

05.04.02  
Р604

На правах рукописи

Родин Сергей Сергеевич



ВЛИЯНИЕ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ КРИВОШИПНОЙ ГОЛОВКИ  
ШАТУНОВ НА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат  
Диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Челябинск  
2004

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 Суркин В.И.;  
кандидат технических наук Клементьев В.В.

Ведущее предприятие – Головное специализированное конструкторское бюро  
«Трансдизель», г. Челябинск.

Защита диссертации состоится 22 декабря 2004 г., в 15 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.

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 18 ноября 2004 г.

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



Бунов В.М.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

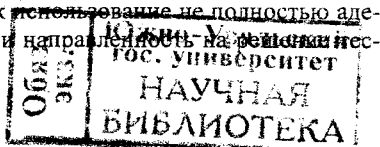
**Актуальность темы.** Повышение технико-экономических показателей тепловых двигателей требует решения ряда сложных задач, одна из которых заключается в необходимости обеспечения режима жидкостного (гидродинамического) трения одного из наиболее нагруженных трибосопряжений «шатунная шейка-подшипник», а также снижения механической напряженности деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и, в частности, шатунов. Исходя из этого, задачи достоверной оценки гидромеханических характеристик шатунного подшипника (мгновенных значений минимальной толщины смазочного слоя и поля гидродинамических давлений, потерь на трение, расходов смазки, температуры смазочного слоя), а также напряженно-деформированного состояния (НДС) шатуна, результаты решения которых в конечном итоге используются для оценки совершенства конструкции КШМ и его ресурса, остаются актуальными.

Расчет НДС шатуна может быть выполнен с использованием различных математических моделей, отличающихся полнотой отражения в расчетной схеме особенностей его геометрии, условий нагружения, свойств материала и т.д. Резервом повышения достоверности расчета НДС шатунов произвольной формы является применение метода конечного элемента (МКЭ) в совокупности с использованием в качестве действующих на кривошипную головку нагрузок эпюры гидродинамических давлений в смазочном слое шатунного подшипника.

Величину гидродинамических давлений необходимо находить решением упругогидродинамической (УГД) задачи смазки, что позволяет учитывать влияние на гидромеханические характеристики шатунного подшипника упругих деформаций кривошипной головки шатуна. Решение УГД задачи осложняется тем, что величина деформаций сопоставима с зазором в трибосопряжении, а это затрудняет сходимость решения двух взаимосвязанных задач: определения деформаций подшипника, а затем поля гидродинамических давлений в смазочном слое с произвольной геометрией.

Деформации обуславливаются как изменениями формы поверхности подшипника кривошипной головки шатуна от действия гидродинамических давлений, так и смещениями вследствие растяжения и изгиба стержня шатуна. Именно наличие последних приводит к чрезмерным изменениям толщины смазочного слоя и ухудшению сходимости итерационной процедуры решения УГД задачи. Учитывая, что поле гидродинамических давлений (реакция смазочного слоя на внешние силовые возмущения) уравнивается приложенными к шатуну силами инерции и газовыми нагрузками, для уменьшения влияния изгибных деформаций необходимо учитывать инерционные нагрузки, распределенные по шатуну, а полученные итоговые перемещения поверхности трения кривошипной головки шатуна подвергать корректировке.

Попытки выполнить УГД расчет сложнонагруженного подшипника скольжения, и, в частности, шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания (ДВС), с середины XX столетия породили многообразие методов и алгоритмов их реализации. Им присущи такие недостатки, как использование не полностью адекватной модели упругой конструкции шатуна и



товых задач, в которых трудоемкость решения не играет заметной роли. Эти недостатки не позволяли разработать методику оценки НДС шатуна, основанную на решении УГД задачи смазки шатунного подшипника и пригодную для проведения многовариантных расчетов. С учетом вышесказанного, тема выполненного исследования представляется актуальной.

**Цель настоящего исследования** заключается в разработке на базе гидродинамической теории смазки сложнагруженных подшипников скольжения с упругоподатливыми поверхностями методического и программного обеспечений расчетов НДС шатунов и гидромеханических характеристик, определяющих ресурс шатунных подшипников.

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 и Правительства Челябинской области.

**Методы исследования.** Расчет НДС шатунов выполнен с применением метода конечных элементов. Нагрузка, действующая на поверхность трения кривошипной головки шатуна, определялась интегрированием уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое, ограниченном упругоподатливыми поверхностями, с применением многосеточного метода конечных разностей. Гидромеханические характеристики шатунного подшипника рассчитывались на основе результатов численного интегрирования уравнений движения шатунной шейки (шипа). Все использованные методы систематизированы в программном комплексе «Упругость».

#### **Научная новизна.**

1. Разработан метод расчета нагрузок на шатунный подшипник коленчатого вала, обеспечивающий вычисление сил инерции распределенных масс шатуна любой конструкции.

2. Разработана методика определения и корректирования мгновенных деформаций поверхности трения кривошипной головки шатуна, обеспечивающая адекватность упругой модели и пригодная для использования в многовариантных УГД расчетах шатунного подшипника.

3. Разработан устойчивый многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое, при величине деформаций поверхностей, его ограничивающих, сопоставимых с радиальным зазором в подшипнике.

4. Выполнены сравнительные расчеты НДС шатунов при нагружении кривошипной головки удельными давлениями, распределенными по косинусоидальному закону и эпюрой гидродинамических давлений, полученной решением УГД задачи смазки шатунного подшипника. Сформулированы рекомендации по совершенствованию конструкций шатунов наиболее распространенных двигателей российского производства.

5. Исследованы закономерности деформаций поверхности трения кривошипной головки шатунов различной конструкции, выполнена качественная оценка их влияния на гидромеханические характеристики, определяющие ресурс шатунных подшипников.

6. На примере двигателя КамАЗ показано, что разработанные методы позволяют за счет рационального изменения конструкции шатуна, обеспечить существенное улучшение гидромеханических характеристик шатунного подшипника и снижение величины напряжений в теле шатуна.

**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 исследования шатунного подшипника двигателя Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКIII, являющегося международным эталоном для сравнения, а также результатами расчета НДС шатунов ряда двигателей, совпадающими с опубликованными качественными оценками специалистов.

**Практическая значимость** работы заключается в том, что применение разработанного методического и программного обеспечений позволяет на основе многовариантных расчетов оценивать влияние конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на гидромеханические характеристики шатунных подшипников, обосновывать рекомендации по совершенствованию их конструктивных параметров, что сокращает затраты времени и средств на создание, экспериментальное исследование и доводку конструкций КИМ тепловых двигателей.

**Реализация.** Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипниковых узлов и доводке конструкции шатунов в ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск, а также в учебном процессе при подготовке инженеров на автотракторном факультете ЮУрГУ. В РосАПО зарегистрирован разработанный при участии автора пакет прикладных программ «Упругость» (Версия 1.0), предназначенный для упругогидродинамического расчета шатунных подшипников коленчатого вала ДВС.

**Апробация работы.** Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на съездах XXII и XXIV Российской школы по проблемам науки и технологий (Миасс, 2002 г., 2004 г.), на научно-технической конференции, проводимой в ЧГАУ (Челябинск, 2004 г.), а также на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (2000 – 2004 гг.). Работа автора на тему «Разработка методики оценки нагруженности шатунных опор двигателей внутреннего сгорания», представленная Ассоциацией автомобильных инженеров России на международный конкурс FISITA «Хельсинки 2002», проводимый в рамках Конгресса Международной Федерации Национальных Обществ Автомобильных Инженеров, заняла третье место и удостоена диплома. Промежуточные итоги диссертационной работы отмечены дипломами и свидетельствами Губернатора Челябинской области.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 7 научных трудов, включая 4 статьи в научных сборниках, 2 тезиса докладов и 1 свидетельство об официальной регистрации комплекса программ для ЭВМ.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из Введения, четырех глав, Заключение и Приложения, изложена на 151 странице машинописного текста, включая 60 иллюстраций, 24 таблицы, 49 формул и список литературы, содержащий 109 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во Введении** обоснована актуальность выполненных исследований, сформулированы цель, научная новизна и практическая значимость работы, приведены результаты ее апробации и реализации, сведения о расположении материала по разделам.

**В первой главе** анализируются конструктивные особенности шатунов пяти двигателей: КамАЗ-740 (V-образный со смещенными рядами цилиндров, с прямой плоскостью разъема шатуна), 8ДМ-21 (V-образный со смещенными рядами цилиндров, с наклонной плоскостью разъема), ДБР-370 (рядный с наклонной плоскостью разъема), В-92С2 (V-образный с сочлененными шатунами), Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКIII (рядный с наклонной плоскостью разъема).

Рассмотрены известные методики расчета НДС шатуна, отличающиеся способом нагружения его кривошипной головки. Показано, что при разработке современной методики расчета НДС необходимо: обосновать адекватную расчетную схему шатуна; рассчитать действующие на шатун нагрузки, включая его собственные силы инерции; определить деформированное состояние поверхности трения шатунного подшипника; рассчитать на основе решения УГД задачи поле гидродинамических давлений в смазочном слое шатунного подшипника.

Ключевой и наиболее сложной из перечисленных является УГД задача, решением которой выявляется влияние упругих деформаций поверхности трения, вызванных действием гидродинамических давлений и сил инерции, распределенных по объему шатуна, на гидромеханические характеристики шатунных подшипников.

УГД теории смазки шатунных подшипников тепловых двигателей посвящено большое число работ. В частности, исследованию упругоподатливых сложнагруженных подшипников скольжения посвящены работы: Фантино, Френе, Дю-Парке, Лабуфа, Букера, Озаса, Нода, Стефани, Бонеа, Олсона, Генка, О, Хуперта, Окамото, Ханаши, Ван дер Темпель, Моес, Босма, Макквор, Феннер, Келли, Изотова А.Д., Суркина В.И., Токаря И.Я., Бондарева А.И., Рождественского Ю.В. и др. Напряженно-деформированное состояние шатунов исследуется в работах: Салтыкова М.А., Давиденкова Н.Н., Казанской А.М., Орлина А.С., Одингга И.А., Кинашвили Р.С., Никитина А.М. и др.

Наиболее полно результаты теоретических исследований сложнагруженных, в т.ч. упругоподатливых подшипников, представлены в работах, выполненных в ЮУрГУ под руководством Прокопьева В.Н.

Экспериментальным исследованиям НДС шатуна и гидромеханических характеристик шатунного подшипника посвящено сравнительно мало работ. Среди них заслуживают внимания исследования Суркина В.И. и его учеников, Салтыкова М.А., Никитина А.М., Френе, Фантино.

Глава заканчивается формулировкой следующих задач исследования.

1. Разработать методику определения нагрузок, действующих на шатунные подшипники коленчатого вала теплового двигателя, основанную на МКЭ и позволяющую определять инерционную составляющую нагрузок при сложной или нетрадиционной форме шатуна.

2. Обосновать ускоренный метод определения мгновенных искажений геометрической формы поверхности трения кривошипной головки и методику их корректирования, обеспечивающую адекватность расчетной модели шатуна за счет исключения из рассмотрения изгибных деформаций, не влияющих на физические процессы, происходящие в смазочном слое шатунного подшипника.

3. Решением тестовой задачи расчета гидромеханических характеристик шатунного подшипника и сравнением результатов с экспериментальными, оценить точность разработанного итерационного алгоритма решения уравнения Рейнольдса при величине деформаций поверхностей, ограничивающих смазочный слой, сопоставимых с радиальным зазором шатунного подшипника.

4. Разработать методику оценки НДС шатунов тепловых двигателей, основанную на МКЭ и нагружении его кривошипной головки эпнорой гидродинамических давлений, полученной решением УГД задачи смазки шатунного подшипника.

5. На примере двигателей российского производства исследовать влияние деформаций кривошипной головки шатуна на гидромеханические характеристики, определяющие ресурс шатунного подшипника.

**Вторая глава** посвящена решению первых двух из поставленных задач.

На примере шатунов двигателей КамАЗ-740 и В-92С2 проведены расчеты сил инерции шатуна с использованием МКЭ и классической двухмассовой модели, а также оценен их вклад в нагрузку, действующую на шатунный подшипник.

Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что для определения сил, действующих на шатунный подшипник кривошипной головки шатунов средне оборотных двигателей, можно с достаточной степенью точности применять классическую модель расчета сил инерции. В любом другом случае необходимо использовать модель с распределенной массой, отдавая предпочтение объемной конечно-элементной модели (КЭМ). Крайне желательно использовать модель с распределенной массой сочлененных шатунов при расчете нагруженности подшипников КШМ с прицепным шатуном. Классическая двухмассовая модель применительно к таким схемам КШМ не полностью отражает реальную картину нагружения шатуна. Так, для положений кривошипа, где определяющими являются силы инерции, относительная погрешность в определении нагрузок классическим методом может достигать 15%.

Разработанная методика определения упругих деформаций поверхности трения кривошипной головки шатуна основывается: на совместном учете поверхностных (от действия гидродинамических давлений) и объемных (от сил инерции самого шатуна) нагрузок, что повышает достоверность информации об их мгновенных значениях; на новом алгоритме раздельного определения деформаций от сил инерции, позволяющем многократно снизить время их расчета; на методе корректировки суммарных деформаций, применение которого позволяет уменьшать их абсолютные значения, что обеспечивает устойчивость итерационной процедуры расчета поля гидродинамических давлений при величине деформаций упругоподатливых поверхностей, соизмеримых с радиальным зазором в подшипнике.

Вектор итоговых радиальных перемещений узлов, лежащих на поверхности трения КЭМ шатуна  $\{U_{\text{обш}}\}$ , представлялся в виде суммы:

$$\{U_{обш}\} = \{U_{ин}\} + \{U_{гс}\}, \quad (1)$$

где  $\{U_{ин}\}$ ,  $\{U_{гс}\}$  – векторы радиальных перемещений от инерционных и гидродинамических нагрузок соответственно.

Перемещения  $\{U_{гс}\}$  от действия гидродинамических давлений, приведенных к узлам КЭМ, определялись матричным выражением:

$$\{U_{гс}\} = [S]\{f\}. \quad (2)$$

Здесь  $\{U_{гс}\}$  – вектор перемещений;  $[S]$  – матрица податливости поверхности трения;  $\{f\}$  – вектор узловых нагрузок (гидродинамических давлений).

Обычно для расчета перемещений поверхности трения кривошипной головки шатуна от инерционных нагрузок используют формулы:

$$\{U_{ин}^x\} = [C]\{P_{ix}\}; \quad \{U_{ин}^y\} = [C]\{P_{iy}\}, \quad (3)$$

где  $\{U_{ин}^x\}$ ,  $\{U_{ин}^y\}$  – проекции перемещений узлов,  $\{P_{ix}\}$ ,  $\{P_{iy}\}$  – проекции узловых сил инерции;  $[C]$  – полная матрица податливости, включающая в себя все узлы КЭМ.

Соотношение (3) используется либо на каждом шаге расчета траектории движения шипа, либо перемещения вычисляются предварительно для некоторого набора углов поворота кривошипа, а в процессе УГД расчета интерполируются. Такой подход приводит к большим затратам времени и памяти ЭВМ, а также усложняет весь алгоритм расчета деформаций.

В разработанной новой методике, силы инерции узловых масс  $m_i$  КЭМ шатуна предложено определять из уравнений:

$$\begin{aligned} P_{ix}^m &= m_i(\omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + \omega_2^2 x_i + \varepsilon_2 y_i); \\ P_{iy}^m &= m_i(\omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + \omega_2^2 y_i - \varepsilon_2 x_i), \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\omega_1$ ,  $\alpha$  – частота вращения и угол поворота коленчатого вала (п.к.в.) двигателя;  $\omega_2$ ,  $\varepsilon_2$  – угловые скорость и ускорение качания шатуна, которые рассчитывались по известным соотношениям;  $m_i$ ,  $x_i$ ,  $y_i$  – масса и координаты  $i$ -го узла КЭМ.

Для определения перемещений в произвольный момент времени проекции сил инерции представлялись в виде:

$$\begin{aligned} \{P_{ix}\} &= \{f_{1i}^x\} \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + \{f_{2i}\} \omega_2^2 + \{f_{3i}\} \varepsilon_2; \\ \{P_{iy}\} &= \{f_{1i}^y\} \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + \{f_{3i}\} \omega_2^2 - \{f_{2i}\} \varepsilon_2, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\{f_{1i}^x\} = \{f_{1i}^y\} = \{m_i\}$ ,  $\{f_{2i}\} = \{m_i x_i\}$ ,  $\{f_{3i}\} = \{m_i y_i\}$  – составляющие, не зависящие от угловой скорости  $\omega_1$  и угла поворота кривошипа  $\alpha$ .

На основе использования принципа суперпозиции упругих решений, проекции на оси  $x$ ,  $y$  вектора перемещений узлов на поверхности трения кривошипной головки шатуна  $U_{ин}^x$ ,  $U_{ин}^y$  определялись формулами:

$$\begin{aligned} U_{ин}^x &= \tilde{u}_{1x}^x \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + \tilde{u}_{1x}^y \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + \tilde{u}_2^x \omega_2^2 + \tilde{u}_3^x \varepsilon_2; \\ U_{ин}^y &= \tilde{u}_{1y}^y \omega_1^2 r \cos(\alpha + \beta) + \tilde{u}_{1y}^x \omega_1^2 r \sin(\alpha + \beta) + \tilde{u}_2^y \omega_2^2 - \tilde{u}_3^y \varepsilon_2, \end{aligned} \quad (6)$$

а радиальные перемещения соотношением



$$\{U_{ин}\} = \sqrt{\{U_{ин}^x\}^2 + \{U_{ин}^y\}^2}. \quad (7)$$

Здесь  $\tilde{u}_{1x}^x, \tilde{u}_{1x}^y, \tilde{u}_{2x}^x, \tilde{u}_{2x}^y$  – базовые перемещения в направлении осей  $x, y$  от проекций  $\{f_{11}^x\}$  и  $\{f_{11}^y\}$  соответственно;  $\tilde{u}_2^x, \tilde{u}_2^y$  – перемещения при одновременном приложении сил  $\{f_{21}^x\}$  по оси  $x$  и  $\{f_{21}^y\}$  по оси  $y$ ;  $\tilde{u}_3^x, \tilde{u}_3^y$  – перемещения при одновременном приложении сил  $\{f_{31}^x\}$  по оси  $x$  и  $\{f_{31}^y\}$  по оси  $y$ .

Таким образом, использование выражений (6) вместо (3), позволило рассчитать перемещения от сил инерции для любого момента времени, так как они определяются через проекции базовых перемещений. Последние не зависят от времени и режима работы двигателя и могут рассчитываться для конкретной конструкции заранее, что позволяет многократно уменьшить время решения УГД задачи.

Оценкой точности нового метода показано, что в самом неблагоприятном случае, относительная разница между векторами перемещений, рассчитанных по выражениям (3) и (6) не превышает 3.7%.

Разработанная методика расчета мгновенных деформаций поверхности трения позволила провести ряд исследований, направленных на совершенствование упругой модели шатуна, используемой для оценки его НДС и решения УГД задачи. В частности, оценено влияние сил инерции на деформированное состояние поверхности трения шатунного подшипника с использованием двух схем: схемы, учитывающей только гидродинамические давления и схемы, учитывающей все силы, включая силы инерции узловых масс КЭМ. Полученные результаты (рис. 1) свидетельствуют, что учет сил инерции существенно изменяет величину абсолютных перемещений узлов поверхности трения кривошипной головки. При действии сил инерции в направлении перпендикулярном стержню шатуна ( $\alpha = 80^\circ$ ), расчетные значения результирующих деформаций заметно уменьшаются за счет их противодействия полю гидродинамических давлений. Если не учитывать нагрузки, обусловленные силами инерции, условный центр деформированного подшипника смещается на величину, значительно превышающую диаметральный зазор, что в реальной конструкции не может происходить. Таким образом, учет инерционных нагрузок при определении деформированного состояния шатунного подшипника является обязательным.

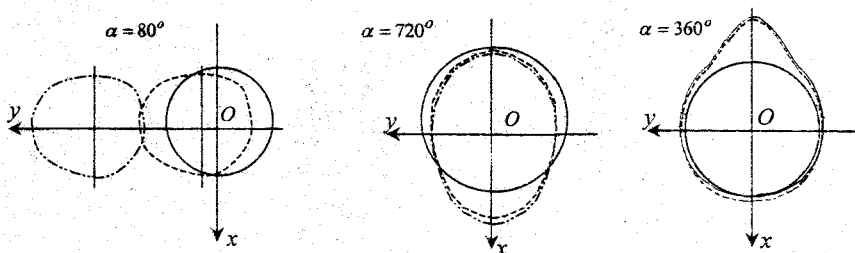


Рис. 1. Формы деформированной поверхности трения кривошипной головки шатуна двигателя КамАЗ-740:

— жесткий подшипник; - - - без учета сил инерции; - · - · с учетом сил инерции

КЭМ шатуна необходимо закрепить, т.е. наложить на некоторые ее узлы кинематические граничные условия. При закреплении КЭМ вносятся погрешности в вычисления, но закрепление является обязательным, так как в противном случае матрица податливости  $[C]$ , становится вырожденной, и проводить вычисления бессмысленно, ввиду равенства нулю ее определителя. Исходя из этого, было проведено исследование влияния условий закрепления КЭМ шатуна на деформированное состояние шатунного подшипника. Рассматривались пять расположений закрепляемых сечений: первое – вблизи поршневой головки, пятое – вблизи кривошипной, остальные – промежуточные.

Полученные формы деформированной поверхности трения позволяют утверждать, что изменение места заделки с 1 по 5 ведет к снижению величины деформаций при неизменном контуре деформированной поверхности трения. В то же время, корректировкой деформаций удастся при произвольном месте закрепления уменьшить их величину, а поскольку на двигателе шатун опирается на поршневой палец и шатунную шейку коленчатого вала, закреплять КЭМ целесообразно вблизи поршневой головки. В этом случае, локальная система координат  $xOy$ , связанная с центром недеформированной кривошипной головки (рис. 2), смещается под действием неуравновешенной системы сил, приложенной к шатуну, вызывающей изгиб стержня и самой кривошипной головки, а также смещение и поворот корпуса подшипника. Таким образом, возникает необходимость в корректировке величины расчетных деформаций, для чего в перемещения  $\bar{U}_{МКЭ}$ , рассчитанные МКЭ в глобальной системе координат  $XOY$ , вводились поправки. Для определения величины этих поправок исследованы пять методов корректирования: 1-й связывает величину поправки с координатами центра тяжести смещенного контура деформированного подшипника; 2-й – с координатами центра базовой окружности, описывающей контур деформированного подшипника, радиус и координаты центра которой, рассчитывались методом наименьших квадратов. В 3-м методе кривошипная головка считается «абсолютно жесткой», что достигается значительным увеличением модуля упругости входящих в нее конечных элементов; в 4-м – перемещения осредняются по слоям КЭМ шатуна; в 5-м – «абсолютная жесткость» кривошипной головки задается введением дополнительных безмассовых конечных элементов, размещенных в отверстии кривошипной головки.

На примере шатунов двигателей КамАЗ-740 и 8ДМ-21 (рис. 3) показано, что все исследованные методы позволяют получать сходные формы деформируемой поверхности. Например, для наибольшей боковой нагрузки ( $\alpha = 80^\circ$ ) разница между результатами, полу-

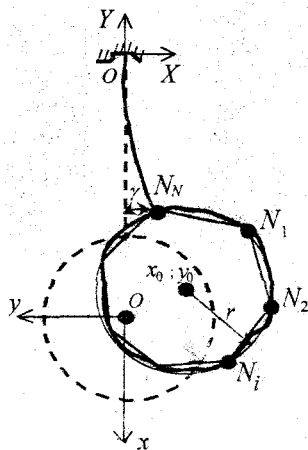


Рис. 2. К определению центра тяжести контура деформированного подшипника

ченными с использованием третьего и четвертого метода не превышает 3%. Абсолютные значения скорректированных перемещений не превышают 20% и 10% диаметрального зазора в шатунном подшипнике двигателей КамАЗ-740 и 8ДМ-21 соответственно.

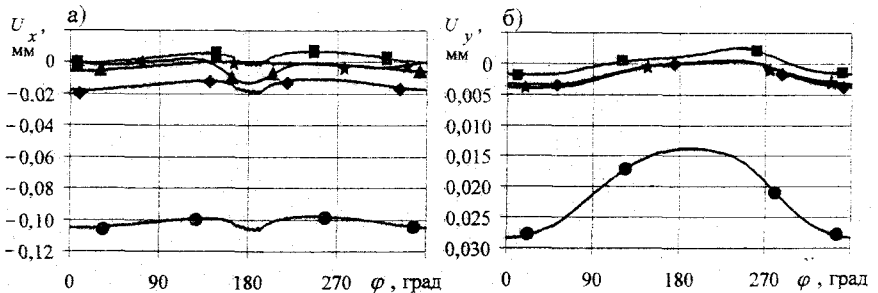


Рис. 3. Результаты применения методов корректирования:

а) КамАЗ-740,  $\alpha = 360^\circ$ , на ось x; б) 8ДМ-21,  $\alpha = 80^\circ$ , на ось y;

● — исходные перемещения; ■, ◆, ★, ▲ — 1-5-й методы корректирования

Предпочтение отдано второму методу корректирования перемещений, как наименее трудоемкому и легко внедряемому в алгоритм решения УГД задачи смазки шатунного подшипника. Добиться сходящегося решения можно и без корректировки деформаций, применяя различные приемы улучшения сходимости. Однако, корректировку следует обязательно включать в алгоритм решения УГД задачи смазки, хотя бы потому, что она уменьшает практически на порядок затраты ресурсов ЭВМ, не искажает деформированный контур подшипника и повышает устойчивость алгоритма, что в конечном итоге открывает перспективы проведения многовариантных УГД расчетов.

**Третья глава** посвящена решению третьей и четвертой поставленных задач.

Основа УГД задачи — алгоритм решения уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое. Любая неточность в определении поля давлений приводит при расчете упругих деформаций к резким изменениям толщины смазочного слоя, что в свою очередь через повторное решение уравнения Рейнольдса вызывает большие колебания давлений и неустойчивость алгоритма.

Уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в тонких смазочных слоях несжимаемой жидкости записывалось в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\bar{h}^3}{12 \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \frac{\bar{h}^3}{12 \bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \quad (8)$$

Здесь  $h_0, \mu_0, p_0, \omega_0$  соответственно, характерная толщина смазочного слоя при центральном положении шипа, вязкость смазки, атмосферное давление, характерная частота вращения шипа; безразмерные величины:  $\psi = h_0/r$  — относительная характерная толщина смазочного слоя при центральном положении шипа;  $\bar{h} = h/h_0$  — толщина смазочного слоя;  $\tau = \omega_0 t$  — безразмерное время;  $\bar{z} = z/r$  — координата, направленная по ширине подшипника;  $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$  — коэффициент дина-

мической вязкости;  $\bar{\omega} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0$  – характерная угловая частота вращения шипа;  $\bar{p} = (p - p_0) \psi^2 / \mu_0 \omega_0$  – безразмерное гидродинамическое давление;  $a = B/D$ ,  $D, B$  – диаметр и протяженность подшипника вдоль координаты  $z$ ;  $\chi = e/h_0$  – относительный эксцентриситет,  $e$  – эксцентриситет.

Толщина смазочного слоя, ограниченного упругоподатливыми поверхностями определялась выражением

$$h(\varphi) = h^*(\varphi) + (W_p + U_m). \quad (9)$$

Здесь  $h^*(\varphi) = h_1^*(\varphi) - \chi \cos(\varphi - \delta)$  – толщина смазочного слоя в абсолютно жестком подшипнике;  $h_1^*(\varphi)$  – безразмерная толщина смазочного слоя при центральном положении шипа;  $W_p$  – «упругий» оператор, связывающий перемещения и гидродинамические нагрузки;  $U_m$  – радиальные перемещения поверхности подшипника от инерционных нагрузок.

Граничные условия для давлений представлялись в виде следующих ограничений на функцию  $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ :

$$\begin{cases} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0. \end{cases} \quad (10)$$

При наличии на поверхности трения шипа или подшипника источников смазки (продольных и поперечных канавок, отверстий, карманов и т.п.), условия (13) дополнялись следующим:

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s(\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s, \quad s = 1, 2, \dots, s^*, \quad (11)$$

где  $\bar{p}_s = p_s \psi^2 / \mu_0 \omega_0$  – безразмерное избыточное (манометрическое) давление подачи;  $\Omega_s$  – контуры, ограничивающие источники смазки, в пределах которых давление постоянно и равно давлению подачи;  $s^*$  – количество источников.

Алгоритм реализации ограничений (10) состоял в следующем. Аппроксимацией пространственных производных центральных разностями на пятиточечном шаблоне типа «крест», дифференциальное уравнение (8) сводилось к системе алгебраических уравнений вида

$$a_{ij} \bar{p}_{ij} + a_{i+1,j} \bar{p}_{i+1,j} + a_{i-1,j} \bar{p}_{i-1,j} + a_{ij+1} \bar{p}_{ij+1} + a_{ij-1} \bar{p}_{ij-1} = b_{ij}, \quad (12)$$

решение которой находилось методом Гаусса-Зейделя. Каждый раз, когда в процессе итераций в какой-то точке области  $\Omega = [\varphi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in a, -a]$  не выполнялось условие  $\bar{p} > 0$ , давление в этой точке обнулялось. В конечном итоге  $\Omega^* = \Omega - \Omega_c^*$ , где  $\Omega_c^* = \sum \Omega_s$  – область, занятая источниками смазки, делилась на активную область  $\Omega_a$ , где  $\bar{p}(\varphi, \bar{z}) > 0$ , и область кавитации  $\Omega_c$ , где  $\bar{p}(\varphi, \bar{z}) = 0$ .

При известной функции распределения давлений  $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ , необходимой для оценки НДС шатуна, рассчитывались гидромеханические характеристики шатунного подшипника: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\min}(t)$ , максимального гидродинамического давления  $p_{\max}(t)$ , затрат мощности на преодоление сопротивлений движению шипа  $N(t)$ , расхода смазки в торцы опоры  $Q(t)$ . По результатам расчета этих характеристик определялись средние за пери-

од нагружения  $t_0$  величины:  $h^*_{\min}$ ,  $p^*_{\max}$ ,  $N^*$ ,  $Q^*$ , экстремальные значения некоторых из них (наименьшая за период нагружения  $t_0$  толщина смазочного слоя  $\inf h_{\min}$ , наибольшее гидродинамическое давление  $\sup p_{\max}$ ), а также эквивалентная (расчетная) температура смазочного слоя  $T_3$ .

Для уменьшения затрат времени в процессе решения УГД задачи применялся многосеточный алгоритм.

Интегрировать уравнение Рейнольдса необходимо на каждом временном шаге расчета координат центра шатунной шейки, определяемых численным интегрированием уравнений:

$$m \ddot{x} = k/h_0 \omega_0^2 \cdot \bar{R}_x + 1/h_0 \omega_0^2 \cdot F_x; \quad m \ddot{y} = k/h_0 \omega_0^2 \cdot \bar{R}_y + 1/h_0 \omega_0^2 \cdot F_y. \quad (13)$$

Здесь  $m$  — расчетная масса шипа;  $x$ ,  $y$  — координаты центра шипа;  $\bar{R}_x = R_x/k$ ,  $\bar{R}_y = R_y/k$  — безразмерные реакции смазочного слоя, действующие со стороны смазки на шип;  $k = BD\mu_0\omega_0/\psi^2$  — коэффициент перехода от безразмерных реакций к размерным;  $F_x$ ,  $F_y$  — силы, действующие со стороны шипа на смазочный слой.

Уравнения (13) интегрировались методом, основанном на применении, так называемых формул дифференцирования назад для уравнений второго порядка.

Разработанная методика упругогидродинамического расчета шатунных подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания реализована в комплексе программ «Упругость», который функционирует согласно схемы на рис. 4. Схемой предусмотрен начальный временной отрезок, равный  $10^\circ - 40^\circ$  п.к.в., на котором кривошипная головка шатуна считается абсолютно жесткой. Этот отрезок необходим для получения первого приближения координат положения центра шипа, его вектора скорости и гидродинамических давлений в смазочном слое ( $x, y, \dot{x}, \dot{y}, \bar{p}_{ij}$ ). На основном отрезке, в процессе интегрирования уравнений (13), рассчитывались прогнозные значения координат центра шипа, исходя из которых, и полученной на предыдущем временном шаге эюры давлений, определялись упругие деформации поверхности шатунного подшипника. Для исключения влияния на сходимость итерационного процесса резких изменений величины деформаций, выполнялась их оценка, на основе которой выбиралась стратегия расчета поля давлений: если изменение мало, значение релаксационного множителя  $\Delta$  принималось равным единице, если же приращение деформаций превышало заданную долю  $\eta$  толщины смазочного слоя, множитель  $\Delta$  полагался равным нулю, а затем постепенно увеличивался. Это позволяло поэтапно (малыми долями) добавлять деформации к толщине смазочного слоя. Центральным является цикл, в котором на последовательности разностных сеток интегрировалось уравнение Рейнольдса. После достижения сходимости на крупной сетке, давления интерполировались на более мелкую и использовались в качестве начального приближения для отыскания сходящегося решения, которое затем передавалось на следующую еще более мелкую сетку и т.д. В том случае, если на каком-либо этапе расчета давлений за ограниченное число итераций не удавалось получить сходящегося решения, множителю  $\Delta$  присваивалось значение, при котором решение было получено.

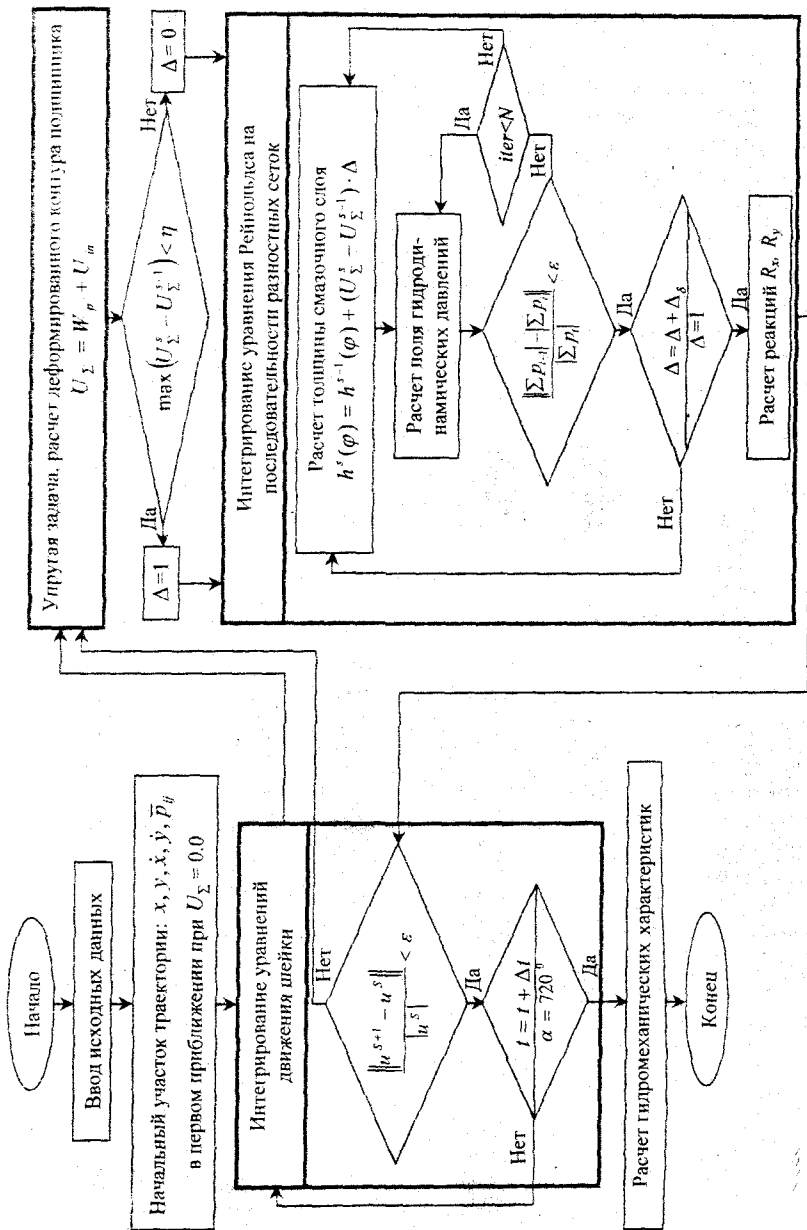


Рис. 4. Блок-схема решения упругогидродинамической задачи смазки шатунных подшипников

При достижении сходимости на самой мелкой сетке и при  $\Delta = 1$  (упругие деформации в толщине смазочного слоя учтены полностью), определялись реакции смазочного слоя. Если прогнозные значения координат центра шипа принимались - осуществлялся шаг по времени, если нет - процедура повторялась. Максимальное значение  $\Delta t$  равнялось  $1^\circ$  п.к.в. и корректировалось в процессе расчета траектории с помощью специальной процедуры.

Для оценки точности разработанного алгоритма УГД расчета, выполнено сравнение результатов решения тестовой задачи расчета шатунного подшипника Ruston&Hornsby 6 VEB-X МКIII с опубликованными другими авторами. Выбор шатунного подшипника двигателя Ruston&Hornsby объясняется наличием достоверных экспериментальных (полученных на двигателе и моделирующей установке) и многочисленных теоретических результатов расчета гидромеханических характеристик шатунного подшипника этого двигателя.

При расчете гидромеханических характеристик абсолютно жесткого и упругоподатливого подшипников среднеинтегральная (расчетная) температура смазочного слоя принималась равной  $100^\circ\text{C}$ .

Авторы многих зарубежных исследований отмечают, что двигатель Ruston &Hornsby является малонагруженным и отличается сравнительно небольшими деформациями шатунного подшипника, что обуславливает сравнительно малое влияние деформаций на гидромеханические характеристики. Это подтверждают проведенные расчеты: в упругоподатливом подшипнике минимальная толщина смазочного слоя уменьшается на  $\approx 13\%$ , максимальное гидродинамическое давление на  $\approx 8\%$ , потери на трение увеличиваются на  $2\%$ , расход смазки и средние значения  $h^*_{\min}$  и  $p^*_{\max}$  за цикл нагружения снижаются на  $\approx 0.5\%$ .

Основной практический интерес представляют результаты расчета реального подшипника с кольцевой канавкой, для которого известны экспериментальные зависимости основных гидромеханических характеристик от угла п.к.в. На рис. 5 представлены расчетные зависимости  $p_{\max}$  и  $h_{\min}$  для жесткого и упругоподатливого подшипника. Заштрихованный коридор (рис. 5а) ограничивает диапазон теоретических результатов, полученных другими авторами, экспериментальные кривые проходят в средней его части. Штриховая линия (рис. 5б) соответствует толщине смазочного слоя, замеренной фирмой "Glacier Co. Ltd" на работающем двигателе.

Характер расчетных зависимостей  $p_{\max}$  и  $h_{\min}$  для упругоподатливого подшипника совпадает с экспериментальными, в отличие от зависимостей, соответствующих абсолютно жесткому подшипнику. Результаты (табл. 1) свидетельствуют, что минимальная толщина смазочного слоя, рассчитанная с применением УГД теории, практически полностью совпала с экспериментальной, а расчетное значение максимального гидродинамического давления, отличается от замеренного на  $\approx 7\%$ . Сравнение с результатами расчетов, выполненных другими авторами, которые закрепляли КЭМ шатуна в одном из промежуточных сечений, не применяя корректировку деформаций, также обнаруживает достаточное количественное совпадение. Время счета одного варианта по разработанному алгоритму составляет от 5 до 7 часов на ЭВМ с частотой процессора 2 ГГц, что приблизительно в 6 раз меньше объявленного в приведенных для сравнения зарубежных работах.

Таблица 1

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника с кольцевой канавкой Ruston&Hornsby

Источник информации	$inf/h_{min}^*$ мкм	$supp_{max}$ МПа	$N^*$ Вт	$h^*_{min}$ мкм	$p^*_{max}$ МПа	$Q^* \times 10^6$ см <sup>3</sup> /с
Эксперимент	3.30	30.00	—	—	—	—
Эксперимент	3.33	32.50	—	—	—	—
Упругий подшипник	3.38	33.92	—	10.54	18.95	102.00
Упругий подшипник	3.15	35.22	1500.0	9.87	20.11	—
Результаты автора						
Жесткий подшипник	3.87	35.38	1473.0	10.39	19.73	98.87
Упругий подшипник	3.33	34.82	1512.0	10.11	19.39	98.04

\* Результаты Генка, Мартина, Кембелла, Соучета, Стефани.

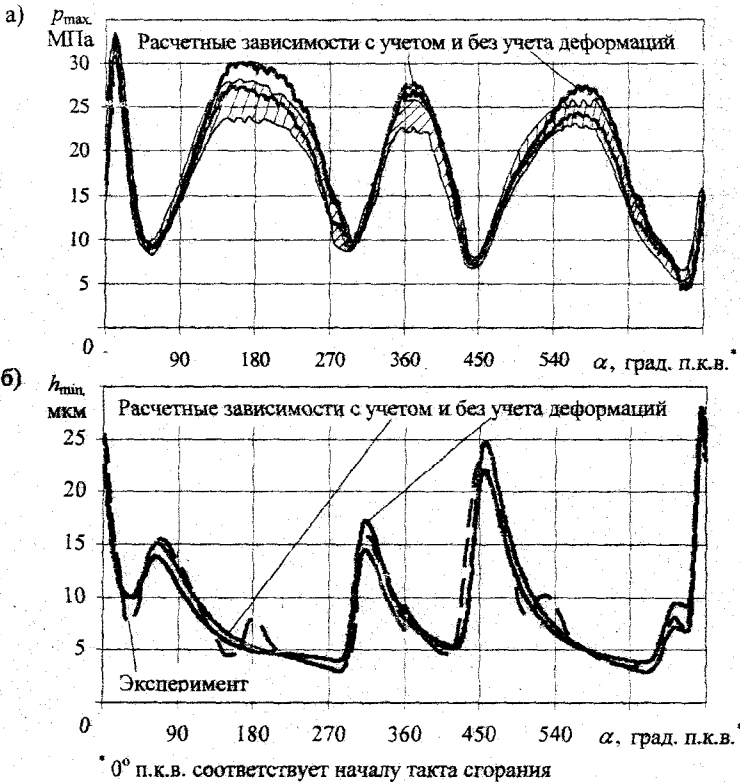


Рис. 5. Зависимости от угла п.к.в. максимального гидродинамического давления (а) и минимальной толщины смазочного слоя (б) в шатунном подшипнике с кольцевой канавкой двигателя Ruston&Hornsby



На основе разработанного алгоритма решения УГД задачи, предложена методика оценки НДС шатунов тепловых двигателей, основанная на нагружении его кривошипной головки расчетной эпюрой гидродинамических давлений.

На примере шатунов двигателей Ruston&Hornsby, КамАЗ-740, 8ДМ-21, В-92С2 и ДБР-370 сравнивались напряжения и деформации, полученные с использованием двух схем нагружения шатуна: 1-я схема – расчетная эпюра гидродинамических давлений нагружает кривошипную головку шатуна, распределенная по косинусоиде сосредоточенная нагрузка – поршневую головку; 2-я схема – обе поверхности трения нагружаются сосредоточенной силой, распределенной по косинусоидальному закону. Критерием оценки НДС считались: абсолютные значения вектора деформаций, возникающих в теле шатуна; обширность поля их повышенных значений и его месторасположение; минимальные и максимальные эквивалентные напряжения; амплитуда напряжений в выявленных опасных сечениях; протяженность зоны с их высоким уровнем.

Сопоставление полученных деформаций и полей их распределения показало, что у всех рассмотренных шатунов нагружение по 1-й схеме приводит к возникновению более значительных деформаций, и к изменению характера их распределения. Увеличение деформаций достигает 15%.

Практический интерес представляет анализ распределения эквивалентных (рассчитанных для центра четырех-узловой конечного элемента) напряжений, прямо характеризующих совершенство конструкции шатуна. Выполненные расчеты показали, что несмотря на сравнительно малое (от 2 до 10% в зависимости от конструкции шатуна) увеличение значений напряжений, их распределение в кривошипной головке значительно разнятся (рис. 6).

Анализом распределения эквивалентных напряжений и их экстремальных значений в шатунах других двигателей, показано, что более напряженное состояние имеет место при нагружении по 1-й схеме.

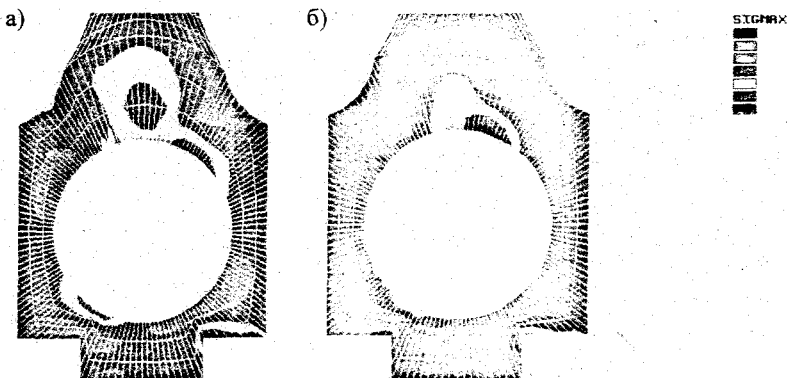


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в кривошипной головке шатуна двигателя КамАЗ-740 при нагружении его сжимающей нагрузкой, распределенной по 1-й (а) и 2-й схеме (б)

Это вновь свидетельствует о необходимости при расчете НДС шатунов в качестве нагружающего поля использовать эпюру гидродинамических давлений. В противном случае отдельные опасные сечения могут быть не замечены, что приведет к появлению ослабленной и неоптимальной конструкции шатуна.

Глава заканчивается практическими рекомендациями по совершенствованию конструкции каждого из рассмотренных шатунов.

**В четвертой главе** содержится краткое описание разработанного комплекса программ «Упругость», предназначенного для проведения УГД расчета подшипников скольжения. На примере шатунных подшипников двигателей российской производства (КамАЗ-740, 8ДМ-21, В-92С2 и Д6Р-370) показана одна из возможных областей применения комплекса «Упругость» – оценка влияния деформаций поверхности трения кривошипной головки шатуна на гидромеханические характеристики шатунного подшипника.

Расчетная температура смазочного слоя во всех подшипниках принималась равной 100 °С, что позволило при прочих равных условиях непосредственно оценить степень влияния упругих деформаций на средние и экстремальные значения гидромеханических характеристик, а также их изменения по углу п.к.в.

Полученные результаты (табл. 2), и, прежде всего, экстремальные значения минимальной толщины смазочного слоя и максимального гидродинамического давления, показывают, что учет упругих деформаций оказывает существенное влияние на гидромеханические характеристики шатунного подшипника, и это влияние тем больше, чем податливее конструкция шатуна и чем выше значения газовых и инерционных нагрузок.

Таблица 2  
Сравнение гидромеханических характеристик шатунных подшипников с жестким и упругим корпусом

Вариант расчета	$inf_{min}^*$ , мкм	$supp_{max}^*$ , МПа	$N^*$ , Вт	$Q^* \times 10^6$ , см <sup>3</sup> /с	$h^*_{min}$ , мкм	$p^*_{max}$ , МПа
Двигатель КамАЗ-740						
Жесткий подшипник	1.95	88.19	1015.0	17.73	5.11	53.02
Упругий подшипник	0.95	89.33	1030.0	15.62	5.13	48.11
Относительная разница, %	51.28	1.27	1.45	11.91	0.51	9.36
Двигатель 8ДМ-21						
Жесткий подшипник	4.88	166.41	1418.0	59.62	9.79	50.97
Упругий подшипник	4.12	147.86	1421.0	56.78	9.16	47.16
Относительная разница, %	15.53	11.17	0.21	4.76	6.89	7.47
Двигатель В-92С2						
Жесткий подшипник	1.79	194.30	1323.0	32.38	2.98	118.32
Упругий подшипник	2.01	187.49	1426.0	31.74	2.74	113.56
Относительная разница, %	12.32	3.58	7.78	2.01	8.67	4.02
Двигатель Д6Р-370						
Жесткий подшипник	2.16	195.22	742.0	21.37	5.72	42.26
Упругий подшипник	1.69	167.97	784.0	19.32	4.89	39.68
Относительная разница, %	22.06	13.98	5.68	9.59	14.37	6.11

В частности, наибольшее влияние на минимальную толщину смазочного слоя наблюдается в высоконагруженном шатунном подшипнике двигателя КамАЗ-740, кривошипная головка шатуна которого обладает сравнительно низкой жесткостью. Заметное снижение значения максимального гидродинамического давления в шатунном подшипнике двигателя ДБР-370, обусловлено повышенной податливостью кривошипной головки вблизи перехода в стержень. Мощность, затрачиваемая на преодоление трения, при учете упругих деформаций увеличивается на  $\approx 8\%$ , а расход смазки, вытекающей в торцы подшипников снижается на  $12\%$ . Среднеинтегральные значения толщины смазочного слоя и гидродинамического давления изменяются в пределах  $10\%$ .

Для большинства рассмотренных подшипников качественное влияние упругих деформаций проявляется в тенденции одновременного снижения мгновенных значений  $h_{\min}(t)$  и  $p_{\max}(t)$ , что парадоксально применительно к жесткому подшипнику и совершенно нормально при использовании УГД теории смазки.

Принимая во внимание результаты расчета гидромеханических характеристик, напряжений и деформаций шатуна двигателя КамАЗ-740, рассмотрены возможные варианты его модернизации. Первый – применением стали 40Х2Н4МА, обладающей повышенным пределом прочности и модулем упругости при растяжении без изменения конструкции шатуна. Второй – увеличением радиусов скруглений, толщины стенок и крышки подшипника кривошипной головки серийного шатуна, а также площади сечения стержня в части, прилегающей к головке. Третий – вписыванием в габаритные размеры серийного шатуна новой кривошипной головки с наклонной плоскостью разреза.

Расчет гидромеханических характеристик подшипника каждого из рассмотренных вариантов, по сравнению с серийной конструкцией, показал следующие результаты. Изменение материала шатуна практически не повлияло на экстремальные значения  $p_{\max}$  и  $h_{\min}$ . Первое уменьшилось на  $0.6\%$ , второе увеличилось на  $3\%$ , что сопоставимо с допустимой погрешностью расчета. Во втором варианте конструкции шатуна значение  $infh_{\min}$  увеличилось с  $0.95$  до  $2.05$  мкм. Значение  $supp_{\max}$  снизилось на  $\approx 4\%$ , потери мощности на трение, расход смазки и среднеинтегральные значения  $h_{\min}$  и  $p_{\max}$  изменились не существенно. Третий вариант наиболее существенно повлиял на  $infh_{\min}$ , которая увеличилась на  $\approx 13\%$ , остальные гидромеханические характеристики изменились менее, чем на  $4\%$ .

Расчетом напряжений и деформаций показано, что первый вариант не перспективен, т.к. снижение осевых деформаций и эквивалентных напряжений не превышает  $6\%$ , а их распределение существенно не изменилось. Вторым и третьим вариантами конструкции снижают максимальные значения напряжений и деформаций на величину, превышающую  $22\%$ . Отмечено более равномерное распределение напряжений в выявленных напряженных зонах.

Глава заканчивается описанием направлений совершенствования комплекса программ «Упругость», которые предполагается реализовать в очередной его версии. В частности, следует учесть тепловые деформации и деформации кривошипной головки от предварительной затяжки болтового соединения.

**В Заключение** кратко приводятся итоги выполненного исследования.

**Приложения** содержат свидетельство о регистрации разработанного программного обеспечения для ЭВМ, акт, подтверждающий использование результатов работы, дипломы, свидетельствующие о положительной оценке промежуточных результатов выполненного исследования.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработанная методика расчета инерционной составляющей нагрузки на шатунный подшипник основана на МКЭ и применима для шатунов произвольной формы. Рассчитанные с ее помощью силы инерции системы «основной шатун – прицепной шатун», могут превосходить полученные с помощью классической методики на 15%.

2. Разработанная методика расчета мгновенных деформаций поверхности трения кривошипной головки шатуна от инерционных нагрузок, погрешности которой не превышают 3,7%, уменьшает на порядок временные затраты на решение УГД задачи смазки шатунных подшипников. Этот результат достигнут за счет предварительного однократного определения базовых перемещений поверхности трения кривошипной головки, не зависящих от времени и режима работы двигателя.

3. На основе исследования пяти возможных методов корректирования деформаций, обоснован наиболее простой из них, основанный на вычитании из перемещений поверхности трения центра базовой окружности, построенной с помощью метода наименьших квадратов. Использование метода позволило повысить адекватность расчетной модели шатуна за счет исключения из рассмотрения изгибных деформаций стержня и кривошипной головки, не влияющих на физические процессы, происходящие в смазочном слое шатунного подшипника, а также устойчивость алгоритма совместного решения упругой и гидродинамических задач.

4. Разработанный и программно реализованный метод решения УГД задачи смазки шатунных подшипников позволяет проводить многовариантные исследования влияния на гидромеханические характеристики деформаций кривошипной головки. Приемлемое время счета достигнуто реализацией метода интегрирования уравнения Рейнольдса на последовательности трех разностных сеток. Улучшению сходимости и ускорению итерационного процесса способствовало применение релаксационного множителя, регулирующего приращение упругих деформаций, а также оценка и корректирование деформаций по времени.

5. Разработанный метод решения УГД задачи обеспечивает получение расчетных значений гидромеханических характеристик в функции от угла п.к.в., сопоставимых с опубликованными теоретическими и экспериментальными данными: расчетная минимальная толщина смазочного слоя в тестовом шатунном подшипнике совпала с полученной экспериментально, расчетное значение максимального гидродинамического давления отличается от замеренного на 7%.

6. Разработанная методика оценки НДС шатунов базируется на МКЭ и нагружении кривошипной головки эпюрой гидродинамических давлений, полученной решением УГД задачи смазки шатунного подшипника. Сравнительные расчеты показали, что при нагружении эпюрой давлений, эквивалентные напряжения и деформации увеличиваются на 15%, а распределение напряжений в

кривошипной головке значительно отличается от рассчитанного при нагружении сосредоточенной нагрузкой, распределенной по косинусоиде. Полученные результаты позволили сделать практические рекомендации, направленные на совершенствование конструкций шатунов двигателей российского производства.

7. Расчет гидромеханических характеристик шатунных подшипников четырех двигателей показал, что влияние упругих деформаций является существенным и неоднозначным. В некоторых случаях снижение минимальной толщины смазочного слоя достигает 51%, снижение максимального гидродинамического давления на 16%, увеличение мощности, затрачиваемой на преодоление трения шипом на  $\approx 8\%$ , снижение расхода смазки на 12%. Степень влияния определяется конструкцией кривошипной головки, ее жесткостными характеристиками, величиной и характером действующих нагрузок.

8. Исследованы возможные варианты модернизации шатуна двигателя КамАЗ. Показано, что кривошипную головку следует выполнять с наклонной плоскостью разъема. При такой конструкции более чем на 22% снижаются максимальные значения напряжений и деформаций, на  $\approx 13\%$  увеличивается минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике.

#### ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

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

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

3. Хозенюк Н.А., Родин С.С. Совершенствование модели шатуна в упругогидродинамической задаче смазки // XXII Российская школа по проблемам науки и технологий: Тезисы докладов. – Миасс: 2002, с.51.

4. Хозенюк Н.А., Родин С.С. Методика расчета деформаций шатунной опоры коленчатого вала // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Сб. тр. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – С.239 – 242.

5. Родин С.С. Применение упругогидродинамической теории смазки при оценке напряженно-деформированного состояния шатунов тепловых двигателей // XXIV Российская школа по проблемам науки и технологий: Тезисы докладов. – Миасс: 2004, с.52.

6. Родин С.С. Применение упругогидродинамической теории смазки при оценке напряженно-деформированного состояния шатунов тепловых двигателей // Наука и технологии: Сб.тр. – М.: РАН, 2004. В печати.

7. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Хозенюк Н.А., Родин С.С. Пакет прикладных программ «УПРУГОСТЬ». Версия 1.0 // Зарегистрирован в реестре программ для ЭВМ в РосАПО № 2003612 от 12.12.2003.