

X702



На правах рукописи

Хозенюк Надежда Александровна

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
РАСЧЕТА СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
ПОРШНЕВЫХ МАШИН**

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

**Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук**

Челябинск – 2009

[Stamp]

Работа выполнена в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» при кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета.

Научные руководители: доктор технических наук, профессор
Прокопьев Валерий Никифорович
доктор технических наук, профессор
Рождественский Юрий Владимирович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Дадаев Сергей Григорьевич,
кандидат технических наук
Языков Анатолий Евгеньевич

Ведущее предприятие: ГСКБ «Трансдизель»

Защита диссертации состоится «23» декабря 2009 года в 13:00 часов на заседании специализированного диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10 этаж гл. корп.).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЮУрГУ.

Отзыв на реферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять на имя ученого секретаря по адресу: 454080, г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый Совет.

Автореферат разослан « » _____ 2009 г.

Учёный секретарь специализированного диссертационного совета Д 212.298.09,
доктор технических наук, профессор

Е.А. Лазарев

Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Проблемы повышения ресурса машин и механизмов главным образом определяются проблемой надежности узлов трения. Одними из наиболее распространенных узлов трения являются гидродинамические трибосопряжения (ТС). Многие из них работают в тяжелых условиях, нагруженные силами, переменными по величине и направлению, подвергаются значительным деформациям. К ним в первую очередь относятся подшипники скольжения поршневых и роторных машин, кривошипных прессов. Повышение надежности подшипников скольжения неразрывно связано с совершенствованием их конструкции, требует разработки более точных методов расчета и проектирования.

Большой вклад в разработку методов расчета подшипников скольжения внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: Бургвиц А.Г., Дадаев С.Г., Завьялов Г.А., Захаров С.М., Изотов А.Д., Коднир Д.С., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Полецкий А.Т., Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Букер, Генка, Френ, Патанкар, Бонеа и др.

Стремление конструкторов снизить металлоемкость деталей машин, ведущее к ослаблению их жесткости, возросшие нагрузки привели к пониманию необходимости учета конструкционной упругости подшипников при проектировании и оценке качества трибосопряжений.

Изменения геометрии элементов подшипников приводят к изменению характера процессов смазки, гидромеханических параметров и поддерживающих сил трибосопряжений. Такие подшипники принято называть упругоподатливыми (УП), а режим их смазки – упругогидродинамическим (УГД). Проблемы разработки и совершенствования методов расчета УП трибосопряжений в наиболее концентрированном виде проявляются на примере шатунных подшипников кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) поршневых машин. Высокий уровень нагрузок, передаваемых от цилиндра-поршневой группы и существенные величины их градиентов; особенности кинематики КШМ, обуславливающие значительный вклад инерционных сил; стремление максимально снизить массу подвижных элементов КШМ, что вызывает снижение жесткости подшипника (кривошипной головки шатуна); неравномерное нестационарное тепловое поле и связанные с этим термоупругие перемещения поверхностей трения трибосопряжения – таковы основные значимые факторы, учет которых актуален при разработке методов УГД расчета

шатунных подшипников. Кроме того, эти подшипники являются сложнонагруженными подшипниками жидкостного трения (СПЖТ), т.е. нагруженными силами, переменными по величине и направлению.

Решение задачи смазки УП СПЖТ, по сравнению с «абсолютно жесткими», затрудняется наличием нестационарного поля деформаций подшипника, вызывающего динамическое изменение зазора между поверхностями трения. Как известно, нерегулярное изменение геометрии смазочного слоя приводит к нарушению сплошности последнего и возникновению так называемых областей кавитации, в которых основное уравнение динамики для тонкого смазочного слоя (уравнение Рейнольдса) не справедливо. С этих позиций, разработка для решения УГД задачи смазки физически обоснованных методов наиболее точного определения положения границ несущих областей смазочного слоя является необходимым условием для расчёта УП подшипников. Наиболее реальные из них строятся на основе так называемого алгоритма сохранения массы.

С учетом вышесказанного, задача совершенствования метода расчета упругоподатливых сложнонагруженных подшипников скольжения представляется актуальной.

Работа выполнена в рамках Комплексной программы фундаментальных исследований УрО РАН на 1995–2005 гг. (раздел 2 – «Машиностроение», направление 2.4 – «Трибология в машиностроении»); Комплексной программы фундаментальных исследований проблем машиностроения, механики и процессов управления «Машиностроение и технология» УрО РАН на 2006–2008 гг.; при финансовой поддержке Министерства образования РФ (грант ТОО–6.1–1967) в 2002 г; аналитической ведомственной целевой программы Министерства образования РФ «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285); в рамках Федеральной целевой программы Министерства образования РФ «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 год» (код проекта П503); при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований: проект 04-01-96088 на 2004–2006 гг. и проект 07-08-00554 на 2005–2009 гг.

Цель исследования: совершенствование метода расчета упругоподатливых сложнонагруженных подшипников скольжения на основе алгоритма сохранения массы, обеспечивающего учет факторов, существенно влияющих на работоспо-

способность гидродинамических узлов трения поршневых машин.

Задачи, решение которых необходимо для достижения цели исследования, сформулированы следующим образом.

1. Разработать математическую модель смазочного слоя, учитывающую закон сохранения массы на границах областей его разрыва и восстановления, конструкционную податливость подшипника и схемы подачи смазочного материала.

2. Уточнить и обосновать схему определения изменения зазора в упругоподатливых сложнагруженных подшипниках жидкостного трения при действии поверхностных и объемных нагрузок и тепловом расширении.

3. Создать алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки, предусматривающий конечноэлементное представление конструкции упругого подшипника (шатуна) и конечноразностные аппроксимации уравнения Эйлера для гидродинамических давлений с учетом тепловых деформаций.

4. Разработать алгоритм оптимизации упругоподатливых трибосопряжений, в котором в качестве варьируемых параметров могут использоваться не только геометрические характеристики трибосопряжений, но и массово-геометрические и упругие свойства конструкции шатуна.

5. Оценить влияние применения разработанного метода на гидромеханические характеристики шатунных подшипников различной жесткости и нагруженности двигателей ЧН 21/21, ЧН 13/15, ЧН 12/12.

Объекты исследования. Процессы в смазочном слое, разделяющем упругие поверхности подшипника.

Предмет исследования. Взаимосвязь упругих и гидродинамических процессов в УП СПЖТ.

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, теории упругости. Численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, решения систем «жестких» дифференциальных уравнений; метод многокритериальной оптимизации.

Научная новизна

1. Разработана математическая модель смазочного слоя, разделяющего упругоподатливые поверхности трения, учитывающая закон сохранения массы смазки на границах областей разрыва и восстановления, конструкционную упругость подшипника и схемы подачи смазочного материала.

2. Уточнена и обоснована схема определения изменения зазора упругоподатливых сложнонагруженных подшипников жидкостного трения при действии поверхностных и объемных нагрузок и тепловом расширении.

3. Создан алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки, предусматривающий конечноэлементное представление конструкции упругоподатливого подшипника (шатуна) и конечноразностные аппроксимации уравнения Эброда для гидродинамических давлений в смазочном слое с учетом гидродинамических, инерционных и тепловых деформаций подшипника.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными результатами.

Практическая значимость

1. Создано программное обеспечение, позволяющее оценить совместное влияние упругих свойств конструкции подшипника и других конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на гидромеханические характеристики шатунных подшипников поршневых машин.

2. Разработан алгоритм оптимизации упругоподатливых трибосопряжений, в котором в качестве варьируемых параметров используются не только геометрические характеристики трибосопряжений, но и массово-геометрические и упругие свойства конструкции шатуна.

3. Выполнена оценка влияния упругих свойств подшипника и метода определения положения несущей области смазочного слоя на гидромеханические характеристики шатунных подшипников различной жесткости и нагруженности двигателей ЧН 21/21, ЧН 13/15, ЧН 12/12.

Реализация. Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипниковых узлов в ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск, а также в учебном процессе при подготовке инженеров на автотракторном факультете ЮУрГУ. Некоторые методы используются в разработанных при участии автора и зарегистрированных в Реестре программ для ЭВМ: пакетах прикладных программ «Упругость» (Версия 1.0) и «Упругость-II», предназначенных для УГД расчета шатунных подшипников коленчатого вала дви-

гателей внутреннего сгорания (ДВС); программе оптимизации юбки поршня «Поршень-оптимум»; комплексах программ анализа динамики и гидромеханических характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов поршневых машин «Подшипники скольжения многоопорных валов» и быстроходных роторов турбокомпрессоров «Гибкий ротор»; программе гидродинамического и теплового расчета сложнагруженных опор скольжения «ТЕМПО»; комплексах программ анализа динамики трибосопряжений «поршень-цилиндр», «Орбита-поршень», «Орбита-поршень-2», «Орбита-поршень 3»; пакете прикладных программ анализа работоспособности сложнагруженных трибосопряжений поршневых машин «Орбита»; программе гидродинамического расчета характеристик смазочного слоя опор скольжения «Рейно».

Апробация. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на международном научно-практическом симпозиуме СЛАВЯНТРИБО-3 «Трибология и транспорт» (Рыбинск, 1995 г.); на третьей международной научно-технической конференции “Динамика систем, механизмов и машин” (Омск, 1999 г.), на международной конференции «Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте» (Самара, 1999 г.); на Международной научно-технической конференции, посвященной памяти генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н.Д.Кузнецова (Самара, 2001 г.); на Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения» (Челябинск, 2003 г.), на съездах XXII и XXIV Российской школы по проблемам науки и технологий (Миасс, 2002 г., 2004 г.), на научно-технической конференции, проводимой в Челябинском Государственном агроинженерном университете (Челябинск, 2004 г.), международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г.Самара, 2009 г.), на всемирном трибологическом конгрессе World Tribology Congress-2009 (Kyoto, Japan, 2009 г.), а также на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (1992 – 2009 гг.),

Публикации. По теме диссертации опубликовано 30 научных работ, включая 10 статей в научных сборниках, в том числе в сборниках, рекомендованных ВАК РФ – 2 статьи, 9 тезисов докладов и получено 11 свидетельств об официальной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти

глав, заключения и приложения, изложена на 160 страницах машинописного текста, включая 34 иллюстрации, 14 таблиц, 70 формул и список литературы, содержащий 177 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится обоснование актуальности темы, сформулированы цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации и реализации, структуре диссертации.

В первой главе на основе выполненного обора литературных источников проанализированы основные подходы и методы решения УГД задачи смазки СПЖТ. Показано, что в строгой постановке ее решение опирается на четыре связанные подзадачи: гидродинамическую, упругую, тепловую и динамическую.

Определение поля гидродинамических давлений и области его формирования при известном зазоре (положении центра шипа и упругих перемещениях поверхности трения) является предметом гидродинамической части УГД задачи смазки подшипников скольжения.

Показано, что решение УГД задачи смазки чаще всего основывается на решении уравнения Рейнольдса относительно функции безразмерных гидродинамических давлений $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}) \quad (1)$$

при граничных условиях Свифта-Штибера (СШ), записанных в виде следующих ограничений на функцию $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \quad \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \quad (2)$$

Здесь \bar{h} , $\bar{\rho}$, $\bar{\mu}_3$, \bar{p} , a – безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазки, гидродинамическое давление, ширина подшипника; φ , \bar{z} – координаты по углу и ширине подшипника; \bar{p}_a – безразмерное значение атмосферного давления; $\bar{\omega}$ – безразмерное значение относительной угловой скорости шипа; τ – безразмерное время.

Поле гидродинамических давлений, полученное решением уравнения (1) при граничных условиях (2) не удовлетворяет условию неразрывности течения смазки, поскольку количество жидкости, покидающей активную область смазочного слоя

на границе разрыва $\varphi_{раз}$, оказывается не равным количеству жидкости, втекающей в активную область на границе восстановления $\varphi_{вос}$. Аналогичным недостатком обладает алгоритм Мерти, построенный на основе принципа вариационных неравенств для решения уравнения Рейнольдса методом конечных элементов (КЭ).

Альтернативой условиям СШ при решении задач с «абсолютно жестким» подшипником являются граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО):

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) &= 0; & \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \\ \bar{p}(\varphi_{раз}, \bar{z}) &= \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}(\varphi_{раз}, \bar{z}) = 0; & \bar{p}(\varphi_{вос}, \bar{z}) &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

реализация которых при решении обобщенного уравнения Элрода

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta). \quad (4)$$

относительно функции степени заполнения зазора $\theta(\varphi, z)$ обеспечивает выполнение условия неразрывности. Здесь $\bar{\beta}$ – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки.

Целесообразность определения гидродинамических давлений на основе уравнения Элрода при граничных условиях ЯФО в рамках решения УГД задачи смазки определяется следующим. Учет упругих свойств корпуса реального подшипника приводит к нерегулярному изменению геометрии смазочного слоя: его локальному увеличению или уменьшению, и, как следствие, разрыву слоя смазки, условия реализации которого не могут быть точно описаны граничными условиями типа СШ для уравнения Рейнольдса.

Алгоритмы, с помощью которых решается уравнение (4) при граничных условиях ЯФО, носят название «алгоритмов сохранения массы».

Безразмерная толщина смазочного слоя УП подшипника, входящая в уравнение (4), определяется выражением:

$$\bar{h}(\varphi, \tau, \bar{p}, T) = \bar{h}_{rig}(\varphi, \tau) + \bar{W}(\varphi, \bar{p}, \tau, T), \quad (5)$$

где $\bar{h}_{rig}(\varphi, \tau)$ – безразмерная толщина смазочного слоя в «абсолютно жестком» подшипнике; $\bar{W}(\varphi, \bar{p}, \tau, T)$ – безразмерные упругие перемещения поверхности вкладыша от действующих нагрузок; T – тепловые поля шипа и подшипника.

Определение «упругих» изменений зазора от известных гидродинамических давлений и других внешних воздействий является предметом «упругой» подзадачи УГД анализа подшипников скольжения. Ее содержание полностью определяется особенностями выбранного объекта исследований.

В настоящее время доказано, что при УГД расчете изменения зазора от упругих деформаций корпуса шатунного подшипника, вызванных силами инерции, а также его тепловым состоянием, соизмеримы с влиянием гидродинамических давлений.

Цель тепловой подзадачи состоит в определении теплового состояния элементов ТС: смазочного слоя, подшипника и шипа. Температура смазочного слоя влияет не только на вязкость смазки, но также и на термоупругие перемещения поверхностей трения шипа и подшипника, определяющие зазор в трибосопряжении.

Во многих работах утверждается, что при решении УГД задачи смазки теплонапряженность подшипника допустимо оценивать решением уравнения теплового баланса, отражающего равенство количеств теплоты за цикл работы двигателя, выделенной в смазочном слое A_N^* и отведенной со смазкой A_Q^* .

Динамическая подзадача заключается в численном интегрировании уравнений движения шипа СПДЖТ, в результате решения котор определяются значения гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипника.

На основе выполненного обзора литературных источников поставлены задачи исследования.

Во второй главе приведены основные математические соотношения, предложенные автором для моделирования динамики сложнагруженных подшипников жидкостного трения, работающих преимущественно в режиме упругогидродинамической смазки, включающие четыре уравнения. Первое – уравнение Элрода для УП СПДЖТ – представлено в модифицированном виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}} \frac{\partial}{\partial z} (g\Phi) \right] = \\ = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \tau} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{если } \theta \geq 1 \\ 0, & \text{если } \theta < 1 \end{cases}$ – функция переключения.

Функция $\Phi(\varphi, z)$ связана со степенью заполнения $\theta(\varphi, z)$, определяющей массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объема зазора между цапфой и вкладышем, соотношением $\theta = 1 + (1 - g) \cdot \Phi$. В области давлений: $\Phi \geq 0$, $g = 1$, $\theta = 1$, а $\Phi = \bar{p}$, где \bar{p} – безразмерное гидродинамическое давление. В области кавитации: $\Phi < 0$, $g = 0$, $\theta = 1 + \Phi$.

Показано, что для «абсолютно жестких» подшипников использование уравнения (6) вместо (4) позволяет получить устойчивую численную схему для определения величин давлений и функции степени заполнения зазора.

Второе соотношение записано в системе координат смазочного слоя и служит для определения перемещений поверхности трения кривошипной головки шатуна от поверхностных (гидродинамических) f_p , объемных (инерционных) F_{in} сил и теплового расширения

$$\bar{W}(\varphi, \bar{p}, \tau, T) = \bar{W}_p(\varphi, \bar{p}) + \bar{W}_{in}(\varphi, \tau) + \bar{W}_T(\varphi, \tau, T) - \bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, \tau), \quad (7)$$

где $\bar{W}_p(\varphi, \bar{p})$, $\bar{W}_{in}(\varphi, \tau)$, $\bar{W}_T(\varphi, \tau, T)$ – перемещения от гидродинамических давлений, сил инерции и теплового воздействия, определяемые на основе метода КЭ; $\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, \tau)$ – смещения системы координат, в которой рассматриваются процессы

в смазочном слое.

Учет особенностей динамики кривошипно-шатунного механизма позволил представить перемещения $\{W_{in}\} = \{W_{in}^X, W_{in}^Y\}$ суперпозицией четырех упругих решений

$$\begin{aligned} W_{in}^X &= \tilde{W}_{1X}^X \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + \\ &+ \tilde{W}_{1Y}^X \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + \tilde{W}_2^X \omega_2^2 + \tilde{W}_3^X \varepsilon_2; \\ W_{in}^Y &= \tilde{W}_{1Y}^Y \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + \\ &+ \tilde{W}_{1X}^Y \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + \tilde{W}_2^Y \omega_2^2 - \tilde{W}_3^Y \varepsilon_2. \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь \tilde{W}_{1X}^X , \tilde{W}_{1Y}^Y , \tilde{W}_{1Y}^X , \tilde{W}_{1X}^Y – базовые перемещения в направлении осей X, Y (рис. 1) от проекций $\{f_{li}^X\}$ и $\{f_{li}^Y\}$, соответственно, $\{f_{li}^X\} = \{f_{li}^Y\} = \{m_i\}$;

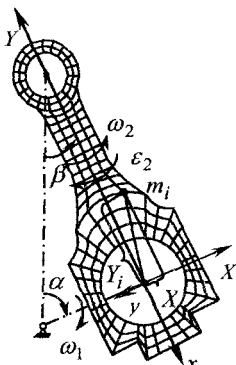


Рис. 1. К определению перемещений от инерционных нагрузок

$\tilde{W}_2^X, \tilde{W}_2^Y$ – базовые перемещения при одновременном приложении сил $\{f_{2i}\} = \{m_i X_i\}$ по оси X и $\{f_{3i}\} = \{m_i Y_i\}$ по оси Y ; $\tilde{W}_3^X, \tilde{W}_3^Y$ – базовые перемещения при одновременном приложении сил $\{f_{3i}\}$ по оси X и $\{f_{2i}\}$ по оси Y .

Использование зависимости (8) позволило рассчитывать перемещения от сил инерции для любого момента времени непосредственно, так как они определялись через базовые перемещения, которые не зависят от времени и режима работы двигателя и получены при помощи метода КЭ для каждой конструкции заранее. Это позволило существенно уменьшить время решения задачи УГД смазки за счет отказа от многократного использования громоздкой матрицы податливости шатуна.

Перемещения $\bar{W}_7(\varphi, \tau, T)$ определялись при помощи метода КЭ в среде Ansys v. 11 как разница между перемещениями поверхности трения шатунного подшипника и шипа. Тепловые деформации шатуна вычислялись на основе стационарного поля температур, шип рассматривался как изотермический элемент.

Перемещения $\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, \tau)$ учитывают возможные смещения системы координат, в которой рассматриваются процессы в смазочном слое и вычисляется функция зазора $\bar{h}(\varphi, \tau, \bar{p}, T)$. Величина $\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, \tau)$ определяется условиями закрепления КЭ модели шатуна. При прочностных расчетах обычно используются различного вида условия на перемещения узлов КЭ сетки на поверхности трения поршневой и кривошипной головок шатуна. В рамках рассматриваемой задачи такой подход неприемлем, т.к. перемещения узлов самой поверхности трения являются искомыми величинами. Показано, что при варьировании места закрепления имеется область (в районе поршневой головки), изменение положения закрепления в пределах которой не влечет за собой искажение формы поверхности трения кривошипной головки шатуна. Однако при таком закреплении модели, смещения системы координат $\bar{W}_0(\varphi, \bar{p}, \tau)$ значительны, особенно от инерционных составляющих нагрузок, имеющих существенную величину проекции на ось, перпендикулярную оси шатуна. Упругое поведение кривошипной головки представлялось суперпозицией двух состояний: изгиба стержня шатуна при условно «абсолютно жесткой» кривошипной головке и деформированного состояния кривошипной головки шатуна, определенного относительно ее «абсолютно жесткого» положения. Изгиб стержня ша-

туна позволил определить смещение системы координат $W_0(\varphi, \bar{p}, \tau)$, в которой рассмотрены процессы в смазочном слое.

Третье соотношение, предназначенное для оценки теплонапряженности ТС, записано в форме уравнения теплового баланса в смазочном слое $A_N^* = A_Q^*$ с учетом теплоотвода в шип и подшипник. Для оценки последних использованы приближенные соотношения, предложенные Лундом.

Четвертый элемент – уравнения движения центра шипа на смазочном слое – записаны в виде

$$m\ddot{\bar{U}} = \sum \bar{F} + \bar{R}, \quad (9)$$

где \bar{F} – внешние силы, действующие на шип шатунного подшипника;

$$|\bar{R}| = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega^-} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \begin{bmatrix} \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z} - \text{вектор сил гидродинамических давлений,}$$

$\Omega^- = \Omega - \Omega_\Gamma$ – несущая область смазочного слоя Ω , не занятая источниками смазки Ω_Γ ; $\bar{U} = (x, y)$, $\ddot{\bar{U}} = (\ddot{x}, \ddot{y})$ – вектор координат и ускорений центра шипа.

Применительно к задаче расчёта ГМХ шатунного подшипника система уравнений движения шипа на смазочном слое является к «жесткой» и для её решения использованы специальные методы.

Таким образом, определены четыре подсистемы уравнений, совместное решение которых позволило определить мгновенные и среднеинтегральные значения ГМХ ТС, на основе которых возможна оценка работоспособности УП узлов трения с жидкостной смазкой.

В третьей главе предложена общая схема решения УГД задачи смазки подшипников скольжения, основанная на алгоритме сохранения массы, а также рассмотрены алгоритмы решения выделенных подзадач.

Алгоритм решения гидродинамической подзадачи основан на консервативной конечно-разностной (КР) аппроксимации модифицированного уравнения Элрода, показавшей свою эффективность для ТС с жестким корпусом и неидеальной формой шипа и подшипника. Система сеточных уравнений решалась точечным итерационным методом Зейделя при обходе узлов по строкам. На каждой итерации сразу после расчёта в точке ij значений $\Phi^{hd\delta}$ корректировались величины g : ес-

ли $\Phi^{нов} \geq 0$, то $g^{нов} = 0$, если $\Phi < 0$, то $g^{нов} = 1$. Затем выполнялись релаксационные процедуры:

$$\Phi_{ij} = \tilde{\alpha}\Phi_{ij}^{нов} + (1 - \tilde{\alpha})\Phi_{ij}^{s-1}, \quad g_{ij} = \tilde{\beta}g_{ij}^{нов} + (1 - \tilde{\beta})g_{ij}^{s-1}; \quad \tilde{\alpha} = 0,2, \quad \tilde{\beta} = 0,01. \quad (10)$$

После достижения сходимости осуществлялся переход в следующую $(n + 1)$ -ю точку временной оси τ .

Стыковка упругой и гидродинамической подзадач осуществлена при помощи итерационной процедуры с релаксацией по перемещениям. Переход к следующему моменту времени выполнялся численным анализом системы уравнений движения с использованием алгоритма решения жестких дифференциальных уравнений, основанном на формулах дифференцирования назад. Использована процедура выбора временного шага, предложенная Фаулером. По окончании каждого временного шага вычислялись мгновенные значения ГМХ: минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(\tau)$, максимального гидродинамического давления $P_{\max}(\tau)$, расхода смазки через торцы подшипника $Q_T(\tau)$ и потерь мощности на трение в смазочном слое $N(\tau)$. По окончании цикла нагружения вычислялись среднеинтегральные значения указанных выше ГМХ (\dot{h}_{\min}^* , p_{\max}^* , Q_T^* , N^*) и экстремальные значения минимальной толщины смазочного слоя $\inf h_{\min}$ и максимального гидродинамического давления $\sup p_{\max}$.

Температура смазочного слоя корректировалась решением уравнения теплового баланса за цикл нагружения. Сходимость оценивалась с точностью 1°C . Температурная характеристика смазочного материала аппроксимирована двух константной зависимостью Фогеля. Зависимость вязкости от давления не учитывалась.

Вклад термоупругих перемещений в изменение зазора УП СПЖТ оценивался методом конечных элементов на основе стационарного теплового поля. Среднеинтегральная температура смазочного слоя «абсолютно жесткого» подшипника использовалась в качестве граничного условия, заданного для всех узлов поверхности трения кривошипной головки шатуна. Граничные условия на наружной поверхности шатуна и внутренней поверхности поршневой головки задавались в зависимости от условий работы и типа поршневой машины. Общая схема алгоритма решения УГД задачи смазки СПЖТ представлена на рис. 2.

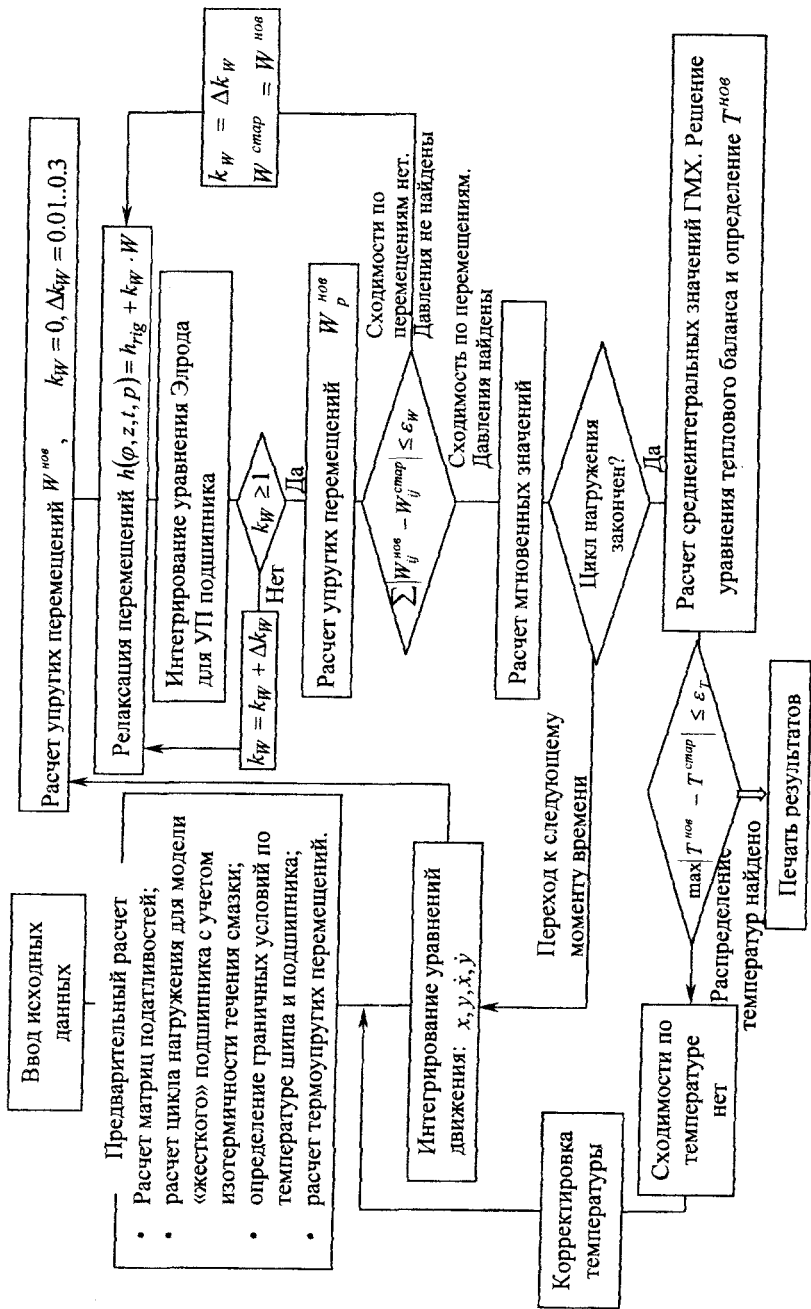


Рис. 2. Общая схема упругогидродинамического расчета подшипников скольжения

На основе алгоритма создан и зарегистрирован в Реестре программ для ЭВМ программный пакет «Упругость-II».

Выполнены тестовые расчеты ГМХ шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКIII с кольцевой канавкой, признанного эталонным в международной практике расчетов в данной области. Сравнение результатов тестовых расчетов с экспериментальными данными, представленное в таблице и на рис. 3, показывает их хорошее качественное и количественное соответствие. Отличие по величине минимальной за цикл толщины смазочного слоя и максимального давления не превышают 3%. Сравнение с результатами, опубликованными другими авторами (см. таблицу), также свидетельствует об удовлетворительном соответствии.

Сравнение гидромеханических характеристик шатунного подшипника с кольцевой канавкой двигателя внутреннего сгорания Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКIII

Источник информации	$\inf h_{\min}$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	h^*_{\min} , мкм	p^*_{\max} , МПа	N^* , Вт	$Q_T^* \times 10^6$, см ³ /с
Результаты, полученные автором						
УП подшипник, граничные условия ЯФО	3,31	33,05	10,04	19,08	1572	115,0
Экспериментальные результаты						
Эксперимент ¹	3,30	30,00	–	–	–	–
Эксперимент ²	3,33	32,50	–	–	–	–
Результаты расчетов других авторов						
Жесткий подшипник, граничные условия ЯФО ³	4,30	34,4	–	–	–	–
УП подшипник, граничные условия Мерти ⁴	3,64	31,22	–	–	–	–
УП подшипник ⁵	3,38	33,92	10,54	18,95	–	102,0
УП подшипник, одномерный кавитационный алгоритм ⁶	3,15	35,22	9,87	20,11	1500	–

Примечание: в таблице обозначены экспериментальные результаты, представленные:

¹ – фирмой “Glacier Co. Ltd” (1973 г.) на работающем двигателе;

² – Myuhg-Rae Cho (1999 г.);

результаты расчетных исследований, выполненных:

³ – Гариловым К.В. (2006 г.);

⁴ – Маккивор, Френн (1990 г.);

⁵ – Abdallah A. Elsharkawy G. (2000 г.) с учетом термоупругих перемещений;

⁶ – S. Piffeteau, D. Souchet, D. Bonneau (2000 г.)

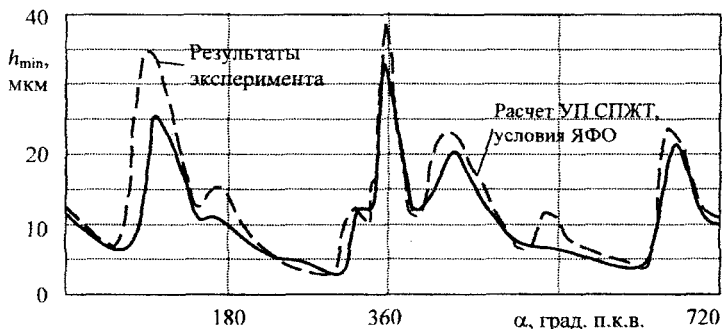


Рис. 3. Сравнение значений минимальной толщины смазочного слоя для шатунного подшипника с кольцевой канавкой двигателя Ruston & Hornsby 6 VEB-X МКШ

В четвертой главе приведены результаты расчетов гидромеханических характеристик шатунных подшипников двигателей ЧН 21/21, ЧН 13/15, ЧН 12/12 в рамках решения УГД задачи смазки, основанном на уравнениях Рейнольдса с граничными условиями СШ и Элрода с граничными условиями ЯФО. Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 4.

Сравнение ГМХ показало, что метод, основанный на граничных условиях

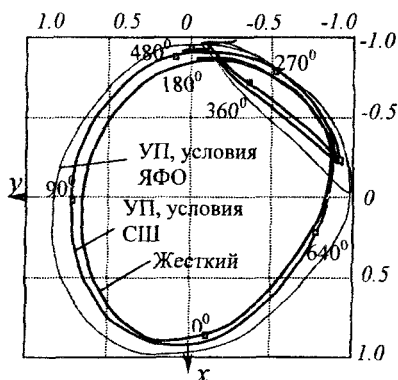


Рис. 4. Траектория движения центра шипа шатунного подшипника двигателя ЧН 21/21

ЯФО, по сравнению с условиями СШ, прогнозирует более низкие значения h_{min}^* (на 6...40%) и высокие значения P_{max}^* (на 3...17%) для подшипников различной нагруженности и жесткости, что лучше соответствует результатам, наблюдаемым в экспериментах. Расчеты проведены с учетом источников для подачи смазочного материала, выполненных на поверхностях шатунных шеек и вкладышей.

Учет упругих свойств подшипника приводит к снижению среднеинтегральных

величин минимальной толщины смазочного слоя h_{min}^* от 15% (ЧН 21/21) до 43% (ЧН 12/12) и максимального гидродинамического давления P_{max}^* от 20% (ЧН 21/21) до 36% (ЧН 13/15), увеличению потерь мощность на трение в слое на 10...14% и увеличению среднеинтегральных значений торцево-

го расхода до 20%. Такие изменения величин ГМХ свидетельствуют о необходимости учета конструкционной упругости СПДЖТ.

Для двигателя ЧН 21/21 выполнена оценка влияния термоупругих перемещений на ГМХ УП шатунного подшипника. Максимальное изменение (увеличение) зазора шатунного подшипника, вызванное тепловыми расширениями шипа и подшипника, составило около 20% от номинального зазора сопряжения, а соответствующие снижение величины $\inf h_{\min}$ – 7%. Слабое влияние тепловых деформаций шипа и подшипника связано, по-видимому, с малой неравномерностью теплового поля шатуна и близкой к нему температурой шатунной шейки вала.

Для шатунных подшипников различной жесткости и нагруженности выполнена оценка влияния места расположения закрепления КЭ модели шатуна на деформированную форму поверхности трения кривошипной головки.

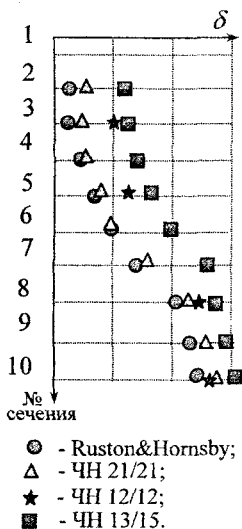


Рис. 5. К обоснованию расположения закрепления КЭ модели при решении задач УГД смазки шатунного подшипника

закреплялись на различном расстоянии от центра поршневой головки, и оценивалось изменение

$$\delta^k = \frac{1}{N^*} \sum_{i=1}^{N^*} |W_{Xi}^1 - \bar{W}_{Xi}^k|$$

среднего отклонения профиля поверхности трения кривошипной головки при закреплении модели в k -ом сечении относительно первого. Здесь \bar{W}_{Xi}^k

проекция на ось X (см. рис. 1) безразмерных перемещений i -го узла на поверхности трения кривошипной головки при закреплении модели в сечении k . Положение $k=1$ (рис. 5) соответствует закреплению на уровне центра поршневой головки. Представленные результаты позволяют обобщить выводы работы [4], сделанные применительно к шатуну двигателя ЧН 12/12, на шатуны иного конструктивного исполнения и различной жесткости и определить область в районе поршневой головки, в пределах которой изменение положения закрепления не влечет за собой существенное искажение формы поверхности трения кривошипной головки шатуна.

Представленные результаты позволяют обобщить выводы работы [4], сделанные применительно к шатуну двигателя ЧН 12/12, на шатуны иного конструктивного исполнения и различной жесткости и определить область в районе поршневой головки, в пределах которой изменение положения закрепления не влечет за собой существенное искажение формы поверхности трения кривошипной головки шатуна.

На примере УГД расчета шатунного подшипника двигателя ЧН 13/15 проиллюстрирован вклад составляющих упругих перемещений (7) в изменение зазора УП СПЖТ (рис. 6). В качестве расчетного выбран момент времени, соответствующий максимальной инерционной нагрузке, имеющей проекции как на ось шатуна, так и на направление, ей перпендикулярное. Максимальные упругие перемещения поверхности трения от поверхностных (гидродинамических) сил составляют 90% диаметрального зазора. При совместном действии поверх-

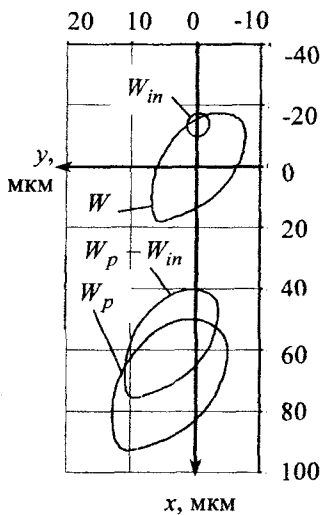


Рис. 6. Формы деформированной поверхности шатунного подшипника двигателя ЧН 13/15; 23 град п. к. в., режим максимального крутящего момента

ностных и объемных сил максимальные перемещения снижаются более, чем на 20% и составляют 73% диаметрального зазора.

Учет смещения системы координат уменьшает максимальные значения упругих перемещений более чем в 4,5 раза. Их доля в мгновенном изменении зазора не превышает 20% при сохранении формы поверхности трения УП подшипника. Столь существенное снижение вклада упругих перемещений значительно облегчает сходимость решения УГД задачи смазки шатунных подшипников с учетом их конструкционной податливости.

Таким образом, учет упругих деформаций оказывает существенное влияние на гидромеханические характеристики шатунных подшипников всех рассмотренных двигателей, и это влияние тем больше, чем более податлива конструкция шатуна и чем выше удельные значения газовых и инерционных нагрузок.

В пятой главе рассмотрен алгоритм многопараметрической оптимизации упругоподатливых сложнагруженных трибосопряжений, базирующийся на применении ЛП_r последовательностей в сочетании с выбором оптимального в смысле Парето решения. Разработан алгоритм многокритериальной оптимизации параметров УП гидродинамических ТС, позволяющий включить в число варьируемых факторов характеристики конструкционной упругости корпуса трибосопряжения. Приведен пример выбора материала шатуна с заданными

свойствами, оптимальными с точки зрения смазки шатунного подшипника двигателя ЧН 12/12, что дало возможность повышения наименьшего за цикл нагружения значения минимальной толщины смазочного слоя на 62...90%, снижения средних за цикл максимальных давлений в смазочном слое на 29...33%, снижения потерь на трение в сопряжении «шатунная шейка коленчатого вала – шатун» на 1,5...4,5%.

В заключении кратко приводятся итоги выполненного исследования. В приложении помещены свидетельства о регистрации программного обеспечения для ЭВМ, акты, подтверждающие использование результатов работы.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработанная математическая модель смазочного слоя, разделяющего упругоподатливые поверхности трибосопряжений, позволила впервые одновременно учесть факторы, существенно влияющие на гидромеханические характеристики опоры: сохранение массы смазки как на границах разрыва слоя, так и на границах его восстановления; конструкционную упругость подшипника, в том числе при воздействии гидродинамических, инерционных и тепловых факторов; источники смазки на поверхности шипа и подшипника.

2. Обоснованное использование уточненной схемы определения изменения зазора упругоподатливых сложнагруженных подшипников жидкостного трения при действии поверхностных и объемных нагрузок и тепловом воздействии позволило существенно снизить абсолютные значения перемещений при сохранении формы деформированной поверхности трения.

3. Предложенный применительно к шатунным опорам поршневых машин, алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки, объединяющий конечноэлементную модель корпуса подшипника и конечноразностную модель гидродинамических процессов в смазочном слое с учетом сохранения масс, реализован в пакете прикладных программ «Упругость-II», зарегистрированном в Реестре программ для ЭВМ.

4. Сравнение результатов решения упругогидродинамической задачи смазки для подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКIII с результатами экспериментов и расчетов, проведенных другими авторами, показало, что отличие по значениям гидромеханических характеристик не превышает 3...9%.

5. Созданное программное обеспечение позволяет оценить совместное влияние податливости конструкции подшипника и других конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на гидромеханические характеристики

шатунных подшипников. Так, выполненные при помощи пакета «Упругость-II» расчеты динамики и гидромеханических характеристик упругоподатливых шатунных подшипников различной нагруженности и степени жесткости кривошипной головки шатуна, показали, что для подшипников двигателей ЧН 21/21, ЧН 13/15 и ЧН 12/12 использование теории упругогидродинамической смазки предсказывает более низкие среднеинтегральные значения как минимальной толщины смазочного слоя (на 15...43%), так и максимального гидродинамического давления (на 20...36%). Использование метода, основанного на граничных условиях ЯФО, по сравнению с методами, основанными на граничных условиях СШ, прогнозирует более низкие среднеинтегральные значения минимальной толщины слоя (на 6...40%) и высокие значения максимального гидродинамического давления (на 3...17%).

6. Разработан алгоритм многопараметрической оптимизации упругоподатливых трибосопряжений, в котором в качестве варьируемых параметров используются не только геометрические характеристики трибосопряжений, но и массово-геометрические и упругие свойства конструкции шатуна. Показано, что за счет подбора материала шатуна с заданными, оптимальными в смысле смазки шатунного подшипника, свойствами возможно увеличить наименьшее за цикл значение толщины смазочного слоя на 62...90%, снизить максимальное давление на 29...33%.

7. Разработанные методы позволяют в дальнейшем использовать в расчетах начальное напряженно-деформированное состояние, вызванное затяжкой болтов, микрогеометрию поверхностей трения, реологические модели смазки, учитывающие неньютоновские свойства и структурную неоднородность современных смазочных материалов и другие факторы.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, В КОТОРЫХ ОТРАЖЕНЫ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

В изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Хозенюк, Н.А. Алгоритм решения упругогидродинамической задачи смазки шатунных подшипников / Н.А. Хозенюк // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". – 2009. – Вып. 14. – №33 (166). – С. 12–20.

2. Рождественский, Ю.В. Упругогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения / Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк // Вестник Самарского государственного аэрокосмического ун-та. – 2009. – Вып. 3 (19). – Ч. 1. – С. 57–64.

Другие публикации

3. Рождественский, Ю.В. Моделирование упругого поведения шатунных подшипников в задаче упругогидродинамической смазки сложнонагруженных опор скольжения / Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк // СЛАВЯНТРИБО–3. Трибология и транспорт: материалы междунар. науч.-практ. симпозиума: кн. 2 / РГАТА–МФ СЕЗАМУ. – Рыбинск. – 1995. – С. 49–56.

4. Хозенюк, Н.А. Модели податливого подшипника в задаче упругогидродинамической смазки шатунной опоры двигателей внутреннего сгорания / Н.А. Хозенюк // Вестник ЧГАУ. – 1995. – Т. 13. – С. 62–67.

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

6. Прокопьев, В.Н. Применение методов оптимизация для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской Академии транспорта. – Курган. – 2000. – №4. – С. 194–198.

7. Рождественский, Ю.В. Расчет и оптимизация гидродинамических трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания / Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, Н.А. Хозенюк // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков. – 2001. – Вып. 26. – С. 120–122.

8. Прокопьев, В.Н. К расчету деформаций поверхностей трения шатунных опор двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, Н.А. Хозенюк, С.С. Родин // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сб. тр. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – 2002. – С. 111–118.

9. Прокопьев, В.Н. Совершенствование модели шатуна в упругогидродинамической задаче смазки шатунной опоры коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Н.А. Хозенюк, С.С. Родин // Наука и технологии: Сб. тр. – М: РАН. – 2002. – С. 152–164.

10. Хозенюк, Н.А. Методика расчета деформаций шатунной опоры коленчатого вала / Н.А. Хозенюк, С.С. Родин // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-практической конференции, 23–25 апреля 2003 г., г. Челябинск. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – С. 239–242.