

На правах рукописи

УДК 621.436

СУН Лисинь

**МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ
В ПОДШИПНИКАХ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА
ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

05.04.02 - Тепловые двигатели

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

Сун Лисинь
宋立新

Москва

2004 г.

Работа выполнена в Московском государственном техническом
университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель:

доктор технических наук,
профессор Путинцев С.В.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор Фомин. В.М.

кандидат технических наук,
Филиппов К.В.

Ведущее предприятие:

ОАО "Владимирский тракторный
завод"

Защит Сун Лисинь **D 1668345**
ании диссерт Методика и результаты
техническом исследования потерь на
цовская наб., трение в подшипниках
кривошипно-шатунного мех...
С дис 2004 0-00
мана.

2 2004 г. в 14⁰⁰ ч. на засе-
Московском государственном
адресу: 105005, Москва, Руб-
с, ауд. 947

библиотеке МГТУ им. Н.Э. Бау-

D 1668345

зверенные печатью
2-я Бауманская ул.,
тационного совета

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

Тумашев Р.З.



1668345

Актуальность работы. Одной из составляющих эффективного снижения потерь на трение или механических потерь на этапе проектирования и доводки поршневой машины является надежная расчетная оценка сил и моментов трения с основных подшипниковых узлов. Анализ выполненных исследований показал, что развитие расчетных методов в области трения поршневых машин затронуло в основном цилиндро-поршневую группу (ЦПГ), а не кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Приходится констатировать, что существующие подходы к расчету механических потерь в подшипниках коленчатого вала представляют собой две крайности: 1) приближенные эмпирические формулы; 2) зависимости классической теории гидродинамической смазки. Первый подход дает чаще всего завышенный, а второй - заниженный результат расчета сил трения по сравнению с экспериментом. В настоящее время отсутствует метод уточненного расчета сил трения в подшипниках, опирающийся на учет как реальной динамики (наличие конечных размеров и перекосов шеек, зазоров «шейка-вал», влияние смежных с подшипником элементов КШМ), так и доминирующих режимов смазки и трения. Пренебрежение радиусами шеек в классической динамике, где, как известно, оси шарниров КШМ представляются материальными точками, оправдано для решения задач прочности, но совершенно недопустимо при расчете моментов трения (произведения силы трения на радиус) в цилиндрических подшипниках. Вне рамок научного рассмотрения до настоящего времени остается (и, соответственно, требует разработки метода расчета) упорный подшипник коленчатого вала.

Цель работы состоит в создании более достоверного, чем ранее применявшиеся, метода расчета механических потерь в подшипниках коленчатого вала поршневого ДВС, включая упорный, а также в исследовании влияния параметров конструкции и режима работы ДВС на механические потери в КШМ.

Поставленная цель достигается решением следующих задач:

1. Выполнением обзора известных методов расчета механических потерь в сопряжениях поршневых машин.
2. Выбором уравнений и зависимостей для определения показателей трения в сопряжениях коленчатого вала поршневого ДВС.
3. Разработкой математических моделей процессов динамики, гидродинамики и трения цилиндрических и упорных подшипников коленчатого вала.



4. Верификацией моделей на основе сопоставления расчета с результатами, полученными по классическим методам и в ходе эксперимента.

5. Расчетным исследованием механических потерь в подшипниках КШМ поршневого двигателя.

Методами исследования являются: математическое моделирование; натурный эксперимент на поршневом двигателе; численный эксперимент на основе расчетной программы.

Обоснованность и достоверность научных положений и результатов работы базируются на применении классических уравнений динамики твердого тела и гидродинамики вязкой несжимаемой жидкости (а также соответствующих им общепринятых допущений), подтверждаются в ходе комплексной верификации разработанной модели.

Научную новизну и выносимые на защиту положения составляют методы расчета параметров гидродинамики упорного подшипника коренной опоры коленчатого вала; режимов, сил и моментов трения в подшипниках КШМ; механических потерь в каждом из подшипников коленчатого вала тракторного дизеля, включая упорный; а также метод уточненного экспериментального определения механических потерь в коренных и упорном подшипниках коленчатого вала поршневого ДВС.

Практическая ценность полученных результатов состоит в:

-расчетной программе, позволяющей оценивать параметры динамики, гидродинамики, трения и механических потерь в подшипниках коленчатого вала;

-экспериментальном методе уточненного определения затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала ДВС;

-результатах анализа механических потерь в подшипниках КШМ двигателя - объекта исследования.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на международных научно-технических конференциях: «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей» (г. Владимир, 2003 г.), «Проблемы механики современных машин» (г. Улан-Удэ, 2003 г.), а также на заседаниях кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана с 2001 по 2004 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 печатных работ.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, и списка литературы. Она включает 116 страниц основного текста, содержащего 8 таблиц и 53 рисунков, а также 10 страниц списка литературы из 99 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, поставлены цель и задачи работы, кратко изложены основные научные положения исследования.

В первой главе дан анализ состояния проблемы расчета сил трения в различных сопряжениях поршневых машин; приведено сравнение существующих моделей и подходов к расчетному определению механических потерь.

Рассмотрение результатов ранее выполненных работ, прямо или косвенно затрагивающих тему диссертации (Аникин С.А., Батулин С.А., Белобоков Б.Г., Бурштейн Л.М., Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Захаров С.М., Исаков Ю.Н., Канишев А.Б., Кобяков С.В., Коровчинский М.В., Макаров А.Р., Петриченко Р.М., Путинцев С.В., Рык Г.М., Cameron A., Cheng H.S., Furuhashi S., Hu Y.-Z., Zhu D. и др.), показало, что ряд специфических вопросов исследования механических потерь в подшипниках КШМ, связанных, в частности, с уточненным моделированием для их расчетного определения, требует дополнительного рассмотрения.

Сопоставление балансов механических потерь современных поршневых машин показывает, что трение в подшипниках КШМ дизелей составляет не менее четверти общих механических потерь двигателя. Данное обстоятельство указывает на необходимость контроля механических потерь в подшипниках и поиска на этой основе эффективных путей их снижения.

На этапе конструирования любой поршневой машины очень важно иметь реальную информацию об уровне механических потерь в основных узлах и механизмах, что может быть достигнуто точным расчетом внешних сил и реакций, действующих на детали, а также адекватным учетом условий их смазки и трения. К сожалению, такая концепция пока не получила надлежащего применения. В частности, отсутствуют научно обоснованные, учитывающие особенности реальной динамики деталей, подходы к расчету параметров трения в сопряжениях типа «цилиндрический подшипник» и, особенно, «упорный подшипник». Последний из названных подшипников применительно к поршневым машинам вообще оказался за рамками научного рассмотрения. Специалисты испытывают дефицит сведений о распределении механических потерь по подшипникам КШМ, о влиянии на параметры трения в подшипниках основных показателей конструкции и режима работы двигателя.

Указанные аспекты проблемы составили цель и задачи диссертации.

Во второй главе представлена разработка математической модели формирования механических потерь в КШМ. Решению подлежали следующие три задачи:

Задача динамики. Рассматривая детали как элементы системы твердых тел, определить силы и моменты (включая точки приложения), действующие в характерных сечениях на элементы КШМ в каждый момент времени.

Задача гидродинамики. Принимая найденные в результате решения задачи динамики силы и моменты в качестве внешних силовых факторов, найти минимальную толщину слоя масла в характерных сечениях элементов КШМ на основе равновесия внешних сил и гидродинамических реакций со стороны опор.

Задача трибологии. Используя значения минимальной толщины слоя масла, идентифицировать режимы трения и на этой основе рассчитать силы и моменты трения в сопряжениях, т.е. в конечном итоге определить механические потери.

Построение математической модели было выполнено для двухцилиндрового рядного тракторного дизеля с воздушным охлаждением 2Ч 10,5/12 (Д-120 – ОАО «Владимирский тракторный завод»). Выбор был обусловлен типичностью и распространенностью схемы КШМ, а также имеющимся резервом снижения механических потерь этого двигателя.

При решении задачи динамики были разработаны расчетные схемы и составлены соответствующие им системы алгебраических уравнений динамики твердого тела для определения внешней нагрузки в характерных сечениях подшипников КШМ. В отличие от классических исследований подобной проблемы, в данной работе искомые реакции прикладывались к поверхностям шеек конечных размеров, а не к материальным точкам. Кроме того, учитывался перекос осей шеек коленчатого вала и опоры, вызванный действием сил от смежных цилиндров и моментов, обусловленных весом маховика и силой натяжения приводного ремня вентилятора. Анализ общей расчетной схемы (рис.1) показал, что в данном случае необходимо принимать во внимание всю цепочку подшипниковых узлов, преобразующих исходную газовую силу в итоговый силовой фактор – крутящий момент на маховике коленчатого вала. После составления на основе разработанных расчетных схем для каждого подшипникового узла (рис. 2) и преобразования уравнений динамики твердого тела, объединения и сокращения общих неизвестных в цепочке сопряжений, удалось получить аналитическое решение первой задачи.

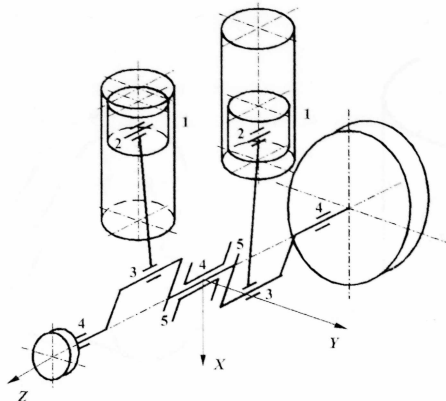


Рис. 1. Схема поршневого ДВС, использованная при разработке расчетных моделей динамики, гидродинамики и трибологии подшипников КШМ: 1 – ЦПГ, 2 – верхний шатунный подшипник, 3 – нижний шатунный подшипник, 4 – коренной подшипник, 5 – упорный подшипник

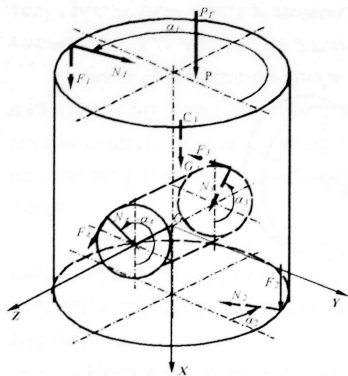
Для решения второй задачи (нахождения положения шейки вала в отверстии опоры, т.е. минимальной толщины слоя масла), была составлена следующая система уравнений сил и моментов:

$$\left. \begin{aligned} \vec{P} + \vec{N} &= 0; \\ \vec{M}_P + \vec{M}_N &= 0, \end{aligned} \right\}$$

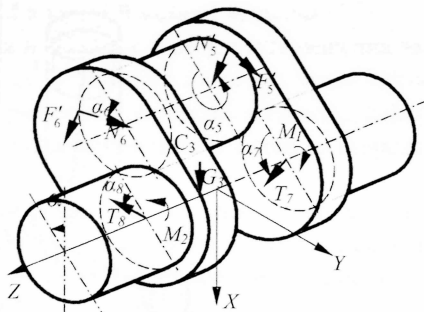
где $\vec{P}$ и $\vec{M}_P$ - главный вектор и главный момент гидродинамических реакций (результат численного решения уравнения Рейнольдса); $\vec{N}$ и $\vec{M}_N$ - главный вектор и главный момент сил внешней нагрузки (результат решения уравнений динамики).

Численное решение уравнения Рейнольдса, взятого в полной (двумерной, нестационарной) форме, получено проекционно-сеточным методом Бубнова-Галеркина аналогично подходу, использованному и подробно изложенному в диссертации С.А. Аникина. В результате были определены давления и гидродинамические реакции в зазорах цилиндрических подшипников.

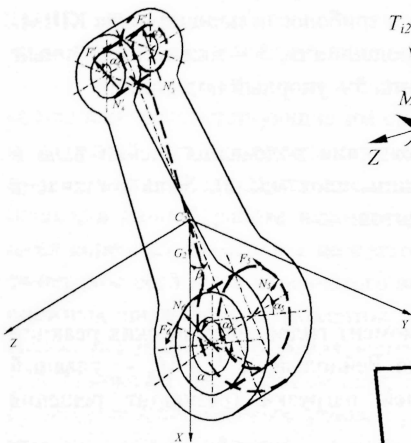
Сопоставляя гидродинамические реакции с внешней нагрузкой на подшипник, находили положение шеек валов в состоянии равновесия, а из него – минимальную толщину слоя смазочного материала h_m . На основе значений h_m идентифицировали доминирующий режим трения.



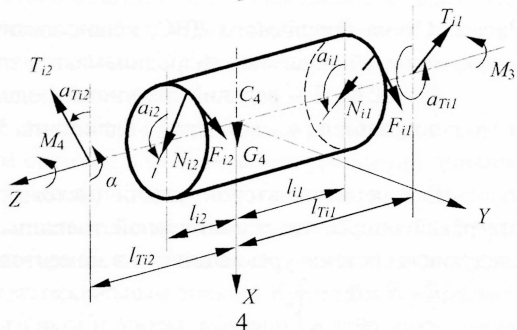
1



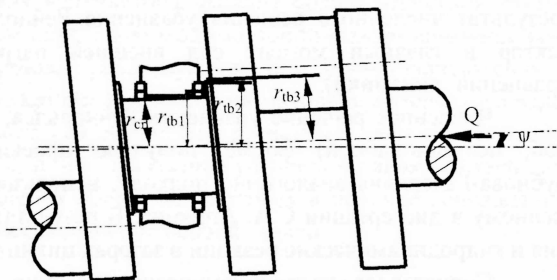
3



2



4



5

Рис. 2. Расчетные схемы подшипниковых узлов КШМ (нумерация согласно рис. 1)

Для шатунного подшипника с учетом характера движения шатунной шейки (плоскопараллельная прецессия): 1) $h_m > h_{cr}$ - гидродинамическое трение; 2) $h_m \leq h_{cr}$ - граничное трение.

Для коренного подшипника, имеющего перекося оси шейки при движении и обладающего в связи с этим двумя минимальными толщинами слоя смазочного материала в характерных сечениях:

1) $h_m^{(1)} > h_{cr}$ и $h_m^{(2)} > h_{cr}$ - гидродинамическое трение;

2) $h_m^{(1)} > h_{cr}$ и $h_m^{(2)} \leq h_{cr}$

или

- смешанное трение;

$$h_m^{(1)} \leq h_{cr} \text{ и } h_m^{(2)} > h_{cr}$$

3) $h_m^{(1)} \leq h_{cr}$ и $h_m^{(2)} \leq h_{cr}$ - граничное трение.

Здесь h_{cr} — критическая толщина слоя масла, принимаемая как средне-квадратическая шероховатость вала (индекс 1) и вкладыша (индекс 2) подшипника.

Затем определяли силы трения, используя универсальную формулу:

$$F = \alpha F_h + (1 - \alpha) F_b. \quad (1)$$

Коэффициент α , входящий в (1), характеризует долю преобладающего режима трения и назначается, исходя из последнего, следующим образом:

$\alpha = 0$ - для граничного режима трения;

$\alpha = 0,5$ - для смешанного режима трения;

$\alpha = 1$ - для гидродинамического режима трения.

Силу гидродинамического трения оценивали на основе классической теории гидродинамической смазки:

$$F_h = \iint_A \tau dA,$$

где A - площадь смазываемой поверхности; τ - тангенциальное напряжение в слое смазочного материала.

Силу граничного трения находили как произведение коэффициента граничного трения материалов шейки и вкладыша на результирующую нагрузку, приложенную к шейке вала в момент достижения равновесия последнего относительно опоры под действием внешней силы и гидродинамической несущей способности:

$$F_b = f(N - P). \quad (2)$$

Входящий в формулу (2) коэффициент граничного трения f предполагал экспериментальную оценку.

Момент трения в каждом из указанных подшипников определяли как произведение силы трения в сопряжении «шейка-вкладыш» на радиус соответствующей шейки:

$$M_{jb} = rF.$$

Здесь в качестве выражения для F использовали зависимость (1), учитывающую результат идентификации режима трения.

Итоговый коэффициент трения в цилиндрическом подшипнике определяли отношением момента трения к произведению внешней нагрузки на радиус шейки:

$$f_{jb} = \frac{M_{jb}}{Nr}.$$

После момента и коэффициента трения находили мощность трения или мощность механических потерь в цилиндрическом подшипнике как произведение момента трения на угловую скорость вращения шейки вала ω :

$$N_{jb} = N_{мп} = M_{jb}\omega.$$

Вышеприведенные зависимости были использованы для разработки расчетной программы уточненного определения механических потерь в цилиндрических подшипниках КШМ.

В третьей главе представлено описание математической модели смазки и трения в упорном подшипнике.

Так же как и в случае цилиндрических подшипников, для упорного подшипника коленчатого вала требовалось решить три задачи: динамики, гидродинамики и трибологии. Задача динамики сводилась здесь к определению внешней осевой нагрузки, действующей на упорный подшипник со стороны коленчатого вала. Задачи гидродинамики и трибологии были в общем аналогичны таковым для цилиндрического подшипника.

Внешнюю осевую нагрузку на упорный подшипник коленчатого вала Q определяют три компоненты: Q_1 - реакция ведомой косозубой шестерни масляного насоса, привод которого осуществляется от шестерни, расположенной на носке коленчатого вала; Q_2 - упругость пружин сцепления в момент его отключения; Q_3 - сила инерции коленчатого вала в момент ускорения (только при расположении оси коленчатого вала по ходу движения агрегата назначения). Все указанные силы легко поддаются расчету.

В решении задачи гидродинамики упорного подшипника имелись особенности, связанные с нахождением формы зазора упорного подшипника и с определением несущего давления смазочного материала, заполняющего этот зазор. Так, из ранее выполненного анализа динамики и гидродинамики цилиндрического подшипника было получено, что ось коренной шейки или (что одно и то же) упорного подшипника не параллельна оси отверстия. Расчет показал, что в этом случае форма зазора в развертке по окружности представляет собой косинусоидальную кривую, «набеганием» слоя масла на

одну из ветвей которой при вращении и объясняется гидродинамический эффект данного упорного подшипника. Кроме того, дополнительная подъемная сила создается в упорном подшипнике благодаря гидростатическому давлению масла в результате работы масляного насоса.

В случае упорного подшипника, имеющего узкую кольцевую форму опорной поверхности, для нахождения гидродинамического давления в слое смазочного материала было оправдано численное решение уравнения Рейнольдса в одномерной квазистационарной форме.

Гидростатическим давлением масла задавались, исходя из производительности масляного насоса.

Складывая компоненты гидродинамической P_{hd} и гидростатической P_{hs} несущих способностей, получали итоговую несущую способность:

$$P_{ib} = P_{hd} + P_{hs}.$$

Дальнейшее определение минимальной толщины слоя смазочного материала в зазоре упорного подшипника h_m и идентификацию на этой основе режимов трения производили известным образом: путем сопоставления в ходе численной процедуры (последовательного перебора значений h_m) несущей способности смазки P_{ib} с внешней осевой нагрузкой Q .

Ввиду особенностей кинематики упорного подшипника при идентификации его режимов трения рассматривали два случая: 1) гидродинамическое трение при $h_m > h_{cr}$; 2) граничное трение при $h_m \leq h_{cr}$.

Момент трения в упорном подшипнике складывается также из двух моментов, соответствующих указанным режимам трения:

$$M_{ib} = M_{hd} + M_{bd}.$$

Для определения гидродинамического M_{hd} момента трения применяли формулу первого приближения, справедливую для смазываемой опоры с постоянной толщиной слоя смазки в зазоре h_m :

$$M_{hd} = \frac{\pi \mu \omega}{4 h_m} \cdot d_m b_{ib} (d_m^2 + b_{ib}^2),$$

где μ - гидродинамическая вязкость смазочного материала; d_m - средний диаметр упорного подшипника; b_{ib} - ширина упорного подшипника.

Для оценки момента граничного трения M_{bd} использовали общепринятую формулу Г. Амонтона, которая применительно к случаю упорного подшипника имела следующий вид:

$$M_{bd} = f(Q - P_{ib})r_{ib},$$

где r_{ib} - средний радиус кольцевой опоры (подпятника) упорного подшипника.

Итоговый коэффициент трения находили как отношение суммы сил гидродинамического и граничного трения к внешней нагрузке. Мощность механических потерь упорного подшипника определяли аналогично цилиндрическому подшипнику, используя произведение момента трения на угловую скорость.

В четвертой главе приведены экспериментальное исследование, краткое описание пакета расчетных программ, верификация модели и результаты расчетов механических потерь в основных сопряжениях трения (главным образом, подшипниках КШМ) объекта моделирования – тракторного дизеля 2Ч 10,5/12.

Эксперимент был выполнен с целью уточненного определения мощности на привод коленчатого вала и последующего сравнения этой мощности с результатами расчетов по разработанным модели и программе. Уточнение достигалось за счет выделения «чистой» мощности механических потерь в коренных и упорном подшипниках из общих потерь на трение дизеля 2Ч 10,5/12. Для этого применили метод измерения момента сопротивления на валу в режиме прокрутки дизеля без цилиндров, поршней и шатунов с отключенными вспомогательными механизмами.

При работе без шатунов действующую на кривошип центробежную силу обеспечивали имитаторы шатуна, представляющие собой отделенную от стержня шатуна нижнюю головку в сборе с вкладышами. Каждый имитатор изготавливали так, чтобы его масса была в точности равна массе вращающейся части реального шатуна. Ввиду отсутствия сгорания тепловое состояние подшипников и, стало быть, вязкость смазочного материала, определялись только теплотой трения, которой было бы явно недостаточно для соответствия условий смазки в эксперименте реально существующим. Поэтому в экспериментальной установке вязкость моторного масла искусственно снижали путем разбавления масла дизельным топливом до уровня, характерного для рабочей температуры масла в двигателе.

В ходе комплексной верификации была подтверждена достоверность модели (рис. 3): практически полное совпадение сравниваемых сил внешней нагрузки, полученных по классическому и предложенному методам; адекватность классическому распределению гидродинамического давления масла в зазоре цилиндрического подшипника, сходные характер и величина мощности механических потерь (расхождение в зоне расчетного номинального режима не более 3 %).

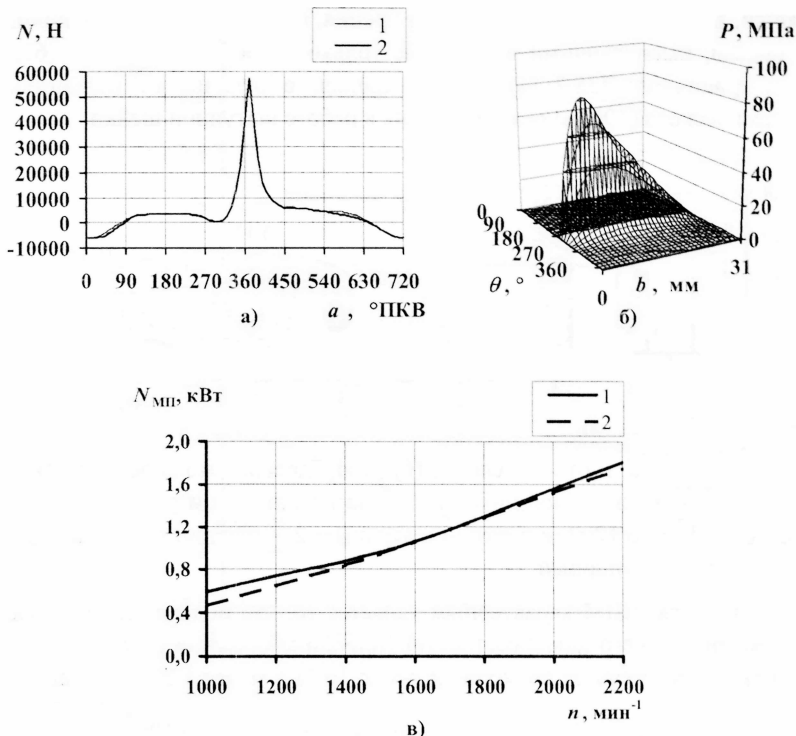


Рис. 3. Верификация расчетной модели дизеля 2С 10,5/12: расчет по классической динамике 1 и модели 2 нагрузки на верхний шатунный подшипник (а), форма расчетного распределения гидродинамического давления масла в зазоре коренного подшипника (б); сравнение экспериментального 1 и расчетного 2 значений затрат механических потерь на привод коленчатого вала (в)

Как следует из приведенных на рис. 4 результатов расчета, затраты мощности на преодоление трения в отдельных подшипниках КШМ распределены достаточно неравномерно. Так, меньшая часть (0,050 кВт или 3,1 % от $N_{\text{мш}}^{\text{КШМ}} = 1,597$ кВт) приходится на упорный подшипник; большую часть (0,651 кВт или 40,8 %) формируют коренные подшипники; промежуточное положение по затратам мощности занимают шатунные подшипники (0,502 кВт

или 31,4 % - верхние и 0,394 кВт или 24,7% - нижние). Факт превалирования затрат мощности в верхних шатунных подшипниках по сравнению нижними объясняется, как показал анализ режимов трения, более жесткими условиями работы пальца, включающими наличие не только гидродинамического (61,8 %), но и граничного (38,2 %) режима трения, в отличие от полностью гидродинамического (100 %) режима трения в работе шатунной шейки.

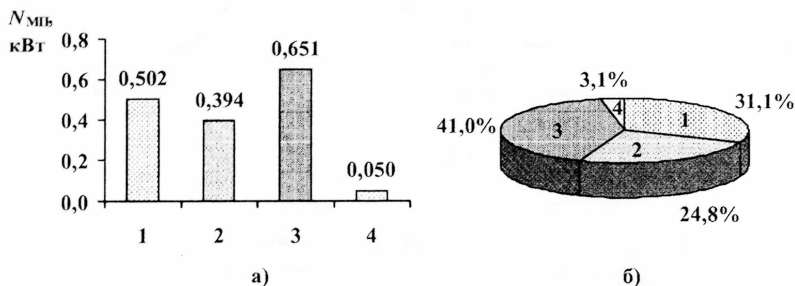


Рис. 4. Абсолютное (а) и относительное (б) распределение мощности механических потерь в подшипниках КШМ на номинальном режиме работы дизеля 2Ч 10,5/12: 1 – верхние шатунные; 2 – нижние шатунные; 3 – коренные; 4 – упорный

В целом для КШМ характерным является то, что подавляющую долю (90 %) времени рабочего цикла составляет гидродинамический режим трения, на долю граничного режима приходится около 10 % и менее 1 % - на смешанный режим.

Характер изменения механических потерь в верхнем шатунном и центральном коренном подшипниках в зависимости от температуры масла, частоты вращения и горячего зазора (рис. 5) показал, что существующие (номинальные) значения этих параметров для коренных подшипников в основном оптимальны: минимум мощности механических потерь лежит в зоне от 0,7 до 1,15 относительных значений; в то же время для верхнего шатунного подшипника существует возможность снижения горячего зазора до 0,6 в относительных единицах или 15 мкм – в абсолютных. Достигаемое при этом снижение механических потерь в КШМ составляет 10 % (с 1,597 до 1,433 кВт).

Тракторный дизель, как известно, работает во время эксплуатации в достаточно широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Кроме номинального, к важнейшим режимам эксплуатации относятся следующие: режим пуска, максимального крутящего момента и холостого хода. Исходя из результатов расчета (рис. 6), наибольший уровень потерь на трение в корен-

ных подшипниках дизеля 2Ч 10,5/12 (1,380 кВт) обнаружен на режиме максимального крутящего момента; наименьший (0,091 кВт) – на режиме пуска.

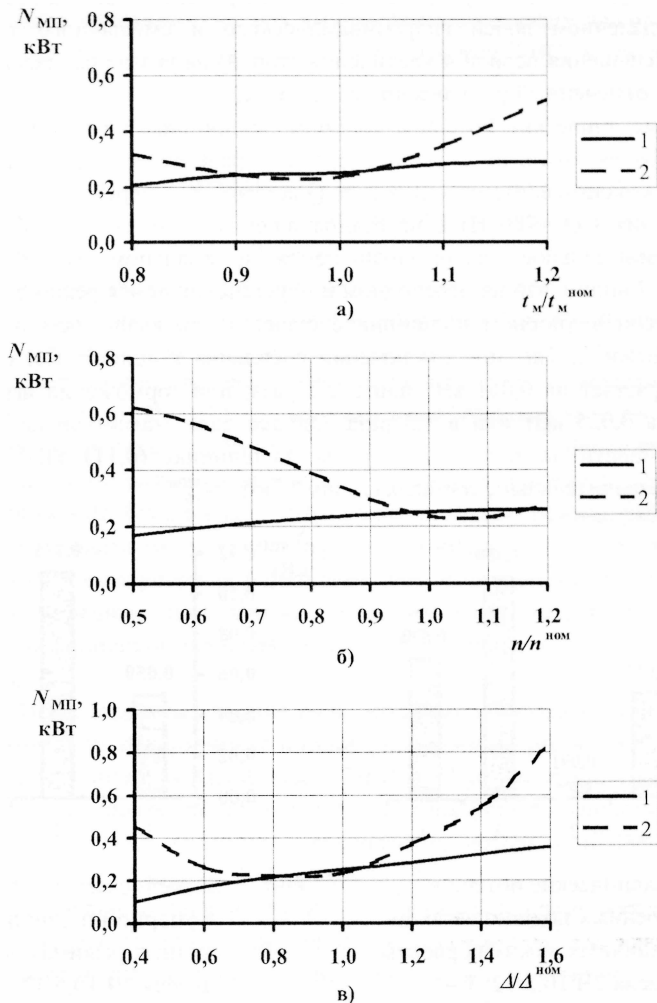


Рис. 5. Влияние температуры масла (а), частоты вращения коленчатого вала (б) и горячего зазора (в) на механические потери в подшипниках КШМ дизеля 2Ч 10,5/12: 1 - верхние шатунные; 2 - коренные

Обращает на себя внимание то, что механические потери в коренных подшипниках на режиме холостого хода больше, чем на номинальном (0,87 кВт против 0,651 кВт). Это, как показал анализ режимов смазки, объясняется перераспределением долей гидродинамического и смешанного трения (в сторону уменьшения первой и увеличения второй) на указанных режимах, что и вызывает отмеченный рост механических потерь.

На механические потери в упорном подшипнике значительно влияет осевая нагрузка, которая в свою очередь определяется эксплуатационной ситуацией: максимальные значения сила Q достигает на переходном (отключение сцепления - $Q = 780$ Н) и неустановившемся (торможение - $Q = 121$ Н) режимах, минимальное – на установившемся (номинальном - $Q = 20$ Н) режиме. Из рис. 7 видно, что на переходном и неустановившемся режимах механические потери в упорном подшипнике существенно выше, чем на установившемся режиме. Так, при отключении сцепления мощность механических потерь возрастает на 0,061 кВт или в 2,2 раза; при торможении агрегата на дороге – на 0,025 кВт или в 1,5 раза. Однако даже максимальный уровень потерь мощности на трение в упорном подшипнике (0,111 кВт) в целом остается незначительным, составляя лишь 7 % от $N_{\text{мш}}^{\text{кшм}}$.

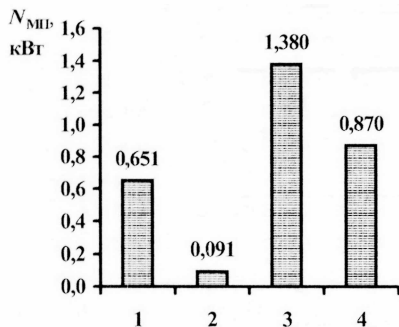


Рис. 6. Механические потери в коренных подшипниках на различных режимах работы дизеля 24 10,5/12: 1 – номинальный режим; 2 – режим пуска; 3 – режим максимального крутящего момента; 4 – режим холостого хода

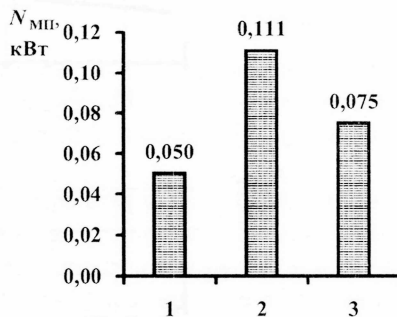


Рис. 7. Значение механических потерь в упорном подшипнике на различных режимах эксплуатации дизеля 24 10,5/12: 1 – установившийся (номинальный) режим; 2 – переходный режим (отключение сцепления); 3 – неустановившийся режим (торможение)

ВЫВОДЫ

1. В результате выполненного обзора показана необходимость разработки методов и соответствующих им программных средств для расчета механических потерь в подшипниках КШМ поршневых ДВС, выявлен дефицит сведений о влиянии на параметры трения в подшипниках ряда основных показателей конструкции и режима работы двигателя.

2. Разработаны модель и соответствующий пакет расчетных программ динамики, гидродинамики и трибологии для подшипников КШМ поршневого рядного ДВС, учитывающие особенности конструкции (конечные размеры, зазоры, перекос осей шеек, влияние на динамику подшипника смежных элементов) и многообразие режимов трения в подшипниках.

3. Адекватность разработанной модели подтверждена путем сопоставления с результатами расчетов по классической динамике и гидродинамике, а также с экспериментами непосредственно на объекте моделирования – тракторном дизеле 2Ч 10,5/12: максимальное расхождение по итоговому показателю (мощности механических потерь) составило не более 3%.

4. Впервые получено распределение мощности механических потерь в подшипниках КШМ поршневого ДВС: на номинальном режиме работы дизеля 2Ч 10,5/12 меньшая часть этих потерь (0,050 кВт или 3,1 % от $N_{КШМ}^{нп} = 1,597$ кВт) приходится на упорный подшипник; большая часть (0,651 кВт или 40,8 %) – на коренные подшипники; промежуточное положение занимают шатунные подшипники (0,502 кВт или 31,4 % - верхние и 0,394 кВт или 24,7% - нижние).

5. Исследованием влияния ряда основных показателей конструкции и режима работы на механические потери в наиболее энергоемких (шатунных и коренных) подшипниках КШМ дизеля 2Ч 10,5/12 установлено, что:

-уменьшение горячего зазора в верхних шатунных подшипниках с 25 до 15 мкм обеспечивает снижение механических потерь в КШМ дизеля 2Ч 10,5/12 на 10 % (с 1,597 до 1,433 кВт);

-наибольшие потери на трение в коренных подшипниках (1,380 кВт) возникают на режиме максимального крутящего момента; наименьшие (0,091 кВт) – на режиме пуска, механические потери в этих подшипниках на режиме холостого хода превышают таковые для номинального режима (0,87 кВт против 0,651 кВт).

6. На переходном и неустановившемся режимах работы дизеля 2Ч 10,5/12 механические потери в упорном подшипнике существенно (в 1,5...2,2 раза) выше, чем на установившемся номинальном режиме, однако даже

максимальный уровень потерь мощности на трение в упорном подшипнике (0,111 кВт) в целом остается незначительным, составляя лишь 7 % от $N_{\text{МТ}}^{\text{КШМ}}$.

7. Результаты работы, включая расчетные модели, пакет прикладных программ и данные о механических потерях в подшипниках КШМ поршневого ДВС, внедрены в практику расчетных исследований и проектирования двигателей ведущего предприятия, а также используются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВлГУ (г. Владимир) и факультета автомобильной техники Пекинского аэрокосмического университета.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1. Путинцев С. В., Сун Лисинь, Аникин С.А. Выбор зависимостей для расчета сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания // Известия вузов. Машиностроение. - 2002. - №4 - С.50-55.

2. Путинцев С. В., Сун Лисинь, Аникин С.А. Влияние баланса механических потерь на стратегию моделирования трибологических процессов в поршневых машинах // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Матер. IX Междунар. науч.-практ. конф. - Владимир, 2003. - С. 137-139.

3. Путинцев С. В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Математическое моделирование трения в цилиндро-поршневой группе и подшипниках двигателя внутреннего сгорания // Матер. II Междунар. конф. – Улан-Удэ, 2003. - Том. 3. -С. 155-158.

4. Путинцев С. В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Расчетная оценка влияния ряда характеристик работы поршня на механические потери дизеля // Известия вузов. Машиностроение. - 2003. - №3 - С. 47-51.

5. Путинцев С. В., Аникин С.А., Сун Лисинь. Моделирование и расчет затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала поршневого двигателя // Известия вузов. Машиностроение. - 2004. - №3 - С. 23-31.

Подписано к печати 26.04 2004г. Зак. 57 объем 1п/л Тираж 100
Типография МГТУ им Н.Э. Баумана