05 МПа.

Одним из способов избежать такого снижения давления является применение в смазочной системе гидроаккумуляторов. Экспериментальные исследования, проведенные совместно с С.В. Потаповым на тракторном двигателе 4ЧН 13/14 в стендовых и полевых условиях показали, что при установке гидроаккумулятора на режимах пуска двигателя при температуре воздуха 20°С износы коренных шеек коленчатого вала снизились в 2,5... 2,8 раза.

В седьмой главе приведены результаты экспериментальных исследований, подтверждающие основные теоретические положения работы.

Экспериментальные исследования выполняли на одноцилиндровых установках и развернутых двигателях внутреннего сгорания. На двигателе 6Ч 13/14 совместно с И.Г.Рудичем, Э.Р.Рунгом исследовали динамику опор коленчатого вала на режимах разгона двигателя. Фиксировались индикаторная диаграмма, угловая скорость коленчатого вала, подъём иглы форсунки, траектория перемещения шеек

коленчатого вала. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показало их удовлетворительное качественное совпадение.

Исследования сопряжений «поршень-цилиндр» проводили совместно с А.П. Масловым. Эксперименты ставили на различных испытательных стендах для нескольких типов двигателей: ЧВН 15/16, ЧН 14,5/20,5, В2Ч 8,2/7,8. Исследования динамики поршня на смазочном слое в цилиндре двигателя ЧВН15/16 проводили на одноцилиндровой установке. Перемещения поршня измеряли тремя индуктивными датчиками: гидродинамическое давление – 12-ю мембранными преобразователями с тензорезисторами, размещенными на юбке поршня; температуру поверхностей трения – 24-мя хромель-копелевыми термопарами. В процессе испытаний контролировали и регистрировали: крутящий момент; частоту вращения коленчатого вала двигателя; расход топлива; температуру масла; температуру отработавших газов.

Сравнение расчетных и экспериментальных траекторий движения поршня выявило их хорошее качественное совпадение. Исследования теплового состояния показали, что зазор в районе юбки поршня в течение цикла работы двигателя изменяется незначительно. Даже для наиболее теплонапряженных цилиндров двигателей воздушного охлаждения типа ЧВН 15/16, В2Ч 8,2/7,8 изменение теплового зазора между юбкой поршня в верхней мертвой точке и цилиндром составило не более 10...12% от номинального зазора, рассчитанного по средней температуре цилиндра. Это обстоятельство позволило сделать принципиальный вывод о возможности решения задачи динамики поршня в изотермической постановке, то есть рассчитывать деформации сопряжения для заданного режима работы двигателя заранее.

Исследования параметров смазочной системы проводили совместно с С.В.Потаповым. Эксперименты ставили в стационарных и полевых условиях на двигателе 4ЧН 13/14.

Передвижной измерительный комплекс содержал как стандартные оборудование и приборы, так и специально изготовленные датчики, устройства и приспособления. Для измерения траектории 3-й коренной шейки в подшипнике использовали два индуктивных датчика, измерение давления в смазочном слое проводилось датчиками мембранного типа. В качестве датчиков температуры вкладышей и масла использовали хромель-копелевые термопары. Термопары использовали также для замера температуры масла в канале перед коренным подшипником и в поддоне картера. Расход смазки через коренные опоры измеряли жидкостным расходомером. Кроме того, давления в узловых точках смазочной системы (на выходе масляного насоса, на входе в узел турбокомпрессора, в главной масляной магистрали, на входе в коренные подшипники) измеряли мембранными датчиками и манометрами.

Для обеспечения прокачки масла на пусковых режимах работы двигателя в смазочную систему устанавливался гидроаккумулятор. Эксперименты, проводимые последовательно на различных скоростных и нагрузочных режимах при фиксированных значениях температуры масла после насоса, и подтвердили перспективность смазочной системы с гидроаккумулятором.

Сравнение результатов расчета расходно-перепадных характеристик и экспериментальных данных показало, что совпадение их при эксплуатационных температурах масла в картере вполне удовлетворительное (отличия не более 13%).

В восьмой главе приведены описание программных комплексов для решения задач автоматизированного проектирования сложнагруженных опор скольжения и трибосистем и примеры их практического использования.

Важнейшим средством повышения производительности труда при проектировании являются системы автоматизированного проектирования (САПР), объединяющие средства и методы автоматизации на всех стадиях проектных работ. Под руководством и при участии автора, в сотрудничестве с В.Н. Анисимовым, Н.В. Анисимовой, М.К. Ахтямовым, А.К. Бояршиновой, М.К. Ветровым, Е.А. Задорожной, Н.С. Маляром, В.Н. Прокопьевым, С.Р. Сивриковой, Н.А. Хозенюк разрабатывались подсистемы для проектирования сложнагруженных опор скольжения и смазочных систем САПР «Дизель» (головная организация – научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт тракторных и комбайновых двигателей – НИКТИД), «Типовая интегрированная система автоматизированного проектирования автомобильных двигателей «САПР АД» (головная организация – Заволжский моторный завод), АСУТП «Дизель» (головная организация – Челябинский тракторный завод).

Разработано специализированное программное обеспечение предназначенное для использования в процессе многоуровневого функционального проектирования ДВС (программные комплексы «ОРБИТА», «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ», «ОПТИП», «РОТОР», «СМАЗКА»).

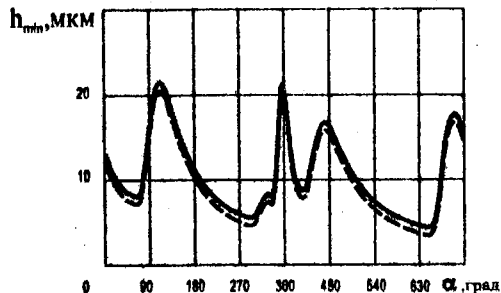
Практическое применение программных комплексов продемонстрировано на примере решения задач конструирования опор скольжения коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, разработки критериев оценки усталостной долговечности антифрикционного слоя вкладышей подшипников, оптимизации трибоспряжения «поршень–цилиндр», модернизации смазочных систем двигателей.

В качестве примера на рис. 3 показаны результаты решения связанной задачи динамики опор коленчатого вала и системы их смазки для двигателя ЧН 15/20,5. Рассчитаны параметры перспективной смазочной системы с полнопоточным фильтром, «Реготмас» вместо центрифуги и применением технологически более простой системы охлаждения поршней через форсунки от главной масляной магистрали вместо подачи смазки через сверления в шатуне. Результаты расчета показали, что расходно-перепадные характеристик системы и параметры нагруженности опор практически не изменились, однако приводная мощность масляного насоса уменьшается почти на 15%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

Разработанные методы и средства решения связанных задач динамики и смазки гидродинамических трибоспряжений учитывают их упругие и гидравлические связи, нелинейную податливость и нерегулярность формы поверхностей

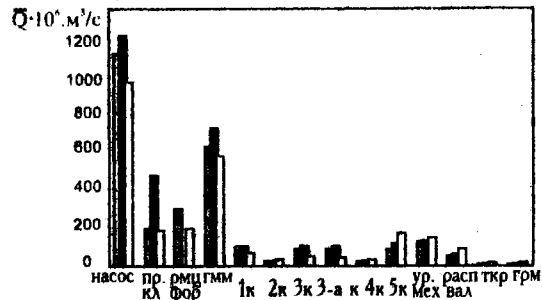
Минимальная толщина смазочного слоя в шатунной опоре



Расход смазки в шатунной опоре



Распределение расходов по элементам смазочной системы



Потери мощности



Рис.3. Снижение потерь в смазочной системе двигателя ЧН 15/20,5

трения и обеспечивают существенное сокращение времени и средств на проектирование и совершенствование конструкций сложнагруженных опор жидкостного трения поршневых и роторных машин. Основные результаты работы сводятся к следующим выводам.

1. Разработанные методы расчета поля гидродинамических давлений в слое смазки сложнагруженных опор различных типов с учетом реальной пространственной геометрии смазочного слоя, возникающей в результате технологических отклонений, износа, деформирования поверхностей трения, основаны на теории опоры «конечной» длины и многосеточных численных алгоритмах решения уравнения Рейнольдса, в том числе метод суммирования его частных решений. Это обеспечило многократное уменьшение трудоемкости расчетов и дало возможность, не прибегая к частным аналогам уравнения Рейнольдса, объединить задачи нелинейного анализа динамики сложнагруженных опор с задачами их смазки в трибосистеме, а также решить задачу оптимизации трибосопряжений.

2. Для интегрирования уравнений второго порядка с малым параметром при производной модифицирован метод, базирующийся на формулах дифференцирования назад (ФДН) и упрощенном способе вычисления якобиана при решении линеаризованной системы уравнений движения подвижных элементов опоры. Разработана модель кривошипно-шатунного механизма, учитывающая зависимость внешних нагрузок от зазоров в сопряжении «шейка вала-подшипник». Доказана возможность использования для решения задач динамики сложнагруженных опор скольжения двигателей внутреннего сгорания системы усеченных уравнений движения подвижных элементов системы (уравнений равновесия), что во многих случаях является решающим фактором, определяющим возможность проведение многовариантных расчетов сложнагруженных опор. Разработанный для решения уравнений равновесия метод, основанный на суммировании частных решений уравнения Рейнольдса, в сочетании с модифицированным методом ФДН сокращает по сравнению с обычным алгоритмом метода ФДН, время решения более чем в 2 раза.

3. Предложена методика многокритериальной оптимизации опор скольжения на основе Парето-оптимальных решений. С использованием методики и математической модели движения поршня на смазочном слое выполнены профили поверхности юбки поршня, разработана и запатентована перспективная нетрадиционная конструкция поршней двигателей внутреннего сгорания с асимметричным профилем направляющей части, существенно улучшающая выходные параметры сопряжения. Результаты сравнительных экспериментальных испытаний опытных поршней для двигателей ЧВН 15/16, ЧН 14,5/20,5, ЧН 8,2/7,8 показали возможность уменьшения монтажного зазора в 2...3 раза, расхода топлива на 1...2%, расхода масла на угар в 1,5...2 раза, механических потерь на 4...10%.

4. Решена задача совместного расчета коленчатого вала и его опор с учетом нелинейно-упругого смазочного слоя, смещений и перекосов подшипников и шеек вала, что позволило значительно точнее определять параметры нагруженности опор и усилия в элементах коленчатого вала. Показана возможность управления параметрами нагруженности опор за счет согласованного изменения их ли-

нейной и угловой податливости, смещений подшипников и шеек коленчатого вала от соосного расположения, изменения схемы расположения противовесов, порядка работы цилиндров, общей компоновки двигателя. Так, для двигателя ЧВН 15/16, увеличение диаметра коренных шеек вала до 120 мм повышает несущую способность опор на 15-20%. Рациональная схема размещения противовесов на коленчатом валу улучшает параметры нагруженности в среднем на 20-25%. Расчет предельно допустимых отклонений коренных подшипников и шеек вала от соосного расположения, позволил уточнить допуски на несоосности коренных подшипников и шеек коленчатого вала.

5. Разработана методика решения связанной задачи динамики опор скольжения и системы их смазки (маслообеспечения), основанная на итерационной процедуре последовательного расчета выходных параметров опор, определения расходов и давлений в узловых точках системы маслообеспечения с использованием элементов теории энергетических цепей. Методика позволяет более обоснованно выбирать схемы подвода смазки к опорам, производительность насоса, величину зазоров в сопряжениях. Так, для двигателя ЧН 15/20,5 показано, что применение схемы смазки с полнопоточным фильтром и охлаждением поршней через форсунки уменьшает приводную мощность масляного насоса почти на 15%. Рассчитана и обоснована перспективность смазочной системы двигателя, содержащая гидроаккумулятор. При испытаниях двигателя ЧН 13/14 с такой системой на режимах пуска при температуре 20°C износы шеек коленчатого вала снизились в 2,5...2,8 раза.

6. Точность и достоверность разработанных основных теоретических положений подтверждены комплексом экспериментальных исследований, включающих измерение траекторий движения шеек коленчатого вала в подшипниках, поршня на смазочном слое в цилиндре, гидродинамических давлений и температур в опорах, расходов и давлений в узловых точках смазочной системы двигателей внутреннего сгорания.

7. Созданы и зарегистрированы в РосАПО программные комплексы и пакеты прикладных программ "ОРБИТА", "ОРБИТА-ПОРШЕНЬ", "РОТОР", "ОПТИГ" и др. для анализа динамики и смазки сложнонагруженных опор скольжения. Использование их на ряде промышленных предприятиях и в исследовательских центрах для решения задач автоматизированного проектирования радиальных и поршневых опор обеспечивает повышение их ресурса, сокращает время и затраты на проектирование и доводку конструкций двигателей.

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Рождественский Ю.В., Рудич И.Г. Гидродинамические параметры опор при переменной угловой скорости вращения шипа// Сб.науч.тр.-Челябинск:ЧПИ, 1976. - N 179. -С.41-48.

2. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Ахтямов М.К. К расчету сложнонагруженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя// Сб.науч.тр. -Челябинск:ЧПИ, 1981. - N 268. -С.120-125.

3. Рождественский Ю.В. К разработке метода расчета усталостного разрушения антифрикционного слоя подшипников автомобильных двигателей// Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – С.42–56.

4. Рождественский Ю.В. К разработке САПР сложнагруженных опор скольжения// Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1988. – С.3–9.

5. Опыт доводки шатунных подшипников тракторных двигателей типа 8ЧВН 15/16/ Ю.В.Рождественский, М.К.Ахтямов., Б.К.Балюк., Л.Н.Фалеев// Двигателестроение–1988. –N 8. –С.51–53.

6. Пути повышения несущей способности коренных опор тракторного дизеля/ Б.К.Балюк., Ю.В.Рождественский, М.К.Ветров, Л.Н.Фалеев// Двигателестроение. –1989. –N 2. – С.47–48, 54.

7. РД 23.3.60-89. Методика гидродинамического и теплового расчета подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания/ А.Н. Гоц, В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др. – Владимир: НИКТИД. – 1989. – 75с.

8. Рождественский Ю.В., Несмеянова Е.А. Методы расчета коренных опор коленчатого вала поршневых машин //Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Темат. сб. науч. тр. –Челябинск: ЧПИ. 1990. – С.3–12.

9. Рождественский Ю.В. Оптимизация профиля юбки поршня двигателя внутреннего сгорания. –Челябинск: ЧГТУ, 1994.–19с.– Деп. в НИИЭУАВГО-ПРОМ 07.09.94, N 9 – ап.94.

10. Пакет прикладных программ "ОРБИТА". Версия 3.4./ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Н. Анисимов и др// Зарег. в реестре программ для ЭВМ в РосАПО N 940513 от 16.12.94.

11. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В. Моделирование сложнагруженных грибообразных поршневых и роторных машин// Динамика, прочность и виброустойчивость машин (Междун. журнал на электрон. носителях). –1995. – N 1. – С.29–32

12. Пакет прикладных программ «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ». Версия 1.0./ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная и др// Зарег. в Реестре программ для ЭВМ в РосАПО N 950326 от 19.09.95.

13. Рождественский Ю.В. Программа оптимизации профиля направляющей части поршня "ОПТИП". Версия 1.1. Зарег. в Реестре программ для ЭВМ РосАПО N 960053 от 15.02.96.

14. Патент РФ. № 2095603.- Трибосопряжение поршень-цилиндр двигателя внутреннего сгорания. Заявл. от 08.08.95., Опубл. 10.11.97/ Бюлл. № 31., С1 6F 02 F3/00 (авторы Рождественский Ю.В., Маслов А.П.)

15. Рождественский Ю.В., Маслов А.П. Методика анализа динамики поршня// Автомобильная техника. Силовые установки: Сб. науч. тр» – Челябинск: ЧВВАИУ.– Вып.6. – 1996. –С.103–113.

16. Рождественский Ю.В. Динамика профилированного поршня в цилиндре автомобильного двигателя// Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С.3–11.

17. Prokopiev V.N., Rojdestvensky J.V., Sivrikova S.R. The calculation of multielements tribotechnical system of piston and rotor machines // 2nd Inter.conf. on tribol. "Balkantrib-96" Proc. Aristoteles Univ.- Greece, Thessaloniki, 1996. – P.478–484.

18. Рождественский Ю.В., Сиврикова С.Р., Хозенюк Н.А. Исследование параметров опор скольжения, влияющих на работоспособность смазочной системы // Динамика, прочность и износостойкость машин (Междун. журнал на электрон. носителях). – 1996. – N 2. – С.75–78.

19. Рождественский Ю.В., Хозенюк Н.А. Решение задачи УГД смазки для сложнонагруженных опор жидкостного трения// Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С.11–24.

20. Рождественский Ю.В. Моделирование упругоподатливых гидродинамических трибосопражений поршневых и роторных машин// Славянтрибо-4. Трибология и технология: Материалы межд. науч.-практ. симпозиума. Кн.3., РГАТА-МФ СЕЗАМУ. – Рыбинск, 1997. – С.69–72.

21. Prokopiev V.N., Rojdestvensky J.V., Sivrikova S.R. Method for calculating multisupport crankshaft tribosystem of internal combustion engines// Abstracts of pap. Worlds Tribology Congress.- UK, London, I Mech. E. – 1997. – P.759.

22. Прокопьев В.Н., Караваев В.Г., Рождественский Ю.В. Применение безынерционных моделей в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания// Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. – 1998. – N 1. – С.43–47.

23. Программа гидродинамического расчета опор скольжения тяжело нагруженных роторов "РОТОР". Версия 1.0. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная и др. // Зарег. в Реестре программ для ЭВМ РосАПО N 980414 от 07.07.98.

24. Рождественский Ю.В. Совершенствование трибоанализа опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания// Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Темат. сб. науч. трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С.45–50.

25. Рождественский Ю.В., Сиврикова С.Р., Потапов С.В. Моделирование и анализ смазочной системы дизеля Д-440// Вестник ЧГАУ. – 1999. – Т.23. – С.18–24.

26. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Ширококов Н.В. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания// Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. – 1999. – N 2. – С.23–27.

27. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Ширококов Н.В. Повышение эффективности алгоритмов расчета выходных параметров сложнонагруженных опор скольжения двигателей транспортных машин// Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. – 1999. – N 2. – С.28–32.

Рождественский Юрий Владимирович

**СВЯЗАННЫЕ ЗАДАЧИ ДИНАМИКИ И СМАЗКИ
СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ**

Специальности: 01.02.06 – «Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры»,
05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 23.08.99. Формат
60×84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 2.
Тираж 100 экз. Заказ 240/338.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.