

05.02.02
Г 45

Южно-Уральский государственный университет

На правах рукописи



Гаврилов Константин Владимирович

ПРИМЕНЕНИЕ АЛГОРИТМА СОХРАНЕНИЯ МАССЫ ПРИ РАСЧЕТЕ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПТИМИЗАЦИИ
ПАРАМЕТРОВ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
2006

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

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Прокопьев В.Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Дадаев С.Г.;
кандидат технических наук Языков А.Е.

Ведущее предприятие – ООО «ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск.

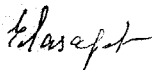
Защита диссертации состоится 31 мая 2006 г., в 14 часов, на заседании специализированного диссертационного совета Д212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10 этаж гл. корп.).

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, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет.

Автореферат разослан « _____ » 2006 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д212.298.09,
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

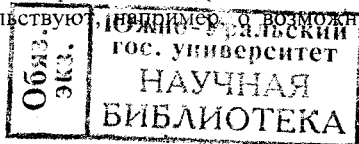
Актуальность темы. Повышение надежности механизмов и машин является актуальной проблемой машиностроения. Ее решение во многих случаях зависит от качества проектирования гидродинамических сложнонагруженных подшипников — ответственных трибосопряжений таких машин массового применения как двигатели внутреннего сгорания, поршневые компрессоры, насосы, турбоагрегаты, кривошипные прессы и многих других.

Теоретическим фундаментом расчета и проектирования подшипников скольжения являются классические работы Петрова Н.А. и Рейнольдса. О. Большой вклад в дальнейшее развитие этих работ внесли отечественные и зарубежные ученые: Бургвиц А.Г., Дадаев С.Г., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., Захаров С.М., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Подольский М.Е., Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Токарь И.Я., Букер, Виярагхаван, Генка, Кейт, Лунд, Роде, Ченг, Элрод и другие.

Несмотря на наличие большого количества работ, посвященных расчету сложнонагруженных подшипников, их оптимальному проектированию, методики расчета продолжают совершенствоваться в направлении расширения числа учитываемых факторов, более точного описания физической сущности процессов в системе «шип-смазочный слой-подшипник», минимизации затрат на проведение расчетных исследований.

Критерии, с помощью которых оценивают степень совершенства конструкции сложнонагруженных подшипников, формируются на основе анализа набора взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ), определяющих теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность сопряжения шип-подшипник. К числу наиболее важных ГМХ относят: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(\tau)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(\tau)$, а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние \bar{h}_{\min} , \bar{p}_{\max} за цикл τ_c величины; мгновенные и средние потери мощности на трение $N(\tau)$, N^* ; расходы смазки $Q_T(\tau)$, Q_T^* , вытекающей в торцы подшипника, эффективную (расчетную) температуру смазочного слоя $T_3(\tau)$, T_3^* .

Исходным уравнением для расчета ГМХ сложнонагруженных подшипников является обобщенное уравнение Рейнольдса для давлений в смазочном слое, которое обычно интегрируется при граничных условиях Свифта-Штибера (СШ). Применяя эти условия, приходится мириться с их существенным недостатком: расчетное количество смазки на границе разрыва смазочного слоя не равно ее количеству на границе восстановления. Это приводит к тому, что расчетное количество смазки, вытекающей в торцы подшипника, оказывается не равным количеству смазки, подаваемой в смазочный слой. Кроме того, использование поля давлений, определяемого из уравнения Рейнольдса, при определении потерь на трение, температуры смазочного слоя, расхода смазки, приводит к парадоксальным ситуациям, когда результаты расчета свидетельствуют о возможности



работы подшипника при нулевом давлении подачи смазки или к фактам признания явно неудачных схем подачи смазки за вполне работоспособные варианты.

Более точными считаются граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона (ЯФО), которые проще всего реализуются интегрированием вместо уравнения Рейнольдса уравнения Элрода для степени заполнения смазочного зазора. Интегрированием уравнения Элрода удается выполнить равенство массы смазочного материала на границе разрыва и восстановления смазочного слоя, поэтому алгоритмы интегрирования этого уравнения получили название алгоритмов сохранения массы жидкости в смазочном слое или просто «алгоритмов сохранения массы». Основным недостатком известных версий таких алгоритмов заключается в неустойчивости итерационной процедуры решения системы линейных уравнений, к которой сводится уравнение Элрода после его разностной аппроксимации. Кроме того, результаты решения зависят от выбора величины коэффициента сжимаемости смазки, являющегося параметром этого уравнения. Надежного алгоритма интегрирования уравнения Элрода применительно к сложнагруженным подшипникам до сих пор не разработано.

При проектировании и совершенствовании конструкций сложнагруженных подшипников начинают использоваться методики оптимального проектирования, частью которых является методика теплового расчета, цель которой традиционно заключается в определении эффективной температуры смазочного слоя подшипника, как средней за цикл нагружения. Такой подход не позволяет оценить изменения температуры смазочного слоя на протяжении всего цикла. Недостатком известных методик теплового расчета является и пренебрежение рециркуляцией смазки из смазочного слоя в источник маслообеспечения. Дискуссионным остается вопрос оценки величины потерь на трение в области кавитации смазочного слоя.

Использование алгоритмов сохранения массы при решении многокритериальной задачи оптимального проектирования сложнагруженных подшипников становится проблематичным в смысле чрезмерных затрат времени. В этой связи актуальной является задача совершенствования этих алгоритмов с целью снижения времени расчета ГМХ.

От умения уже на этапе проектирования подшипникового узла правильно оценивать величину ГМХ, оптимизировать параметры подшипников с учетом их конструктивных особенностей, характера действующих нагрузок, схем подачи смазки, вязкости применяемых масел зависит сроки проектирования, а также объем доводочных лабораторных, стендовых и эксплуатационных испытаний конкретных механизмов и машин.

С учетом вышесказанного, тема выполненного исследования представляется актуальной. Работа выполнялась в рамках Комплексной программы фундаментальных исследований УрО РАН на 1995–2005 гг. (раздел 2 – «Машиностроение», направление 2.4 – «Трибология в машиностроении»); в 2002 г. при финансовой поддержке Министерства образования РФ (грант ТОО-6.1-1467); в 2004–2005 гг. при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант 04-01-96088р 2004урал_а).

Цель настоящего исследования заключается в разработке математических моделей, методик и программного обеспечения решения задач расчета гидромеханических характеристик и оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников скольжения.

Для ее достижения решались следующие задачи:

- теоретически обосновать методику расчета конвективного переноса массы через область кавитации смазочного слоя;
- разработать методику расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое сложнонагруженных подшипников скольжения и степени заполнения зазора смазкой на основе применения алгоритма сохранения массы, оценить влияние типа граничных условий (СШ, ЯФО) на гидромеханические характеристики подшипников;
- разработать методику теплового расчета сложнонагруженных подшипников, учитывающую: степень заполнения зазора, рециркуляцию смазки из смазочного слоя в источники, расположенные на поверхностях шипа и вкладышей подшипника;
- разработать гибридный алгоритм расчета гидромеханических характеристик, обеспечивающий за счет существенного снижения времени расчета решение многокритериальных задач оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников.

Методы исследования. Алгоритм интегрирования уравнения Элрода для степени заполнения зазора разрабатывался на основе принципа регуляризации разностных схем и метода контрольного объема. Система алгебраических уравнений, получаемая после его разностной аппроксимации, решалась методом Зейделя. Уравнения движения подвижных элементов сложнонагруженного подшипника интегрировались неявным методом ФДН, базирующимся на формулах дифференцирования назад. Параметры сложнонагруженных подшипников оптимизировались методом ЛП-поиска в совокупности с выбором Парето-оптимального решения. Используемые в работе методы систематизированы в программном комплексе «Элрод»; пакете прикладных программ «Устойчивость»; программе оптимизации «Поршень-оптимум»; комплексе программ «Орбита-поршень-2».

Научную новизну работы составляют:

- теоретическое обоснование методики расчета конвективного переноса массы через область кавитации смазочного слоя, являющейся базой для разработки устойчивых итерационных алгоритмов численного интегрирования исходного уравнения для определения поля гидродинамических давлений и степени заполнения объема смазочного зазора сложнонагруженных подшипников;
- доказательство возможности применения при расчетах параметров нелинейных колебаний и условий устойчивости роторов вместо граничных условий ЯФО более простых в реализации граничных условий СШ;
- методика расчета мгновенной и средней за цикл нагружения температуры смазочного слоя, учитывающая степень его заполнения смазкой, эффекты, связанные с рециркуляцией смазки из смазочного слоя в источники, расположенные на поверхностях шипа и вкладышей подшипника;
- гибридный алгоритм, на порядок сокращающий время расчета ГМХ и обеспечивающий приемлемую точность при решении многокритериальных задач

оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников методом ЛП-поиска в совокупности с выбором Парето-оптимального решения.

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

Практическая значимость заключается в том, что применение разработанных методического и программного обеспечений для расчета сложнонагруженных подшипников позволило оценить влияние на их ГМХ конструктивных факторов, обосновать рекомендации по оптимизации параметров подшипников колечатого вала двигателей ДМ-21 (Уральский дизель-моторный завод), КамАЗ-740.51-360 (Камский автомобильный завод), 6Т-370 (ООО «ГСКБ «Трансдизель»).

Реализация. Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипниковых узлов в ООО «ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск. В РосАПО зарегистрированы: пакеты прикладных программ «Элрод» (Версия 1.0), «Устойчивость»; программа оптимизации «Поршень-оптимум» (Версия 1.0); комплекс программ «Орбита-поршень-2».

Апробация работы. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на съезде XXII Российской школы по проблемам науки и технологий (Миасс, 2002 г.), на международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения», проводимой в ЮУрГУ (Челябинск, 2003 г.), на научно-технических конференциях в ЧГАУ (Челябинск, 2004 г, 2005 г, 2006 г.), а также на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (1999–2005 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 научных трудов, включая статей – 9, тезисов доклада – 1, свидетельств об официальной регистрации программ для ЭВМ – 4.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложения, изложена на 157 страницах машинописного текста, включая 47 иллюстраций, 24 таблицы, 62 формулы и список литературы, содержащий 96 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе обозначена проблематика теории подшипников скольжения, приведены исходные уравнения, решение которых обеспечивает получение информации о ГМХ сложнонагруженных подшипников.

Показано, что большинство работ, посвященных расчету сложнонагруженных подшипников и оптимизации их параметров, базируется на определении поля гидродинамических давлений при граничных условиях СШ, корректно представляющих условия на границе разрыва смазочного слоя, но не достаточно точно на границе его восстановления. Их применение приводит к нарушениям баланса расходов смазки, поступающей в смазочный слой из источника и вытекающей в торцы подшипника. Более корректными являются граничные условия ЯФО, которые относительно просто реализуются с использованием идеи Элрода и Адамса, предложивших определять поле гидродинамических давлений в смазочном слое из универсального уравнения для степени заполнения зазора θ :

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

где $\bar{h} = h/h_0$; $\bar{\mu}_3 = \mu_3/\mu_0$; $\varphi = x/r$ — угловая координата; $\bar{z} = z/r$ — координата, направленная по ширине подшипника, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $a = B/D$; $\bar{\omega} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$; $\tau = \omega_0 t$, где $\bar{h}, \bar{\rho}, \bar{\mu}_3$ — безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазки; $\bar{p} = p \psi^2 / \mu_0 \omega_0$ — безразмерное гидродинамическое давление; B, D — ширина и диаметр подшипника; μ_3 — эффективная (расчетная) вязкость смазки; μ_0, ρ_0, ω_0 — соответственно характерные вязкость и плотность смазки, угловая скорость вращения шипа; θ — степень заполнения; $\bar{\beta} = \beta \psi^2 / \mu_0 \omega_0$ — безразмерный коэффициент сжимаемости смазки, β — его размерное значение, $\psi = h_0/r$; $g(\theta)$ — переключающая функция: $g = 1$, если $\theta \geq 1$, $g = 0$, если $\theta < 1$.

Гидродинамические давления связаны с θ соотношением

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta) \bar{\beta} \ln \theta,$$

где \bar{p}_c — безразмерное давление кавитации.

Поле гидродинамических давлений определяется из уравнения (1) на каждом временном шаге численного интегрирования уравнений движения:

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = \frac{1}{k_R h_0 \omega_0^2} \bar{R}_U (\bar{U}, \ddot{\bar{U}}) + F_U. \quad (2)$$

Здесь m_3 — эффективная (расчетная) масса шипа; $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$ — безразмерный вектор перемещений его центра; $\ddot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ — производные по безразмерному времени; $k_R = \psi^2 / (BD \mu_0 \omega_0)$, F_U — внешняя нагрузка.

Эффективная температура смазочного слоя T_3 , определяется решением уравнения теплового баланса

$$A_N(\tau) = A_Q(\tau), \quad (3)$$

отражающего равенство теплоты A_N , рассеянной в смазочном слое, теплоте A_Q , отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

При расчете сложнонагруженных подшипников наметилась тенденция применения методов оптимального проектирования, позволяющих учесть совместное влияние различных факторов и в итоге получать конструкцию с «заданным качеством». Обзор различных методов оптимизации показал, что наиболее приемлемым является метод ЛП-поиска в совокупности с выбором Парето-оптимального решения, в котором критерием оптимизации является не целевая функция, а оптимальный набор ГМХ, который формируется на основе экспертных оценок.

На основании проведенного анализа отечественной и зарубежной литературы, а также результатов собственных исследований сформулированы задачи, решаемые в диссертации.

Вторая глава посвящена разработке методики расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое сложнонагруженных подшипников и степени заполнения зазора на основе применения алгоритмов сохранения массы.

Их известные версии базируются на основополагающей работе Элрода, в которой приведена формула разностной аппроксимации дифференциального оператора $0,5\bar{\omega} \partial/\partial\varphi(h\theta)$ правой части уравнения (1), ответственного за конвективный перенос массы, которую принято считать эмпирической. В диссертации эта формула обоснована теоретически на основе принципа регуляризации разностных схем.

Разработаны два алгоритма интегрирования уравнения (1), устраняющие такие недостатки, присущие известным алгоритмам, как неустойчивость итерационной процедуры решения системы уравнений, к которой сводится уравнение Элрода после его разностной аппроксимации, а также зависимость скорости сходимости и получаемых результатов от величины коэффициента сжимаемости β .

В первом алгоритме уравнение (1) модифицировано введением функции Φ : $\Phi = \beta(\theta - 1) = \bar{p}$, $g = 1$, если $\Phi \geq 0$; $\Phi = (\theta - 1)$, $g = 0$, если $\Phi < 0$.

После разностной аппроксимации модифицированного уравнения оно сведено к системе линейных алгебраических уравнений относительно функции Φ .

Разработанная модификация оказалась достаточно эффективной при расчете характеристик смазочного слоя как статически, так и динамически нагруженных подшипников. Анализом результатов ее применения при расчете ГМХ подшипников поршневых машин, для которых характерны быстрые изменения по величине и направлению действующих нагрузок, установлено, что на границе восстановления смазочного слоя могут появляться осцилляции функции Φ . Это замедляет скорость сходимости решения, и требует существенного уменьшения величины временного шага $\Delta\tau$. Более эффективным оказался алгоритм, базирующийся на второй модификации уравнения Элрода, суть которого заключается в следующем.

Введением функции $\Pi = g\bar{p} + (1-g)\bar{p}_c$ и $\bar{p}^* = \bar{p}h^{-3/2}$ уравнение (1) было модифицировано к виду

$$\frac{\partial^2 \Pi^*}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \Pi^*}{\partial z^2} + K_0 \Pi^* = 12\bar{\mu}_3 \bar{h}^{-3/2} \left(\frac{\partial B^*}{\partial \varphi} + \frac{\partial A^*}{\partial \tau} \right), \quad (4)$$

где $\Pi^* = g\bar{p}^* + (1-g)\bar{h}^{3/2}\bar{p}_c$; $A^* = h[g + (1-g)\theta]$; $B^* = \frac{\bar{\omega}}{2} A^*$,

$$K_0 = -\frac{3}{2}\bar{h}^{-2} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} \right)^2 + \bar{h} \frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial \varphi^2} \right]$$

В уравнении (4) неизвестными являются как функция $\Pi^*(\varphi, \bar{z}, g)$, так и $\theta^*(\varphi, \bar{z}, g)$, поэтому оно является своеобразной записью двух уравнений: одно из них описывает диффузионные процессы в активной области смазочного слоя, где $g=1, \theta=1$, второе – конвективный перенос массы в области кавитации, где $\theta < 1, \bar{p} = \bar{p}_c$.

В результате аппроксимации уравнения (4) конечными разностями с использованием метода контрольного объема получена система двух связанных уравнений для вычисления давлений и степени заполнения зазора:

$$\bar{p}_{ij}^* = K_1^{-1}(K_2 + K_3 + M_1 + M_2\bar{p}_c + M_3) \text{ при } g_{ij} = 1;$$

$$\theta_{ij} = \frac{K_4 + M_1 + (K_2 + M_2)\bar{p}_c + M_3}{6\Delta\varphi\bar{\omega}\mu_3\bar{h}_{ij}\bar{h}_{ij}^{3/2} - K_3} \text{ при } g_{ij} = 0,$$

где $K_1, K_2, K_3, K_4, M_1, M_2, M_3$ – коэффициенты.

Проведены сравнительные исследования эффективности авторской версии алгоритма Элрода и разработанных в диссертации алгоритмов. Рассчитывались безразмерные характеристики смазочного слоя статически нагруженного подшипника с $a = B/D = 0,5$, а также подшипника с $a = 1$ и кольцевой канавкой на оси симметрии ($\bar{z} = 0$) вкладышей, которая моделировалась заданием граничного условия $\bar{p}(\bar{z} = 0) = \bar{p}_S$, где \bar{p}_S – безразмерное давление подачи смазки. Значения χ варьировались в пределах 0,1–0,975.

Анализ результатов показал существенные различия в коэффициентах расхода смазки \bar{Q}_T и протяженности области кавитации. С увеличением относительного эксцентриситета χ различия в величинах \bar{Q}_T возрастают и при $\chi = 0,975$ их значения, рассчитанные с применением условий СИИ, в два раза превышают значения, полученные с помощью алгоритма сохранения массы.

Каких-либо затруднений в обеспечении сходимости итераций при применении модифициаций алгоритма Элрода не выявлено, в то время как с помощью авторской версии алгоритма Элрода при $\chi > 0,7$ результаты получить не удалось.

Сравнением расчетных протяженностей области кавитации с хорошо известными экспериментальными результатами Лундхольма показано их хорошее качественное и количественное совпадение, если при расчетах используется алгоритм сохранения массы. Как и ожидалось, при заданном \bar{p}_S и уменьшении χ активная область смазочного слоя увеличивается. Повышение давления подачи смазки отодвигает границу области кавитации от оси $\bar{z} = 0$ к торцу подшипника.

Сравнение наших теоретических и заимствованных из работы Серве экспериментальных зависимостей (рис.1)

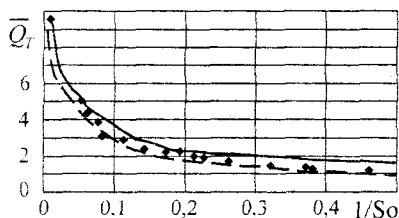


Рис. 1. Зависимость коэффициента торцевого расхода смазки от параметра $1/So$:

— граничные условия СШ; - алгоритм сохранения массы; ◆ экспериментальные результаты

безразмерного расхода смазки \bar{Q}_T от числа Зоммерфельда So для подшипника с $a=B/D=1$ показывает, что расчетные значения \bar{Q}_T , полученные с применением алгоритма сохранения массы практически совпали с экспериментальными, в то время как применение граничных условий СШ завышает его значения в среднем на 20%.

На основании проведенных исследований сделан вывод, что при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое тяжело нагруженных подшипников $\chi > 0,8-0,9$ применение алгоритма сохранения массы обеспечивает получение более достоверной информации.

Третья глава посвящена разработке методики расчета потерь на трение и анализу результатов решения задач расчета ГМХ сложнонагруженных подшипников.

В разработанной методике потери на трение определяются введением в известную зависимость мощности потерь N от диссипативной функции рассеивания D^* степени заполнения зазора θ :

$$N = \frac{BD^3\psi\mu_0}{8a} \iint_{\Omega^-} \theta \cdot D^* d\varphi d\bar{z}, \quad (5)$$

где $\Omega^- = \Omega - \Omega_S$, Ω_S — область, занятая источниками смазки; D^* — диссипативная функция, являющаяся функцией градиентов скорости смазки по высоте смазочного слоя. Зависимость (5) можно в определенном смысле классифицировать как точную. Отметим, что из области Ω , в отличие от многих известных работ, исключены области расположения источников смазки, поскольку в Ω_S вследствие относительно большого размера глубины источника по сравнению с толщиной смазочного слоя, сколько-нибудь существенные значения напряжений сдвига возникнуть не могут.

В качестве примеров расчета сложнонагруженных подшипников выбраны шатунные подшипники коленчатого вала двигателя «Ruston and Hornsby 6VEB-XMK III» («R&H»), являющегося международным эталоном для тестирования, и нового перспективного двигателя КамАЗ-740.51-360 производства Камского автозавода, а также подшипники ротора, нагруженные сочетанием постоянных и вращающихся нагрузок.

Для интегрирования уравнения (2) предпочтение было отдано методу, базирующемуся на формулах дифференцирования назад (методу ФДН).

Результаты расчета ГМХ при использовании двух типов граничных условий для давлений приведены в табл.1, где $\Delta Q_T^* = 100\% \cdot |Q_S^* - Q_T^*| / Q_S^*$. Вязкость, соответствующая температуре $T_3^* = 100$ °С, в процессе расчета не корректировалась.

Результаты свидетельствуют о близости расчетных значений таких ГМХ, как $\inf h_{\min}$ и $\sup p_{\max}$ (табл.1). При варьировании давления подачи p_S реализация условий ЯФО с помощью алгоритма сохранения массы обеспечила равенство значений торцевого расхода Q_T^* количеству смазки, подаваемой в подшипник $Q_S^* = Q_\sigma^* - Q_{\rho\kappa}^*$, где Q_σ^* и $Q_{\rho\kappa}^*$ – соответственно расходы смазки, вытекаемой из источника маслообеспечения и рециркулирующей в источник вследствие превышения гидродинамических давлений в смазочном слое над давлением подачи. При снижении давления p_S с $5 \cdot 10^5$ Па до $1 \cdot 10^5$ Па относительная разность в средних значениях Q_S^* и Q_T^* достигает 90%.

Таблица 1

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя
«Ruston & Hornsby 6VEB-XMK III»

$p_S \cdot 10^{-5}$, Па	Гидромеханические характеристики				
	$\inf h_{\min}$, мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	Q_S^* , л/с	Q_T^* , л/с	ΔQ_T^* , %
1,0	4,4 ¹	37,63	0,0190	0,0204	6,8
	4,3 ²	34,80	0,0042	0,0455	90,7
2,0	4,3	36,91	0,0339	0,0352	3,7
	4,3	34,85	0,0265	0,0658	59,7
4,0	4,3	34,41	0,0445	0,0457	2,6
	4,3	34,87	0,0479	0,0870	44,9
5,0	4,1	35,66	0,0501	0,0505	0,7
	4,2	35,09	0,0618	0,1001	38,2

¹ Граничные условия ЯФО; ² граничные условия СШ.

Примером, подтверждающим преимущества применения алгоритма сохранения массы при расчетах сложнонагруженных подшипников является вариант расчета предельного случая, когда $p_S = 0$. При нулевом давлении подачи шатунный подшипник, как известно, работать не может, что и подтвердилось расчетом с использованием алгоритма сохранения массы: при $\alpha \approx 280$ град протяженность несущей области уменьшается до 90 град., а толщина смазочного слоя практически до нуля и на следующем временном шаге результат получить не удается (рис.2). Алгоритм расчета с использованием граничных условий СШ не распознает этот предельный случай и продолжает работать при $p_S = 0$, т.е. при отсутствии подачи смазки.

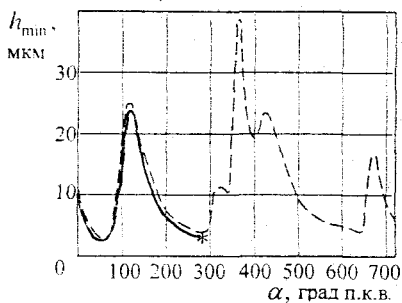


Рис.2. Зависимость $h_{\min}(\alpha)$ в шатунном подшипнике двигателя «R&H» при $p_s = 0$: — — граничные условия СШ; — алгоритм сохранения массы (АСМ); * — момент времени, начиная с которого решение с применением АСМ получить не удастся

женности несущей области смазочного слоя и как следствие на увеличение относительного эксцентриситета χ до значений 0,999, при которых подшипник неработоспособен.

На примере расчета ГМХ шатунного подшипника выполнено сравнение трех методик расчета потерь на трение. В первой из них считается, что область кавитации полностью заполнена смазкой, во второй — не заполнена, а следовательно не оказывает влияния на величину N , третья, в определенной мере точная методика, базируется на расчете N по формуле (5).

Сопоставление результатов (рис.3) свидетельствует, что максимальные различия в расчетных значениях N по первой и второй методикам, которые обычно и применяются при расчете подшипников, по сравнению с наиболее точной — третьей составляют ~ 10% и 20%. Расчеты параметров нелинейных колебаний и условий устойчивости жесткого симметричного ротора, массой $2m_3$, опирающегося цапфами на два симметричных круглоцилиндрических подшипника с кольцевой канавкой, выполнялись при различных сочетаниях нагрузок, обусловленных силой веса и неуравновешенностью вращающихся масс.

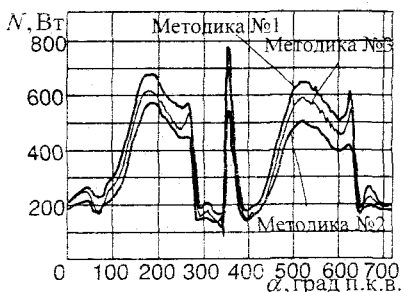


Рис. 3. Сравнение трех методик расчета потерь на трение (шатунный подшипник двигателя КамАЗ-740.51-360)

Расчетами шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740.51-360 установлено, что применение алгоритма сохранения массы точнее описывает влияние на ГМХ координат расположения отверстия для подачи смазки в смазочный слой. Так при изменении угла расположения отверстия от 195° , что является оптимальным, до 90° при одновременном снижении давления подачи до $p_s = 2 \cdot 10^5$ Па алгоритм с использованием граничных условий СШ признает этот вариант работоспособным, в то время как разработанный алгоритм указывает на существенное снижение протяженности несущей области смазочного слоя и как следствие на увеличение относительного эксцентриситета χ до значений 0,999, при которых подшипник неработоспособен.

Во всех вариантах радиальный зазор, диаметр, ширина подшипника и коэффициент динамической вязкости смазки принимались равными: $h_0 = 0,000127$ м, $D = 0,0508$ м, $B = 0,0254$ м, $\mu_0 = 0,06897$ Н·с/м².

Расчету нелинейных колебаний предшествовало построение диаграммы устойчивости цапф (шипов) симметричного ротора в линейном приближении с помощью следующей методики.

Путем подбора совокупности исходных данных подшипника формировался массив чисел Зоммерфельда So и при каком-то одном из них система (2) интегрировалась до момента констатации наличия точечной устойчивости цапфы. После этого задавались малые приращения $\Delta\omega$ угловой частоты ω и фиксировались значения совокупности двух параметров $\lambda = So^{-1} \cdot 1/\nu$ и $\nu = \omega \cdot \sqrt{h_0/g}$, предложенных Лундом, при которых теряется точечная устойчивость цапф.

Затем изменялось число So , вновь интегрировалась система (2) и определялась новая пара значений параметров λ и ν . Кривая устойчивости строилась в виде зависимости $\nu = f(So^{-1})$. Из рис.4 следует, что замена условий СШ на граничные условия ЯФО практически не сказывается на расположении границы, разделяющей области устойчивого и неустойчивого положения цапф.



Рис. 4. Диаграмма устойчивости цапф симметричного ротора на подшипниках с кольцевой канавкой:

- граничные условия СШ;
- граничные условия ЯФО

в точку стационарного положения замедляется.

Дальнейшее повышение угловой частоты приводит к тому, что расположение точки на рис.4 оказывается далеко в области неустойчивости. Траектории движения центра цапфы при этом варианте нагружения (рис.5б) представляют собой раскручивающиеся спирали, центр цапфы стремится к значению $\chi = 1$.

Следующий вариант иллюстрирует траекторию неуравновешенной цапфы. Из рис.5г видно, что наличие дисбаланса приводит к ограниченной траектории, характерной для орбитально устойчивой цапфы.

На рис.5а показана траектория движения цапфы уравновешенного ротора из точки с координатами: $x_n = y_n = 1 \cdot 10^{-6}$ м. Примерно после пяти периодов нагружения (оборотов) цапфа занимает положение, соответствующее $\chi_0 = 0,576$ (0,589), если при расчете траектории используются граничные условия СШ (граничные условия ЯФО).

Во втором варианте (рис.5б) угловая частота вращения повышена до $680,67$ с⁻¹, система цапфа-подшипник работает вблизи порога возникновения неустойчивости, поэтому движение центра цапфы в

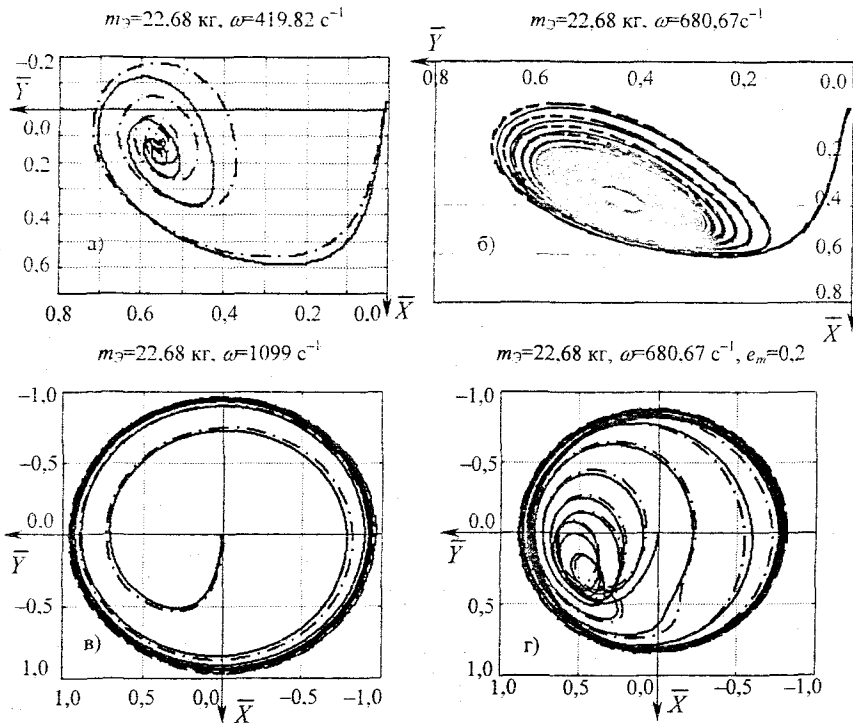


Рис. 5. Траектории движения центра цапфы:

— граничные условия ЯФО; - - - граничные условия СШ

В процессе решения задач расчета нелинейных колебаний цапф ротора выполнены расчетные исследования, анализом результатов которых доказана возможность применения упрощенной методики оценки потерь на трение на основе приравнивания их секундной работе, совершаемой над смазочным слоем силами, обусловленными действием касательных напряжений сдвига и сдавливанием слоя. Установлено, что отличия в результатах расчета средних за цикл нагружения значений потерь на трение упрощенной и точной методиками не превышает 4%.

Во всех исследованных вариантах отмечены малые отличия сравниваемых траекторий центра цапфы, рассчитанных при двух типах граничных условий для давлений, а также таких параметров, как χ_0 (не более 5%), S_0 (не более 6%). На основании этого и анализа диаграммы устойчивости цапф в линейном приближении (см. рис.4) сделан вывод о возможности применения при решении задач устойчивости роторов вместо граничных условий ЯФО более простых в реализации граничных условий СШ.

Четвертая глава посвящена разработке методики теплового расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, которая в отличие от традиционной позволяет рассчитывать температуру смазочного слоя на каждом шаге расчета траектории движения шипа. Кроме того, в разработанной методике учитывается: степень заполнения зазора, рециркуляция смазки из смазочного слоя в источники, расположенные на поверхностях шипа и вкладышей подшипника.

В результате превышения величины гидродинамических давлений в смазочном слое над давлением в канавке (источнике) некоторое количество масла рециркулирует в источник. С учетом этого суммарные по окружной длине канавки мгновенные количества смазки, вытекающей в смазочный слой Q_a , и рециркулирующей в канавку Q_{pu} из смазочного слоя, определялись как $Q_a = \sum_{dQ_b > 0} dQ_b$; $Q_{pu} = \sum_{dQ_b < 0} dQ_b$, где dQ_b – мгновенный расход смазки в направлении оси \bar{x} через полоску шириной $r d\varphi$ на границах, общих для смазочного слоя и канавки (рис. 6).

Смазочная жидкость, подаваемая в канавку при известной температуре T_0 , смешивается с находящейся в канавке и нагревается. Уравнение для расчета температуры смазки в канавке (источнике) $T_{II} = T_{II}(\tau)$ записывалось в виде

$$c_m \rho V_{II} \frac{dT_{II}(\tau)}{d\tau} = Q_S c_m \rho T_0 + Q_{pu} c_m \rho T_3(\tau) - Q_a c_m \rho T_{II}(\tau), \quad (6)$$

где $V_{II} = l_K h_K b_K$ – объем канавки (источника), l_K, h_K – ее длина и глубина, T_0 – температура подачи смазки, c_m, ρ – массовая теплоемкость и плотность смазки. Уравнение (6) интегрировалось методом Эйлера.

Разработанная методика корректировки эффективной температуры смазочного слоя $T_3(\tau)$ на каждом шаге

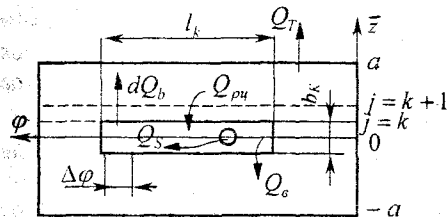


Рис. 6. Распределение расходов в подшипнике с канавкой

расчета траектории движения шипа заключается в следующем.

В n -й точке временной оси i -го цикла τ_u^i известны $u_n, \dot{u}_n, T_{3(n)}, N_{(n)}, Q_{T(n)}, T_{II(n)}$, а также тепловые потоки в шип и подшипник $N_{ш}^{*(i-1)}$ и $N_n^{*(i-1)}$.

При переходе из n -й в $(n+1)$ -ю точку при температуре $T_{3(n+1)} = T_{3(n)}$ интегрированием уравнения (2) рассчитываются координаты u_{n+1} и скорости \dot{u}_{n+1} .

После этого рассчитываются потери на трение $N_{(n+1)}$, торцевой расход $Q_{T(n+1)}$, а решением уравнения теплового баланса – приращение температуры $\Delta T_{(n+1)} = [N_{(n+1)} - (N_{ш}^{*(i-1)} + N_n^{*(i-1)})] / Q_{T(n+1)} \rho c_m$, а также интегрированием уравнения (6) – температура $T_{II(n+1)}$.

В $(n+1)$ -й точке с учетом рассчитанных значений $T_{H(n+1)}$ и приращения температуры определяется эффективная температура смазочного слоя, как $T_{Э(n+1)} = T_{H(n+1)} + \Delta T_{(n+1)}$.

По известной температуре $T_{Э(n+1)}$ корректируется вязкость смазки по двух-константной формуле Фогеля, с поправкой Тодера, учитывающей зависимость вязкости от давления.

По окончании i -го цикла рассчитывается средняя за цикл температура смазочного слоя, а из массива $T_3(\tau)$ выбирается максимальное значение $\max T_3$.

Условием окончания итераций является совпадение расчетных значений средних и максимальных эффективных температур в соседних циклах:

$$\begin{aligned} |T_3^{*(i)} - T_3^{*(i-1)}| &\leq \varepsilon_T; \\ |\max T_3^{(i)} - \max T_3^{(i-1)}| &\leq \varepsilon_T, \end{aligned}$$

где ε_T — погрешность расчета.

Из анализа результатов теплового расчета подшипников коленчатого вала двигателя ДМ-21 производства Уральского дизель-моторного завода и двигателя КамАЗ-740.51-360 с использованием разработанной и традиционной методик следующие выводы.

1. Относительная разница в расчетных значениях N^* достигает 50%, температуры смазочного слоя T_3^* — 10%.

2. Корректировкой T_3 на каждом шаге расчета траектории выявляются углы поворота кривошипа, при которых эффективная температура смазочного слоя максимальна. Так у шатунного подшипника двигателя КамАЗ эта температура равна $\sim 132^\circ\text{C}$, что на 20°C превосходит значение T_3^* (рис.7).

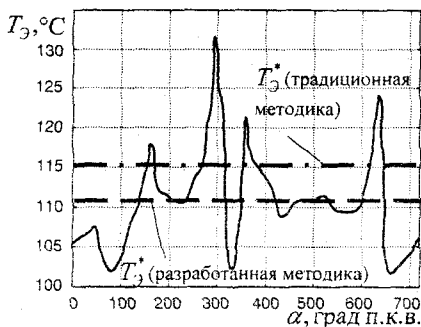


Рис. 7. Зависимость $T_3(\alpha)$ в шатунном подшипнике двигателя КамАЗ-740.51-360

3. Ввиду малого влияния (1–2%), зависимость эффективной вязкости смазки от гидродинамических давлений $\mu_3(p)$ можно не учитывать.

4. За счет учета тепловода в шип и подшипник, предусмотренного новой методикой, эффективная температура смазочного слоя $T_3(\tau)$ при некоторых углах поворота кривошипа α уменьшается на 4–5 $^\circ\text{C}$, а за счет увеличения температуры смазки в канавке,

обусловленной эффектами ее рециркуляции, эта температура увеличивается примерно на такую же величину, причем эти увеличения (уменьшения) наблюдаются при разных углах поворота кривошипа.

Для сравнения результатов применения разработанной методики теплового расчета сложнонагруженных подшипников с имеющимися экспериментальными результатами выполнен расчет третьей о коренного подшипника коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 (четырёхтактный, бензиновый, мощность 110 кВт при $\omega_2 = 314,2 \text{ с}^{-1}$). Тепловое состояние этого подшипника было экспериментально исследовано в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Температура вкладышей подшипника измерялась с помощью шести термопар при работе двигателя на нескольких режимах холостого хода, отличающихся частотой вращения коленчатого вала, а также на режимах максимального крутящего момента и максимальной мощности. По результатам измерений по показаниям шести термопар рассчитывалось среднее значение температуры T_{cp} и выбиралось ее максимальное значение T_{max} . Кроме того, измерялась температура смазки на сливе из подшипника T_{ca} и температура смазки в картере двигателя T_0 .

Из определения понятия эффективной температуры смазочного слоя нельзя сказать, что это средняя температура вкладышей подшипника. Ее значение приближается к температуре смазки на сливе из подшипника, что и обычно подразумевается при анализе результатов теоретических и экспериментальных исследований. Исходя из этого, можно утверждать, что поскольку значения T_3^* , рассчитанные по разработанной методике, располагаются ближе к экспериментальной кривой T_{ca} (рис.8), они являются более достоверными, чем T_3^* , рассчитанные по традиционной методике. Значения $max T_3$ несколько превосходят экспериментальные T_{max} и могут служить в качестве верхней оценки теплонапряженности вкладышей.

В пятой главе на примере шатунных подшипников двигателей российского производства анализируются результаты применения разработанных алгоритма сохранения массы и методики теплового расчета при решении многокритериальной задачи оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников, базирующейся на применении ЛП_т-последовательностей в совокупности с выбором Парето-оптимального решения.

Варьируемыми параметрами являлись: ширина подшипника B , диаметр D , радиальный зазор h_0 , давление подачи p_s смазки, а также вязкостно-температурная зависимость $\mu_3 = \mu_3(T_3)$.

Границы, в пределах которых варьировались параметры h_0 , B , D , устанавливались при решении конкретных задач экспертами, диапазон изменения вязкости смазки при характерных температурах $T_1 = 40 \text{ °C}$ и $T_2 = 100 \text{ °C}$ выбран после анализа характеристик масел для дизельных двигателей: $\mu_{40} = 0,0425 - 0,0680 \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_{100} = 0,0085 - 0,0136 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Давление подачи смазки варьировалось в пределах от 0,05 МПа до 0,7 МПа, что соответствует диапазону, наблюдаемому на практике.

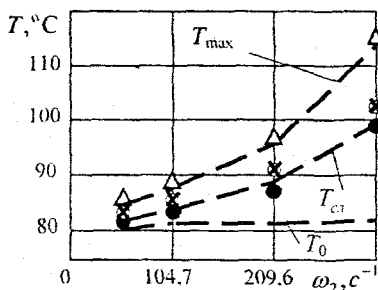


Рис.8. Сравнение расчетных и экспериментальных температур третьего коренного подшипника двигателя ЗИЛ-130:

- — T_{cr}, T_{max}, T_0 — эксперимент;
- ✕ — расчет T_3^* (традиционная методика); ●, Δ — расчет T_3^*, T_{max} (разработанная методика)

Таким образом, пространство изменяющихся параметров для оптимизации представлялось в виде точек q с координатами $(h_0, B, D, \mu_{40}, \mu_{100}, P_S)$.

В целях существенного снижения затрат времени на проведение расчета ГМХ при решении задач многокритериальной оптимизации параметров подшипников разработан гибридный алгоритм. Его основная идея заключается в том, что поле давлений определяется на основе алгоритма сохранения массы только в некоторых (реперных) точках временной оси, а в промежуточных точках из уравнения Рейнольдса, которое интегрируется

при граничных условиях СШ и с использованием эффективного многосеточного алгоритма. Кроме того, только в этих реперных точках решается уравнение теплового баланса и корректируется вязкость смазки μ_3 . Результаты расчетов свидетельствуют о практически полном совпадении зависимостей $h_{min}(\alpha)$, полученных с помощью гибридного алгоритма и классической схемы алгоритма сохранения массы.

Критериями качества системы «шип-смазочный слой-подшипник» $\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)$ выбраны не экстремальные, а средние за цикл ГМХ: $h_{min}^*, p_{max}^*, N^*, Q_T^*, T_3^*$, образующие вектор качества $\Phi(q)$. Этот перечень был дополнен протяженностью зон касания $\alpha|_{h=h_{kp}}$, т.е. участков траектории движения центра шипа, на которых $h_{min}(\tau)$ меньше критических значений h_{kp} . Выбор вместо $\inf h_{min}$ и $\sup p_{max}$ средних значений h_{min}^* и p_{max}^* продиктовано тем, что у подшипников форсированных ДВС расчетные значения h_{min} могут быть значительно меньше суммы неровностей поверхностей вала и вкладышей. Однако промежутки времени, когда $\inf h_{min} < h_{kp}$ составляют 2–3% от рабочего цикла, что считается допустимым. Для критериев качества в диалоговом режиме вводятся ограничения, являющиеся худшими значениями ГМХ, которые эксперты считают приемлемыми.

В методе ЛП-поиска минимизируемая функция в обычном понимании отсутствует, а задача оптимизации заключается в отыскании точки \tilde{q} такой, что

$\Phi(\tilde{q}) = \operatorname{opt}_{q \in D} \Phi(q)$, где D – множество допустимых точек, определяющих оптимальное значение вектора качества.

В основе алгоритма лежит численное исследование (зондирование) пространства параметров. Исследование проводится в три этапа. На первом этапе с использованием разработанных методик расчета сложнонагруженных подшипников составляется таблица испытаний, отражающая зависимость результатов расчета критериев качества от варьируемых параметров. На втором этапе эксперты назначают критериальные ограничения на $\Phi_v(q)$. На третьем этапе автоматически проверяется непустота множества допустимых значений q . Если множество пусто, осуществляется возврат ко второму этапу и делаются уступки при назначении ограничений или увеличивается число пробных точек. После этого оптимизация начинается сначала. Если множество q оказывается непустым, неэффективные точки из него исключаются. Множество всех эффективных точек является множеством паретовских точек \tilde{P} .

Анализом результатов решения задачи оптимизации параметров серийной конструкции шатунного подшипника двигателя КамАЗ-740.11-220 установлено, что хотя они и близки к оптимальным, даже их относительно небольшие изменения, которые вполне возможно реализовать на практике, способствуют улучшению ГМХ в пределах 10%, а такая характеристика как $\alpha|_{h=h_p}$ улучшена выбором оптимальных параметров на 48%. Время, затраченное на решение задачи составило порядка 120 мин., что не идет ни в какое сравнение с годами экспериментальных исследований и эксплуатационных испытаний, позволивших заводу-изготовителю приблизиться к оптимальным параметрам.

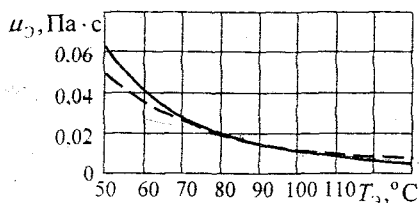


Рис. 9. Вязкостно-температурные характеристики масел:
 — применяемое масло (M10Г₂, ИВ=127);
 - - - рекомендуемое масло (Shell Rimula Ultra XT, ИВ=142)

Для улучшения ГМХ шатунного подшипника форсированного двигателя КамАЗ-740.51-360 исследовано влияние на их значения величины радиального зазора h_0 и давления подачи P_S , а также вязкостей μ_{40} , μ_{100} , от которых зависит вязкостно-температурная характеристика (ВТХ) применяемого для смазки моторного масла (рис.9).

Результаты решения оптимизационной задачи показали, что использованием для смазки масла Shell Rimula Ultra XT, индекс вязкости которого наиболее близок к полученному расчетами оптимальному значению, а также увеличением давления подачи смазки до 0,6 МПа и уменьшением радиального зазора до 42 мкм, можно увеличить минимальную толщину смазочного слоя h_{\min}^* и снизить гидродинамические давления

p_{\max}^* на 20%. При этом протяженность зоны касания $\alpha|_{n=1.5}$ не превысит 20% цикла нагружения, что является допустимым.

Для семейства дизельных двигателей ДМ-21 решена задача выбора оптимальной схемы подачи смазки в шатунный подшипник и далее на охлаждение поршня. Отобраны три варианта и для каждой из них обоснованы параметры шатунного подшипника, при которых набор ГМХ оптимален. Применением для смазки этого двигателя масла Shell Rimula Ultra XT SAE 5W-40 можно увеличить минимальную толщину смазочного слоя на 22% и снизить максимальные гидродинамические давления на 18%, но при этом потери на трение и температура смазочного слоя возрастают.

Для шатунных подшипников двигателя КамАЗ-740.51-360 и шестицилиндрового дизеля 6Т-370 производства ООО «ГСКБ «Трансдизель» исследован эффект применения для шатунного подшипника разностенных вкладышей, как один из способов снижения нагруженности антифрикционного слоя. У подшипников с разностенными вкладышами (рис.10) при центральном положении шипа зазор у верхнего вкладыша равен $(h_0 - \Delta h_0)$, а у нижнего $-(h_0 + \Delta h_0)$. Уменьшением зазора между шипом и верхним вкладышем, удастся снизить гидродинамические давления, действующие на этот вкладыш, являющийся более нагруженным. Увеличение зазора между нижним вкладышем и шатунной шейкой препятствует росту

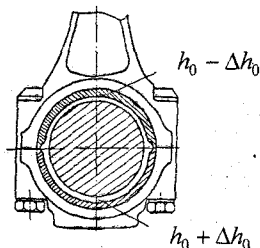


Рис.10. Схема подшипника с разностенными вкладышами

температуры, так как суммарный расход смазки через подшипник изменяется мало.

Расчетами установлено, что при величине разностенности вкладышей (20% от радиального зазора для двигателя 6Т-370 и 30% для двигателя КамАЗ-740.51-360) гидродинамические давления в смазочном слое снижаются на 6–12% при практических неизменных значениях остальных ГМХ.

При замене моторных масел, применяемых для смазки этих двигателей, на масло Shell Rimula Ultra XT SAE 5W-40 величина гидродинамических давлений дополнительно снизилась на 10–18%, минимальная толщина смазочного слоя увеличилась на 14–21%.

Глава заканчивается разделом, содержащим структуру разработанного пакета программ, используемого при решении задач оптимизации параметров сложнонагруженных подшипников.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе теоретического обоснования методики расчета конвективного переноса массы в смазочном слое сложнонагруженного подшипника разработаны численные алгоритмы интегрирования модифицированных уравнений Элрода для степени заполнения зазора, отличающиеся простотой реализации и устойчивостью итерационной процедуры.

2. Сравнительным анализом результатов расчета характеристик смазочного слоя при двух типах граничных условий для гидродинамических давлений выявлено хорошее качественное и количественное совпадение расчетных протяженностей активной области смазочного слоя и торцевого расхода смазки, полученных при граничных условиях ЯФО с опубликованными экспериментальными результатами.

3. На примере тяжело нагруженных шатунных подшипников двигателя «Ruston & Hornsby» и КамАЗ-740.51-360 показано, что при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое тяжело нагруженных подшипников ($\chi > 0,8 - 0,9$), к которым относятся подшипники поршневых машин, применение алгоритма сохранения массы обеспечивает получение более достоверной информации. В частности, такие характеристики как расход смазки, потери на трение, рассчитанные на основе интегрирования уравнения Рейнольдса при граничных условиях СШ и с помощью алгоритма сохранения массы отличаются на 20%.

4. Применение алгоритма сохранения массы позволяет прогнозировать случаи неработоспособности сложнагруженного подшипника при снижении давления подачи смазки p_s или при неудачной схеме подачи, в то время как традиционный алгоритм признает работоспособным подшипник даже при $p_s = 0$.

5. Результатами решения задач расчета нелинейных колебаний и условий устойчивости роторов доказана возможность применения вместо граничных условий ЯФО более простых в реализации условий СШ и упрощенной методики оценки потерь на трение на основе приравнивания их секундной работе, совершаемой над смазочным слоем силами, обусловленными действием касательных напряжений сдвига и сдавливанием слоя.

6. Уточнена методика расчета потерь на трение N и на ее основе разработана более совершенная методика расчета эффективной температуры смазочного слоя T_3 . Сравнение разработанной и традиционной методик показало, что различие в значениях средней эффективной температуры смазочного слоя достигает 6°C . Применение корректировки $T_3(\tau)$ на каждом временном шаге расчета траектории позволяет рассчитывать максимальную температуру смазочного слоя и тем самым точнее оценивать теплонпряженность подшипника, поскольку величина максимальной температуры может на 20°C превосходить среднее за цикл значение T_3^* .

7. На основании сравнения теоретических и экспериментальных результатов показано, что значения T_3^* , рассчитанные по разработанной методике, располагаются ближе к экспериментальной кривой температуры смазки на сливе $T_{cл}$, следовательно являются более достоверными, чем T_3^* , рассчитанные по традиционной методике. Значения $\max T_3$ несколько превосходят экспериментальные T_{\max} и могут служить в качестве верхней оценки теплонпряженности вкладышей.

8. Разработан гибридный алгоритм расчета ГМХ, обеспечивающий за счет снижения времени расчета на порядок решение многокритериальных задач оптимизации сложнагруженных подшипников методом ЛП-поиска в совокупности с Парето-оптимальным решением.

9. Решены задачи оптимизации ГМХ шатунных подшипников двигателей ДМ-21, КамАЗ-740.51-360, 6Т-370. Для семейства двигателей ДМ-21 отобраны три схемы подачи смазки и для каждой из них обоснованы конкретные параметры подшипника, при которых набор ГМХ оптимален. Показано, что эффективными способами улучшения ГМХ шатунных подшипников является подбор оптимальной вязкостно-

температурной характеристики смазки, а также применение разностенных вкладышей. Их применением удастся снизить гидродинамические давления на 16–30% и увеличить толщину смазочного слоя на 16–24%.

10. Разработанные методики расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании и оптимизации сложнагруженных подшипников в ООО «ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск. В РосАПО зарегистрированы: пакет прикладных программ «Элрод» (Версия 1.0); пакет прикладных программ «Устойчивость»; программа оптимизации «Поршень-оптимум» (Версия 1.0); комплекс программ «Орбита-поршень-2», которые базируются на разработанных и уточненных в работе методиках.

ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Караваев В.Г., Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В. Тепловой расчет сложнагруженных опор поршневых машин // Динамика систем, механизмов и машин: Тр. 3-й международной конференции. – Омск, 1999. – С. 11–12.

2. Термогидродинамический расчет опор скольжения двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов // Наземная и аэрокосмическая трибология – 2000: Труды симпозиума «Славянтрибо-5». – Санкт-Петербург, 2000. – С. 185–189.

3. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Гаврилов К.В. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте гидродинамических давлений в смазочных слоях опор скольжения // XXII Российская школа по проблемам науки и технологий: Тезисы докладов. – Мисс, 2002. – С. 20–25.

4. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Гаврилов К.В. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте гидродинамических давлений в смазочных слоях опор скольжения // Наука и технологии: Труды XXII Российской школы. – М., 2002. – С. 164–176.

5. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Гаврилов К.В. Применение алгоритмов сохранения массы в задачах статики и динамики опор скольжения // Вестник ЮУрГУ. Серия “Машиностроение”. – 2003. – Вып.3. – №1(17). – С. 43–54.

6. Гаврилов К.В. К расчету баланса расхода смазки в шатунном подшипнике коленчатого вала // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Сб. тр. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – С. 22–25.

7. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Гаврилов К.В. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнагруженных опор скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: Наука, 2004. – №4. – С. 32–38.

8. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов // Труды Международного Форума по проблемам науки, техники и образования. – Академия наук о Земле. – М., 2004. – С. 105–110.

9. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов, И.В. Андрущенко // Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. – Курган, 2005. – №5. – С.63–68.

10. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, К.В. Гаврилов, И.В. Андрущенко // Вестник ЮУрГУ. Серия “Машиностроение”. – 2005. – Вып.6. – №1(41). – С. 17–24.

Гаврилов Константин Владимирович

ПРИМЕНЕНИЕ АЛГОРИТМА СОХРАНЕНИЯ МАССЫ ПРИ РАСЧЕТЕ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПТИМИЗАЦИИ
ПАРАМЕТРОВ СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательство Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 24.04.2006. Формат 60×84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ 87/141.

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