

1557036

На правах рукописи

УДК 621.43-242-231

Путинцев Сергей Викторович

СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В АВТОТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

05.04.02 - Тепловые двигатели

05.02.04 - Трение и износ в машинах

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук



Москва - 1997

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

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Леонов И.В.;

доктор технических наук,
профессор Григорьев М.А.;

доктор технических наук,
ведущий научный сотрудник
Буяновский И.А.

Ведущее предприятие: Московское акционерное общество
"Завод им. И.А. Лихачева"
(АМО "Зил")

Защита диссертации состоится "25" сентября 1998 г. в 14 ч.
на заседании диссертационного совета Д 053.15.10 при Московском
государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по ад-
ресу: 107006, Москва, Лефортовская наб., д. 1, корпус факультета
"Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.
Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью учреждения, просим направлять по адресу: 107006, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э.Баумана, ученому секретарю
диссертационного совета Д 053.15.10.

Автореферат разослан "29" декабря 1997 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук,
профессор



Ивашенко Н.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Вследствие невосполнимости природных запасов, идущих на производство минеральных топлив и масел, проблема энергоэкономичности поршневых автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как основных потребителей этих материалов является актуальной. Из анализа потерь энергии в ДВС следует, что в нынешней ситуации, когда уровень индикаторных показателей форсированных ДВС близок к предельному, дальнейшее улучшение топливной экономичности необходимо связывать с увеличением эффективной работы за счет снижения потерь механической энергии, затрачиваемой на трение, износ и соударение деталей.

Сопоставление балансов механических потерь современных автотракторных ДВС показывает, что основной формирующий вклад (от 45 до 60 %), а значит, и резервы снижения этого показателя заключены в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ).

Несмотря на большой объем работ, посвященных различным сторонам проблемы снижения механических потерь в ДВС, до настоящего времени не было выполнено научного обобщения данного вопроса, носящего ярко выраженный междисциплинарный характер.

Изучение явлений, возникающих при относительном перемещении поверхностей, входит в сферу трибологии - науки о трении и процессах, сопровождающих трение. Имевшая место недооценка важности применения основ и методов трибологии на стадиях проектирования и доводки ДВС привела к определенному отставанию объектов отечественного двигателестроения, в частности, автотракторных ДВС, от уровня зарубежных аналогов по механическому КПД и расходу масла на угар, т.е. именно по тем показателям, которые напрямую связаны с трибологическими процессами в ЦПГ ДВС.

Анализ результатов исследований механических потерь в ДВС показывает, что указанное отставание в целом обусловлено нерешенностью ряда принципиально важных вопросов применения трибологических методов, в частности:

- недостаточной изученностью функции, взаимосвязей элементов структуры и особенностей диссипации энергии в ЦПГ;

- слабой теоретической базой проектирования смазываемых деталей ЦПГ, имеющих как простой, так и комплексный (сочетающий макро- и микрорельеф) профиль трущихся поверхностей, а также различную форму поперечного сечения;

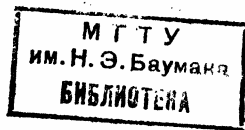
НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1557036

Путинцев С.В. Снижение ме>

1



-отсутствием научно обоснованных принципов конструирования деталей и выбора материалов, обладающих свойством трибоадаптации (приспособления к условиям смазывания, трения и износа) и обеспечивающих тем самым снижение потерь механической энергии;

-недостаточной достоверностью и информативностью известных методов расчетной и экспериментальной оценки механических потерь.

В итоге к настоящему времени сложилась ситуация, требующая научного обобщения трибологического аспекта проблемы энергосбережения в ДВС.

Цель исследования состоит в разработке перспективных методов снижения механических потерь в автотракторных ДВС.

Научная новизна работы определяется:

-разработкой принципа рационального конструирования деталей ЦПГ или принципа трибоадаптивности, который объективно реализуется в большинстве оптимально функционирующих технических и биологических трибосистем. Сущность этого принципа состоит в согласовании по определенным правилам параметров профиля и материала деталей с характером кинематики, внешней нагрузки и смазки данного узла;

-аналитическим исследованием гидродинамической несущей способности деталей ЦПГ с комплексным профилем и различной формой поперечного сечения трущихся поверхностей;

-развитием основ макро- и микропрофилирования, а также теоретическим обоснованием применения поршней с двухопорным профилем юбки для снижения механических потерь в ЦПГ;

-созданием уточненных математических моделей и оригинальных экспериментальных методов для оценки механических потерь в трибосопряжениях ЦПГ ДВС.

Достоверность и обоснованность научных положений работы обуславливаются:

-применением теории технических систем при системном анализе ЦПГ ДВС;

-использованием общих уравнений механики, гидродинамики и теории упругости, а также аналитичностью и строгой доказанностью большинства полученных решений в ходе исследования и моделирования условий смазки, трения и износа деталей ЦПГ ДВС;

-высокой сходимостью результатов расчета по разработанным моделям с данными выполненных в работе экспериментов, согласованностью с материалами известных публикаций других авторов;

-практическим совпадением теоретически предсказанных значений показателей работы опытных объектов с результатами триботехнических и стендовых моторных испытаний;

-применением ГОСТов, типовых методик и метрологически аттестованного оборудования при сравнительной экспериментальной оценке эффективности предложенных методов снижения механических потерь.

Практическую ценность работы представляют:

-основы рационального конструирования деталей ЦПГ, включающие макро- и микропрофилирование поверхностей трения, а также выбор материалов, обеспечивающих снижение механических потерь;

-математические модели и соответствующие программы расчета кинематики, гидродинамики, трения и износа деталей ЦПГ;

-обладающие технической новизной поршни для ДВС с пониженным уровнем механических потерь;

-оригинальные методы и устройства трибometрии ДВС (экспериментального определения показателей трения и износа деталей и материалов двигателя);

-результаты экспериментально-расчетного исследования влияния параметров конструкции деталей ЦПГ на энергоэкономические показатели ДВС, а также данные триботехнического тестирования ряда перспективных конструкционных и смазочных материалов для ДВС.

Положениями, выносимыми на защиту, являются: 1) системный анализ ЦПГ, ДВС, формулировка и количественные соотношения принципа трибоадаптивности; 2) теоретическое исследование гидродинамической несущей способности деталей ЦПГ с поверхностью комплексного профиля и различной формой поперечного сечения; 3) основы макро- и микропрофилирования поверхностей трения деталей ЦПГ ДВС; 4) результаты экспериментально-расчетного исследования предложенных методов снижения механических потерь в автотракторных ДВС.

Реализация работы. Опытные поршни, методы трибometрии ДВС и программы расчета трибосопряжений ЦПГ внедрены на АМО "Зил" и АО "Владимирский тракторный завод" (АО "ВТЗ"), что подтверждено соответствующими актами. Разработка поршневого трибометра отмечена Серебряной медалью ВДНХ СССР (Постановление N 52-Н от 04.06.91). Методы конструирования, модели и программы расчета используются в конструкторских бюро и научно-исследовательских организациях при проектировании и доводке ДВС. Программы расчета, методы и устройства трибometрии ДВС применяются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана и ряда других вузов.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Всесоюзных научно-технических конференциях: "Совершенствование тракторных конструкций" (Москва, 1983, 1985); "Современные проблемы кинематики и динамики ДВС" (Волгоград, 1985); "Контактная гидродинамика" (Куйбышев, 1986); "Проблемы повышения надежности эксплуатации смазываемых узлов трения авиационной техники" (Москва, 1986); "Пути повышения уровня ремонтпригодности машин, приборов и оборудования" (Одесса, 1987); "Перспективы развития комбинированных ДВС и двигателей новых схем и на новых топливах" (Москва, 1987); "Современные проблемы триботехнологии" (Николаев, 1988); "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (Владимир, 1991); "Износостойкость машин" (Брянск, 1991); 52-й научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 1994); Межвузовском научно-методическом семинаре "Триботехника" (Москва, 1994); 25-м Международном научно-техническом совещании по проблемам прочности двигателей ИМАШ (Москва, 1994); Научно-технической конференции, посвященной 165-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 1995); 10-м Международном colloquium "Трибология - решение проблем трения и износа" (Остфальдерн, 1996); Международной научно-технической конференции "Двигатель-97" (Москва, 1997), заседаниях кафедры "Поршневые и комбинированные двигатели" МГТУ им. Н.Э. Баумана (1988-1997).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 55 печатных работ, в том числе одно учебное пособие (в соавторстве), 44 статьи, 7 авторских свидетельств и 3 патента.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, основных результатов и выводов, заключения, списка литературы и приложений. Объем работы из 391 страницы включает: 255 страниц основного текста, 95 страниц со 112-ю рисунками и 20-ю таблицами, 31 страницу списка литературы из 272 наименований и 10 страниц приложений, содержащих ряд вспомогательных математических выкладок и акты о внедрении результатов работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показаны актуальность и степень разработанности темы, сформулированы цель и задачи работы, представлена научная новизна подхода для достижения поставленной цели, изложены суть работы и выносимые на защиту положения.

В первой главе выполнен обзор исследований механических потерь в ДВС. В итоге анализа распределения энергии и потерь в ДВС показано, что в настоящее время следует интенсивнее использовать резервы энергоэкономичности, заключенные в снижении механических потерь в наиболее энергоемком узле двигателя - ЦПГ. Для снижения потерь механической энергии и материалов в ЦПГ ДВС применяются: оптимизация приработки и режимов работы, выбор конструктивных и смазочных материалов, совершенствование конструкции деталей и технологии их изготовления, саморегулирование процессов трения, профилирование трущихся поверхностей деталей. В результате анализа по совокупности служебных свойств определена перспективность разработки следующих методов: применения конструктивных материалов с низким коэффициентом трения, перехода на маловязкие моторные масла в сочетании с антифрикционными присадками, рационального профилирования поверхностей трения поршня и колец (табл.1).

Таблица 1

Метод	Ожидаемое снижение, %		Ограничения
	Механических потерь	Расхода топлива	
Применение конструктивных материалов с низким коэффициентом трения	4...10	1...3	Пониженная износостойкость (в случае полимерных материалов)
Переход на маловязкие моторные масла в сочетании с антифрикционными присадками	8...20	2...5	Агрессивность некоторых присадок к цветным металлам
Рациональное профилирование поверхностей трения поршня и колец	10...25	3...6	Нет

Первые два метода табл.1, широко представленные в исследованиях С.Г.Арабяна, В.М. Асташкевича, В. Бартца, Э.Д. Брауна, Н.А. Буше, И.А. Буяновского, А.В. Виппера, И.Г. Горячевой, В.В. Гриба, М.А. Григорьева, В.Г. Заренбина, С.М. Захарова, В.Л. Лашки, И.В. Леонова, Ю.М. Лужнова, Р.М. Матвеевского, Д. Мура, В.Д. Резникова, Х. Чихоса и др., позволяют достичь значимого снижения механических потерь, особенно, если свойства конструкционного и смазочного материалов взаимно совместимы и согласованы с характером режима работы узла трения. Анализ свидетельствует о необходимости продолжения этих исследований применительно к автотракторным ДВС.

Снижение механических потерь профилированием поверхностей трения деталей ЦПГ основано на теории гидродинамической смазки, однако, вопрос о соотношении гидродинамического и других возможных режимов смазки этих деталей является дискуссионным.

Обобщение последних исследований по определению толщины слоя масла и силы трения в сопряжениях ЦПГ ДВС автотракторного типа позволяет сделать вывод о том, что режим смазки колец является преимущественно смешанным и граничным в зонах смены знака скорости с переходом в гидродинамический в зонах максимальных скоростей кольца; режим смазки поршня - преимущественно гидродинамический на большей части хода поршня с незначительными участками граничной и смешанной смазки в зонах действия на поршень максимальных опрокидывающих моментов. В пользу этого вывода дополнительно свидетельствуют факты устойчиво наблюдаемой на практике слабой зависимости трения колец от частоты вращения коленчатого вала и в то же время определяющего влияния на трение этих деталей нагрузки (силы давления газов и упругости кольца); трение поршня, в отличие от колец, мало зависит от нагрузки, но в значительной степени определяется температурой (т.е. вязкостью смазочного материала) и скоростным режимом работы ДВС. Откуда следует, что при данном смазочном материале для снижения механических потерь поршневых колец важное значение имеет выбор конструкционного материала или покрытия кольца; в случае поршня основную роль в решении указанной задачи играет профиль боковой поверхности этой детали.

Методы профилирования поршней представлены в работах Б.Я. Гинцбурга, П. Генки, М.А. Григорьева, А.Р. Макарова, Ю.Н. Никитина, В.Н. Никишина, К. Оу, Р.М. Петриченко, Ф.М. Рогова, Г.М. Рыка, С. Фурухамы, Н.Д. Чайнова, Х. Ченга, А.Ю. Шабанова и др.

Анализ показывает, что профилирование поршней в рамках этих методов в основном направлено на повышение надежности работы поршня, поэтому допускает дальнейшее развитие с целью решения задачи снижения механических потерь. Отмечено, что ценные в практическом отношении расчетно-экспериментальные методы профилирования требуют проведения достаточно трудоемких экспериментов. За исключением профилирования по Г.М. Рыку методы касаются только опорных гладких поверхностей бочкообразного типа, и ни один из методов не связан с многоопорными трапецевидными и комплексными профилями, получившими широкое распространение в конструкциях поршней современных ДВС.

В методах остается открытым вопрос выбора формы поперечного сечения юбки поршня с целью снижения механических потерь.

Предложенные технические решения, как правило, требуют уточнения и доводки, а также подлежат экспериментальной проверке.

Первый из этих этапов принято осуществлять методами математического моделирования, а для второго - использовать методы непосредственного измерения триботехнических параметров материалов и деталей. Результаты обзора указывают на необходимость повышения достоверности и информативности математических моделей основных трибосопряжений ЦПГ ДВС, а также дальнейшего развития трибометрии ДВС в направлении надежности и точности измерений.

На основе результатов обзора сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава содержит системный анализ ЦПГ ДВС.

С учетом характера процессов энергообмена, силовых и температурных полей, механизмов трения и изнашивания внутри оболочки ЦПГ и ее окружения, техническая система ЦПГ ДВС определена как сложная, динамическая, преимущественно детерминированная самоорганизующаяся трибосистема открытого типа с изменяемой структурой.

В число элементов последней вошли (рис.1,а): поршень 1, кольцо 2, цилиндр 3, палец 4, шатун 5 и смазочный материал 6, отделенные условной оболочкой 7 от окружения 8.

Анализ показал, что функционирование трибосистемы ЦПГ ДВС, заключающееся в преобразовании тепловой энергии в механическую с наименьшими потерями (в формальном представлении - преобразование вектора входа $\vec{X}$ в вектор выхода $\vec{Y}$ с помощью трибологического оператора T), происходит под воздействием на массив элементов структуры A ряда прямых D , обратных B и комбинированных C связей (рис. 1,б). При этом получено, что максимальным обратным влиянием на структуру трибосистемы ЦПГ ДВС обладает процесс износа, а процесс трения обуславливает возможность авторегулирования трибосистемы.

Известно, что связи различаются по уровню воздействия на структуру и функцию технической системы. Применением весового ранжирования определено, что в трибосистеме ЦПГ ДВС действуют: 12 главных, 6 существенных и 14 второстепенных связей. Главные связи проявляются всегда при функционировании системы, из чего следует обязательность их учета при рациональном конструировании деталей и/или моделировании их работы. Главные связи охватывают свойства наиболее влияющих на функцию системы параметров структуры и

векторов входа-выхода, которые в теории технических систем определяются как командные. По характеру изменения в течение рабочего цикла ДВС предложено следующее разделение этих параметров:

- стационарные и квазистационарные (изменяющиеся с пренебрежительно малой скоростью);
- нестационарные низкочастотные (изменяющиеся с частотой смены режима работы ДВС или внешних условий);
- нестационарные высокочастотные (изменяющиеся за время рабочего цикла ДВС).

Среди командных параметров выделены $t_{пл}$ - температура обрабатываемой поршня, цилиндра; V и j - скорость и ускорение деталей поршневой группы; P_T и N - газовая и боковая силы поршня. Особенности параметров $t_{пл}$, V и j являются: относительная стабильность характера распределения по длине нагретых деталей на установившемся тепловом режиме работы ДВС ($t_{пл}$); смена знака в мертвых точках механизма и достижение максимума в зонах середины хода поршня (V) или указанных точках (j). Для изменения сил P_T и N , действующих в ЦПГ четырехтактных безнаддувных ДВС, характерно: существенное превалирование значений на тактах сжатия и расширения над тактами газообмена (P_T); смена знака на каждом из тактов газообмена, однозначная и противоположная направленность на тактах сжатия и расширения (N). Отмеченные особенности могут быть учтены при конструировании деталей с пониженным уровнем механических потерь благодаря использованию принципа трибоадаптивности.

Применительно к ЦПГ ДВС предлагается следующая формулировка указанного принципа: "Параметры элементов структуры должны быть согласованы со сходными по частоте изменения командными параметрами трибосистемы".

С целью получения количественных соотношений, необходимых для реализации принципа трибоадаптивности, было проведено сопоставление распределения условной работы основных сил внешней нагрузки деталей ЦПГ по тактам рабочего цикла ряда четырехтактных ДВС автотракторного типа. Важным итогом этого анализа явилось наблюдение устойчивого распределения работы сил по наиболее энергоемким тактам рабочего цикла - сжатию и расширению: 1,3:3,5 (для сил N) и 6,5:58,5 (для сил P_T) при принятии работы на такте впуск за 1. Эти соотношения рекомендовано использовать для согласования длины несущих участков профиля смазываемых поверхностей кольца и юбки поршня с характером кинематики и внешней нагрузки

по правилу: "Значение длины несущего участка профиля должно выбираться из условия энергетического соответствия (равенства работ) гидродинамической несущей способности этого участка и силы внешней нагрузки в течение наиболее нагруженных тактов рабочего цикла ДВС".

В конце главы показано, что минимуму энергетических потерь в смазываемом узле трения лучшим образом отвечает условие максимума гидродинамической несущей способности движущихся деталей. Для эффективного управления этим параметром в целях снижения механических потерь необходимо исследовать и установить общие закономерности условий смазки профилированных деталей ЦПГ - поршня и поршневого кольца - как в продольном, так и в поперечном направлениях вавора с цилиндром.

Третья глава включает аналитическое исследование гидродинамической несущей способности детали комплексного профиля с целью оценки эффективности микрорельефа различной формы, нанесенного на выпуклый макропрофиль. Решение основано на принятии гипотезы об аддитивности функции гидродинамической несущей способности при формоизменении одного и того же участка поверхности, что открыло возможность раздельного рассмотрения процессов создания гидродинамической подъемной силы участком макропрофиля и соответствующим ему фрагментом микрорельефа. Полагается, что смазываемая движущаяся поверхность комплексного профиля формирует парциальные несущие силы на фрагменте микрорельефа P_{m1} и макропрофиля P_m (рис.2,а). Полная погонная (отнесенная к единице ширины поверхности) гидродинамическая несущая способность макропрофиля детали $P_m = f(P_{m1}, P_{m2}, \dots, P_{m1}, \dots, P_{mn})$ с учетом имеющейся информации есть возрастающая функция по любой переменной P_{m1} . Тогда на основании принятой гипотезы и условия $P_{m1} > P_{m1}$ справедливо: $P_m = \Phi(P_{m1}, P_{m2}, \dots, P_{m1}, \dots, P_{mn}) > P_m$. Иными словами, если доказано, что парциальная гидродинамическая сила фрагмента микрорельефа P_{m1} больше аналогичного параметра соответствующего участка макропрофиля P_{m1} , то очевидно и превышение погонной гидродинамической несущей способности P_m над P_m на всей длине поверхности детали.

Постановка задачи состояла в том, чтобы показать, при каких условиях P_{m1} превышает, равно или меньше P_{m1} . Для этого с помощью решения уравнения Рейнольдса в интегральной форме находили величину коэффициента ξ , характеризующего эффективность микрорельефа данной формы по сравнению с макропрофилем:

$$\xi = \frac{P_m}{P_M} \frac{P_{m1}}{P_{M1}}.$$

При этом из определения коэффициента ξ следовало, что микро-рельеф данной формы эффективен, если найденное значение $\xi > 1$.

Исследовались три формы микро-рельефа (рис.2,б): ступенчато-коническая (А), пилообразная (В) и коническо-цилиндрическая (С).

В первом случае ввиду громоздкости полученного выражения для парциальной несущей способности $P_{mА}$ была выполнена численная оценка коэффициента ξ_A , показавшая, что $\xi_A = (P_{mА}/P_{МА}) \gg 1$, однако, этот случай представлял лишь теоретический интерес, т.к. ступенчато-коническая форма микро-рельефа редко встречается на практике.

Во втором случае с целью достижения аналитичности решения использовали полученное Релеем выражение для погонной гидродинамической несущей способности наклонной плоскости:

$$P_{MB} = 6\mu V \frac{L^2}{H_1^2} \frac{s}{s^2} \left[\ln(1+s) - 2 \frac{s}{(2+s)} \right]. \quad (1)$$

Здесь

$s = \frac{H_2 - H_1}{H_1}$ - относительный перепад высот H_1 и H_2 профиля длиной L , движущегося со скоростью V на слое смазочного материала вязкостью μ .

После преобразований уравнение (1) было сведено к более простому приближенному:

$$P_{MB} = \mu V L^2 \frac{H_2 - H_1}{3H_1^3}. \quad (2)$$

заменяемому (1) с погрешностью не более 6 % при условии $s < 0,05$ (реальные значения $s < 0,03$).

В итоге соответствующих вычислений получили:

$$\xi_B = \frac{P_{mB}}{P_{MB}} = 12^2 \frac{s_m}{s_M} + 3112. \quad (3)$$

Здесь

$$S_m = \frac{H_2 + h - H}{H_0}; \quad S_m = S - \text{относительные перепады высот микрорельефа} \\ \text{глубиной } h \text{ на расстоянии } H \text{ и макропрофиля;} \\ l_1 = \frac{L_1}{L}; \quad l_2 = \frac{L_2}{L} - \text{относительные длины несущих участков} \\ \text{поверхности.}$$

Для третьего случая в окончательной форме имели:

$$\xi_C = \frac{P_{mC}}{P_{MC}} = l_2^2 \frac{S_m}{S_M} (7 - 6l_1). \quad (4)$$

Исследованием зависимостей (3) и (4) установлено: 1) микро-рельеф как пилообразной, так и коническо-цилиндрической формы эффективен ($\xi_B > 1$ и $\xi_C > 1$) при условии нанесения на участки слабой кривизны макропрофиля, соизмеримости длин l_1 и l_2 , а также превышения глубины нарезания микрорельефа h над максимальной шероховатостью поверхности; 2) в гидродинамическом отношении профиль трапецевидной формы идентичен наклонной плоскости; 3) причина эффективности комплексного профиля состоит в создании дополнительной гидродинамической несущей способности микроклиньями поверхности.

Завершает главу анализ гидродинамической несущей способности детали, профиль которой представлен в одном случае сторонами наклонной плоскости, в другом - сторонами трапеции, в условиях возвратно-поступательного движения, характерного для поршня и кольца ДВС (рис.3). С учетом выражения (2) и вышеприведенных особенностей трапецевидного профиля, справедливо:

$$P_b = P_{cd}; \quad (5)$$

$$\frac{P_a}{P_b} = \frac{l_a^2}{l_b^2} \quad \text{или} \quad P_a = P_b \left(\frac{l_a}{l_b} \right)^2; \quad (6)$$

$$P_{ac} = P_{cd}. \quad (7)$$

Из сопоставления (5), (6) и (7) следует, что поверхность с трапецевидным профилем АСД обладает в условиях возвратно-поступательного движения максимальной и одинаковой на прямом и обратном ходах детали несущей способностью, т.е. более эффективна с точки

рения поддержания гидродинамического режима смазки по сравнению с поверхностью в виде наклонной плоскости АВ.

В четвертой главе представлен теоретический анализ влияния формы поперечного сечения детали на условия смазки и деформации.

Постановка задачи заключалась в нахождении и сравнительной оценке погонной (отнесенной к осевой длине) гидродинамической несущей способности детали (юбки поршня, кольца). Решение получено в аналитической форме благодаря использованию гипотезы, согласно которой распределение гидродинамического давления смазочного материала в поперечном сечении зазора деталь-опора $p(x, \theta)$ обратно пропорционально кубу зазора $h(\theta)$:

$$\frac{p(x, \theta_1) \cdot h^3(\theta_1)}{p(x, \theta_2) \cdot h^3(\theta_2)}, \quad (8)$$

где x, θ - координаты рассматриваемых точек 1, 2 зазора в осевом и окружном направлениях.

Основанием для принятия этой гипотезы и отражающей ее содержание зависимости (8) явилось допущение единства физических процессов в слое смазочного материала как в осевом, так и окружном направлениях, а также сопоставление ряда известных решений уравнения Рейнольдса для цилиндрических подшипников и потаунов.

Исследование выполнено с использованием коэффициента ζ , который представлял собой отношение гидродинамической несущей способности единицы длины поверхности детали данной формы P к аналогичному параметру P_m , полученному при условии равномерного распределения гидродинамического давления по длине окружности зазора с внутренним радиусом r (эквидистантное расположение сопряженных поверхностей):

$$\zeta = \frac{P}{P_m} = \frac{P}{2\pi r}$$

Проанализированы четыре формы поперечного сечения детали на примере юбки поршня: круглая, круглая с "холодильниками" (срезами напротив поршневого пальца), овальная и деформированная (рис. 4).

В итоге для круглой формы получено:

$$\zeta = \frac{3\bar{h}_m^{0,5}(1-\bar{h}_m)}{2(2-\bar{h}_m)^{2,5}}, \quad (9)$$

где $\bar{h}_m = h_m / \Delta r$ - относительный зазор (h_m - минимальное значение толщины смазочного материала в сечении зазора цилиндра-юбки поршня $\Delta r = r_{\text{ц}} - r_{\text{ю}}$).

Для круглой с "холодильниками" формы ввиду громоздкости выражения погонной несущей способности $R_{\text{хол}}$ анализ выполнен при помощи коэффициента

$$\delta_{\text{хол}} = \frac{\zeta_{\text{хол}}}{\zeta} = f(\bar{h}_m, \theta_{\text{хол}}), \quad (10)$$

где $\theta_{\text{хол}}$ - половинный угол зоны "холодильника" юбки поршня.

Согласно (9), (10) коэффициент $\delta_{\text{хол}}$ характеризовал долю потерянной несущей способности при переходе от круглой к круглой с "холодильниками" форме поперечного сечения юбки поршня.

Аналогичный прием был использован в случае оценки овального и деформированного сечений:

$$\delta_{\text{ов}} = \frac{\zeta_{\text{ов}}}{\zeta} = \varphi(\bar{h}_m, \bar{a}); \quad (11)$$

$$\delta_{\text{д}} = \frac{\zeta_{\text{д}}}{\zeta} = \varphi(\bar{h}_m, \bar{\delta}_m, \theta_{\text{д}}), \quad (12)$$

где $\bar{a} = a / \Delta r$ - относительная овальность (a - радиальная овальность) юбки поршня;

$\bar{\delta}_m = \delta_m / \Delta r$ - относительная деформация (δ_m - максимальная радиальная деформация) юбки поршня;

$\theta_{\text{д}}$ - половинный угол зоны деформации юбки поршня.

Исследованием функций (9-12) установлено:

- поперечная компонента гидродинамическая несущей способности круглого сечения юбки поршня при соосном расположении последнего в цилиндре близка к нулю, растет по мере приближения поршня к цилиндру, достигая максимума примерно на половине радиального зазора, и вновь падает до нуля в состоянии контакта юбки поршня с цилиндром;

- доля потерянной несущей способности круглой с "холодильниками" формы поперечного сечения при типичном для выполненных конструкций угле $\theta_{\text{хол}} = 30^\circ$ равна 6 % и нелинейно растет при увеличении этого угла;

- потеря гидродинамической несущей способности овальной формы достигает максимальных значений при соосном расположении поршня в цилиндре и, в случае типичной относительной овальности $\alpha = 0,2$, составляет 26 %;

- местная деформация юбки поршня в зоне действия боковой силы оказывает существенное влияние на режим смазки (от 30 до 70 % потерь поперечной компоненты гидродинамической несущей способности при изменении относительной деформации δ_m с 0,2 до 1,0).

Важным итогом этого исследования явилось указание на необходимость соблюдения эквидистантности сопрягаемых поверхностей юбки поршня и цилиндра в поперечном сечении в зоне передачи нагрузки для повышения общей гидродинамической несущей способности юбки поршня, т.е. снижения механических потерь.

В конце главы выполнен анализ проблемного вопроса о деформации скручивания поршневого кольца в канавке поршня, в результате чего получены зависимости для расчета угла скручивания поперечного сечения и оценки напряжения растяжения внешних волокон материала кольца.

В пятой главе изложены базирующиеся на результатах системного анализа и исследования условий смазки основы рационального конструирования деталей ЦПГ ДВС с пониженным уровнем механических потерь, включая определение конфигурации (формы) детали, макро- и микропрофилирование поверхностей трения, выбор конструкционного и смазочного материала.

Показано, что при определении формы детали, в частности, поршня, необходимо минимизировать расстояние между центром масс поршня и осью пальцевого отверстия, а также предусмотреть дополнительную опору боковой образующей при контакте с цилиндром с целью уменьшения опрокидывающего момента.

В условиях наметившейся в мировой практике тенденции к использованию маловязких моторных масел возрастает роль профилирования поверхностей трения деталей поршневой группы, которое необходимо увязывать с энергосбережением за счет согласования профиля с характером внешнего нагружения и настройки профиля на преобладающий режим работы данного двигателя.

В целях снижения механических потерь, а также повышения надежности ДВС предложено использовать для ЦПГ конструкционные материалы с улучшенными триботехническими параметрами (низким коэффициентом трения и повышенной износостойкостью поверхностей и по-

крытий); при выборе смазочных материалов важно учитывать химическую совместимость моторного масла и модификатора трения.

Результаты представленного в главах 2-5 анализа позволили сформулировать ряд правил конструирования, касающихся выбора:

- отношения длин несущих участков и общей длины профиля;
- абсолютного перепада высот на входе и выходе профиля;
- способа самоустановки поршня при движении в цилиндре;
- формы, параметров и зон нанесения микрорельефа на поршне;
- формы поперечного сечения сопрягаемых деталей.

На основании описанного в гл.2 распределения работы сил внешней нагрузки и принципа трибоадаптивности, трактуемого в случае профилирования поршня и поршневого кольца как согласование гидродинамической несущей способности с внешним силовым воздействием (силами P_T и N), предлагается назначать длину несущих участков профиля с учетом направления движения детали и величины работы указанных сил на тактах сжатие и расширение.

Тогда, с учетом приведенных в гл. 2 значений работы сил P_T и N на указанных тактах и выражения (6), справедливо (рис.3):

$$\frac{l_b}{l_a} \approx \left(\frac{58,5}{6,5} \right)^{0,5} = 3,0; \quad \text{для поршневого компрессионного кольца} \quad (13)$$

$$\frac{l_b}{l_a} \approx \left(\frac{3,5}{1,3} \right)^{0,5} = 1,64. \quad \text{для юбки поршня} \quad (14)$$

Используя (13), (14) и задаваясь из конструктивных соображений общей длиной профиля $L=l_a+l_b$, получали:

$$\left. \begin{array}{ll} l_a \approx 0,25 L; & \text{для поршневого компрессионного кольца} \\ l_b \approx 0,75 L; & \\ l_a \approx 0,4 L; & \text{для юбки поршня} \\ l_b \approx 0,6 L. & \end{array} \right\} \quad (15)$$

С учетом того, что функция (1) достигает максимума при относительном зазоре $S=S_m \approx 1,2$; предложено принимать рациональное (приводящее к максимуму гидродинамической несущей способности P) значение абсолютного перепада высот профиля как

$$\Delta H_{1,2} = S_m h_m \approx 1,2 h_m. \quad (16)$$

Здесь

$$h_m = k(R_{z1}^2 + R_{z2}^2)^{0.5}; \quad \text{для поршневого кольца}$$

$$h_m = \Delta g, \quad \text{для юбки поршня}$$

где k - коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5;

R_{z1} , R_{z2} - шероховатости движущейся и опорной поверхностей.

Анализ выполненных конструкций деталей ЦПГ ДВС, имевших низкий уровень механических потерь, показал соответствие геометрических параметров этих деталей рекомендациям (15), (16).

Сопоставлением опрокидывающих моментов, действующих на поршни с бочкообразной и двухопорной юбками длиной $L_{ю}$, теоретически доказана обусловленная меньшим оценочным значением опрокидывающего момента M_0 лучшей самоустановка вторых по сравнению с первыми:

$$M_0 \approx NL_{ю}/4; \quad \text{для бочкообразных поршней}$$

$$M_0 \approx NL_{ю}/8. \quad \text{для двухопорных поршней}$$

Для назначения глубины нарезания h , шага L и отношения длин несущих участков или параметра направленности микро рельефа (L_2/L_1), исходя из разработанных положений рационального конструирования, рекомендовано:

$$\left. \begin{aligned} h &\approx 1,2H; \\ L &\approx 0,1hL_m/\Delta H_{1,2}; \\ 1 &\leq L_2/L_1 \leq 1,64. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Здесь

$$H \approx h_m + y_m.$$

где y_m - высота профиля юбки поршня в центре несущего участка с координатой, оцениваемой как $L_m \approx L_{ю}/4$ для бочкообразных и $L_m \approx L_{ю}/8$ для двухопорных профилей.

Анализ результатов профилографирования рельефных поверхностей юбок ряда поршней ведущих фирм подтвердил правомерность использования зависимостей (17).

В качестве правила профилирования поперечного сечения движущихся деталей ЦПГ предложено следующее: "Форма поперечного сечения детали в чертежном исполнении должна быть согласована с характером внешних деформирующих воздействий так, чтобы в рабочем состоянии выполнялось условие эквидистантности сопрягаемых поверхностей движущейся детали и опоры в зоне передачи нагрузки".

Для поршневого кольца необходимо дополнительное геометрическое согласование торцовых поверхностей с формой канавки поршня.

Шестая глава раскрывает содержание математических моделей основных трибосопряжений ШПГ ДВС.

Сопряжение кольцо-цилиндр в отличие от известных моделей представлено двумя упруго связанными сечениями кольца, опирающегося торцовыми поверхностями на канавку поршня. Такой подход позволяет моделировать обнаруженное в ряде известных экспериментов асимметричное движение сечений кольца относительно противослежащих стенок цилиндра. Дополнительно в разработанной модели принимаются во внимание силы трения и деформация скручивания кольца, при этом последняя оказывает влияние на форму масляной пленки в зазоре кольцо-цилиндр. Для нахождения гидродинамической несущей способности кольца использовано численное решение уравнения Рейнольдса в одномерной квазистационарной постановке, что оправдано близостью условий смазки кольца к модели бесконечно широкой поверхности и малым влиянием на несущую способность кольца скорости сдвигания пленки масла в зазоре кольцо-цилиндр на большей части хода поршня.

Особенностью модели поршень-цилиндр является следующее: учет деформации не только юбки поршня, но и образующей цилиндра; принятие во внимание всех сил и моментов трения, влияющих на движение поршня. Ввиду того, что в подобной постановке система уравнений плоскопараллельного движения поршня неразрешима, использовали прием первого приближения, по которому предварительно оценивали неизвестные силы и моменты трения при условии постоянства коэффициентов трения и пренебрежения поперечным движением поршня.

После решения модифицированной системы находили неизвестные силы и моменты, приложенные к поршню. Необходимую для замыкания уравнений равновесия гидродинамическую несущую способность юбки поршня ввиду особенностей условий смазки последней искали путем решения уравнения Рейнольдса в полной (двумерной, нестационарной) форме. Численное решение данной задачи получили после применения метода Бубнова-Галеркина.

Общей отличительной чертой разработанных моделей является отказ от аппроксимации, искажающей реальные профили кольца и поршня, а также уточненная оценка динамической вязкости моторного масла в зазоре сопряжений ШПГ на основе учета конкретного типа масла (кинематической вязкости при 100 °С, присутствующей в обозначении марки отечественных моторных масел), влияния температуры и взаимного расположения смазываемых деталей.



Особое место в моделях отводится идентификации режимов смазки и расчету сил трения, которые, как известно, плохо поддаются точной аналитической оценке. Для решения первой части этой задачи используется сопоставление расчетных значений минимальной толщины слоя масла в зазоре деталей ЦПГ по обе стороны плоскости качания шатуна (h_m^I , h_m^{II}) со среднеквадратичной шероховатостью сопряженных поверхностей ($h_{кр}$): $h_m^I > h_{кр} < h_m^{II}$ - гидродинамическая смазка; $h_m^I < h_{кр} > h_m^{II}$ или $h_m^I < h_{кр} < h_m^{II}$ - смешанная смазка; $h_m^I < h_{кр} > h_m^{II}$ - граничная смазка. Решение второй части задачи получали, применяя для расчета силы трения кольца (к) и поршня (п) зависимость смешанного трения в виде суммы гидродинамической F_h (по Н.П. Петрову) и граничной F_b (по Амонтону) составляющих, вклад которых в полную силу трения определяется коэффициентом α , равным отношению площади гидродинамического взаимодействия поверхностей к площади контактирования трущихся деталей, т.е. принимающим значения от $\alpha=1$ для гидродинамической смазки до $\alpha=0$ - для граничной:

$$F_{к, п} = \alpha F_h + (1 - \alpha) F_b. \quad (18)$$

Здесь

$$F_h = \frac{A \mu V}{h}; \quad F_b = f N,$$

где A - площадь смазываемой поверхности детали;

h - средняя толщина слоя масла в зазоре сопряжения;

f - коэффициент граничного трения материалов деталей;

N - внешняя нагрузка, действующая на деталь.

При использовании формулы (18) для поршневого кольца в качестве параметра h принимали значение $h = (h_m^I + h_m^{II})/2$, находимое в результате решения гидродинамической задачи; нагрузка N равнялась сумме радиальной компоненты газовой силы и силы упругости кольца. В случае поршня $h = 0,5 \Delta r$; нагрузка N определялась значением боковой силы поршня. Величину коэффициента трения f оценивали экспериментальным путем по результатам испытаний материалов деталей ЦПГ на машинах трения.

Сравнение результатов расчета по формуле (18) с данными известных экспериментов С. Фуруханы показало их идентичность (погрешность расчета не более 6 %), что обусловило возможность применения этой формулы для определения сил трения в ЦПГ ДВС.

После расчета сил трения вычисляли среднее давление и мощность механических потерь поршневого кольца и поршня:

$$P_{мп} = \frac{1}{V_{h0}} \int |F_{к.п}| V |dt|;$$

$$N_{мп} = \frac{V_{h0} P_{мп}}{t_c}.$$

где V_h - рабочий объем цилиндра ДВС;

t_c - время совершения рабочего цикла ДВС;

t - время.

На основе расчета параметров движения поршня в пределах зазора с цилиндром определяли потерю кинетической энергии при соударениях поршня о цилиндр по известной зависимости для энергии центрального удара, дополненной учетом вращательного движения поршня при перекладке.

Информация о толщине масляной пленки, оставляемой кольцами на стенке цилиндра в течение каждого из тактов рабочего цикла ДВС, использовалась для оценочного определения расхода масла на угар в цилиндре по количеству масла, потерянного в результате испарения пленки масла.

Для сопоставления износа движущихся деталей ЦПГ при нарушениях сплошности разделяющего масляного слоя использовали оценку линейного износа по известной формуле Арчарда, справедливой для режима механического истирания поверхностей.

Седьмая глава содержит описание разработанных в рамках данного исследования методов и устройств трибометрии ДВС, а также включает расчетный и экспериментальный анализ предложенных методов снижения механических потерь.

Для измерения полной силы трения в ЦПГ ДВС разработано устройство по методу подвешенного цилиндра, отличающееся от известных решений проблемы компенсации искажающего влияния газовой силы введением в зону газового стыка герметизирующей тарельчатой пружины и выполнением специальной фаски на верхнем поясе гильзы, что не требовало изменений геометрии головки поршня и повышало точность измерений.

В работе получил развитие метод измерения локальных сил трения в ЦПГ поршневых машин, основанный на осевых перемещениях полос, выполненных из материала цилиндра и обработанных заподлицо с его внутренней поверхностью после установки по скользящей посадке в продольных пазах стенки цилиндра. При этом полосы воспринимали,

а связанные с ними первичные преобразователи силы регистрировали частичную (локальную) силу трения поршня с кольцами. На базе этого метода была разработана и применена на практике серия оригинальных устройств, в том числе для измерений локальных сил трения в ЦПГ дизелей, а также создан поршневой трибометр для оценки антифрикционных и противоизносных свойств смазочных материалов.

Для изучения характера осевого вращения колец в канавках поршня был предложен и испытан способ, использующий измерение длины нити, протягиваемой кольцом в канавке, и позволяющий судить не только о величине, но и о направлении угловой скорости кольца.

Описано содержание метода и соответствующего устройства для проведения ускоренных стендовых испытаний ДВС (в частности, дизелей) на износостойкость деталей ЦПГ. Метод основан на использовании известной топливной присадки АЛП, генерирующей при сгорании мелкодисперсные абразивные частицы, в устройстве, техническая новизна которого заключалась в раздельном отборе присадки и топлива с последующим смешиванием этих компонентов под действием разрежения в топливной магистрали низкого давления без применения дополнительных насосов и бачков-смесителей.

Оценку антифрикционных и противоизносных свойств как смазочных, так и конструкционных материалов для ДВС предложено выполнять по методике, ориентированной на применение типовых машин трения вращательного действия. Суть методики фрикционных испытаний состояла в снятии кривых Герси-Штрибека (зависимостей коэффициента трения f от безразмерного параметра $\lambda = \mu\omega/p$ - числа Герси, где ω - угловая скорость вращения образца; p - давление фрикционного контакта); износных - в определении ширины линии износа на поверхности неподвижного диска, контактирующего под нагрузкой с геометрически подобным вращающимся диском. Опыты показали, что данная методика в отличие от известных позволяла ускоренно (за 1,5 ч) испытывать конструкционные материалы с высокой износостойкостью, например, керамические и композитные.

Принцип трибоадаптивности и основы конструирования, изложенные в главах 2 и 5, были использованы при выборе конструкционных и смазочных материалов с улучшенными триботехническими свойствами, а также при разработке конструкций поршней для ДВС с пониженным уровнем механических потерь.

При нарушениях режима гидродинамической смазки в сопряжениях ЦПГ значение приобретает повышенная твердость и низкий коэффициент

20

ент трения материала. Ряд образцов композитов, обладающих такими свойствами и разработанных в ВИАМ (г. Москва) совместно с Мотор Композит Лтд. (г. Серпухов) для поршней двигателя 24 7,6/7,1 (ВАЗ-1111), был выбран для испытаний на машинах трения.

Хорошее сочетание физико-механических и антифрикционных свойств, присущее наполненным ароматическим полиамидам типа Фенилон и Графелон производства НПО "Полимерсинтез" (г. Владимир), обусловило их выбор в качестве материалов для опытных поршневых масляеъемных колец. Образцы и детали из указанных материалов были подвергнуты испытаниям на машинах трения и дизелях.

Цели снижения механических потерь отвечала смазочная композиция из маловязкого (зимнего или всесезонного) моторного масла и антифрикционной присадки (модификатора трения). Известно, что при удачном согласовании свойств компонентов, такие смазочные материалы могут проявлять эффект синергизма, т.е. взаимного усиления положительного воздействия на условия смазки и трения узла.

В результате анализа и предварительных испытаний более 20 вариантов смазочных композиций выбор был остановлен на антифрикционных присадках торговых марок Фоспол и Фриктол (НПО "Масма", г. Киев) и модификаторах трения типа Аспект (АО "Аспект", г. Москва); маловязкими моторными маслами служили: зимнее М-8Г2 и всесезонное М-6_з/12Г₁.

Принцип трибоадаптивности, описанный в главах 2 и 5, нашел отражение в конструкциях опытных поршней: бочкообразного с центрально-симметричной юбкой; бочкообразного с параметрами профиля согласно рекомендациям (15), (16); двухопорного с термоадаптивной юбкой, имеющей трапецевидные несущие участки и поршня с асимметричной канавкой под установку верхнего компрессионного кольца.

Техническая новизна разработанных методов и средств трибометрии ДВС, а также опытных поршней защищена авторскими свидетельствами и патентами.

Расчетами условий смазки и трения поршней для номинального режима работы автомобильного дизеля 84 11/11,5 (ЗиЛ-645) и замерами локальных сил трения в его ЦПГ на режиме максимального крутящего момента подтверждено снижение механических потерь опытными бочкообразным и двухопорным поршнями по сравнению с серийным бочкообразным поршнем, что явилось следствием увеличения протяженности зоны гидродинамической и сокращения зон смешанной и граничной смазки опытных поршней (табл.2).

Таблица 2

Тип поршня	Протяженность зон различных режимов смазки поршня, %			Механические потери поршня $\rho_{мп}$, кПа	
	Гидродин.	Смешанная	Граничная	Расчет	Эксперимент
Серийный бочкообразный	48	42	10	53	62
Опытный бочкообразный	68	25	7	46	-
Опытный двухопорный	85	7	8	47	55

На стадии расчетов отмечена лучшая самоустановка опытного двухопорного поршня дизеля 8Ч 11/11,5, обусловленная стабилизирующим действием двух участков несущего гидродинамического давления на юбке по разные стороны от оси поршневого пальца (рис.5).

По результатам испытаний на машинах трения минимальным коэффициентом трения среди поршневых материалов обладал композит $Al3O+20\%SiC$ ($f=0,09$); материалов для поршневых колец - полимер Графелон 920 ($f=0,105$). Из модификаторов трения лучшие антифрикционные свойства проявил модификатор Аспект, способствовавший снижению коэффициента трения с $f=0,125$ до $f=0,112$ (на 10 %); присадка Фрикол обеспечила наибольшее среди исследованных материалов снижение коэффициента трения с $f=0,12$ до $f=0,085$ (на 30 %).

Испытаниями на поршневом трибометре определили температурный порог и период задержки снижения механических потерь после ввода модификаторов в моторное масло: 125 °С и 0,5 ч, соответственно.

Расчетные исследования деталей и триботехнические испытания материалов на машинах трения и поршневом трибометре позволили выделить группу перспективных методов снижения механических потерь, а именно:

- профилирование юбок поршней;
- применение антифрикционных материалов для поршневых колец;
- использование смазочных композиций.

С целью итоговой оценки этих методов были проведены сравнительные стендовые испытания поршней, поршневых колец и смазочных материалов на дизелях 8Ч 11/11,5 и 4Ч 10,5/12 (Д-144, АО "ВТЗ"). В ходе испытаний сравнивались энергоэкономические, экологические и надежность показатели серийных и опытных объектов.

Длительность типовых испытаний составила от 70 до 330 ч, форсированных - 2000 ч.

Сравнение кривых на внешней скоростной характеристике дизеля 8Ч 11/11,5 показало, что установка опытных поршней с двухопорными термоадаптивными юбками вместо серийных поршней с бочкообразными юбками вызвала устойчивое и значимое снижение удельного эффективного расхода топлива на 6 г/кВт·ч (рис.6), что коррелировалось с уменьшением мощности механических потерь с 55 до 52 кВт. При работе дизеля по нагрузочным характеристикам опытные поршни обеспечили улучшение топливной экономичности на 6...12 г/кВт·ч. Таким образом, снижение мощности механических потерь двигателя при переходе на опытные поршни составило в среднем 5,5 %; улучшение экономичности - 2,5...5 %. Осмотром опытных двухопорных и серийных бочкообразных поршней после испытаний отмечены следы характерного контактирования юбок опытных поршней с цилиндром по двум участкам прямоугольной формы в верхней и нижней зонах юбки, что в точности соответствовало расчетному профилю в нагретом состоянии; при этом площадь следов контактирования юбок опытных поршней была на 15...30 % меньше, чем у серийных поршней.

Результаты виброакустических измерений дизеля 8Ч 11/11,5 показали, что замена серийных бочкообразных на опытные двухопорные поршни обеспечила при прочих равных условиях снижение уровня вибрации и шума двигателя на 9 и 3 дБ, соответственно.

Как серийные, так и опытные поршни выдержали тест на надежность, отработав без отказов в рамках форсированных термоциклических испытаний по методике "Термоудар", принятой на АМО "Зил", от 1000 до 2000 ч.

Сравнительные стендовые испытания серийных чугунных и опытных полимерных маслосъемных колец, длившиеся 70 ч и включавшие снятие нагрузочных характеристик, определение относительного расхода масла на угар и мощности механических потерь, показали, что применением антифрикционного полимера Графелон 920 в качестве материала для маслосъемных колец, на номинальном режиме работы дизеля 8Ч 11/11,5 достигнуто:

- улучшение топливной экономичности с 245 до 241 г/кВт·ч (1,6 %), что согласовывалось с уменьшением мощности механических потерь с 55 до 53 кВт (3,6 %);

- снижение относительного расхода масла на угар с 0,55 до 0,31 %.

Визуальным осмотром опытных масляесъемных колец после испытаний отмечено завышенное по сравнению с серийными кольцами значение осевого размера пояска контактирования скребков (0,7...1,0 мм у опытных; 0,5 мм у серийных), что в совокупности с результатами триботехнических испытаний свидетельствовало о недостаточной износостойкости материала Графелон 920.

Смазочная композиция М-8Г₂+Фриктол была испытана на тракторных дизелях 4Ч 10,5/12 в сравнении с моторным маслом М-10Г₂ в условиях предельных и повышенных температур масла с целью оценки не только значения, но и температурных границ энергосбережения.

Как следует из рис.7, полученное в начале температурного диапазона снижение удельного эффективного расхода топлива на 6 г/кВт·ч (2 %) сохранялось до температуры масла $t_m=130^\circ\text{C}$, а с повышением последней до 136°C достигло 8 г/кВт·ч (3 %). По результатам испытаний диапазон температур смазочного материала для эффективного применения данной композиции составил от 80 до 136°C .

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Обзор ранее выполненных исследований по снижению механических потерь в ДВС указал на перспективность поиска решения этой проблемы по трем основным направлениям: профилированию поверхностей трения деталей ЦПГ, улучшению антифрикционных и противоизносных свойств конструкционных и смазочных материалов этих деталей, совершенствованию расчетной и экспериментальной оценки механических потерь в ЦПГ на стадии проектирования и доводки ДВС.

2. В результате системного анализа ЦПГ ДВС впервые сформулирован и применен для конструирования деталей с пониженным уровнем механических потерь принцип трибоадаптивности, заключающийся в согласовании по определенным правилам параметров профиля и материала деталей с характером кинематики, внешней нагрузки и смазки уала трения. Определен перечень взаимосвязей, учет которых необходим при разработке достоверных моделей трибосопряжений ЦПГ ДВС.

3. Выполнено аналитическое исследование гидродинамической несущей способности детали (поршня, поршневого кольца) с комплексным профилем трущейся поверхности, что позволило сопоставить эффективность различных форм микрорельефа и определить условия рационального применения последнего в сочетании с макропрофилем детали.

4. Теоретически оценено влияние формы поперечного сечения юбки поршня на ее гидродинамическую несущую способность, в результате чего доказана необходимость выполнения эквидистантности сопрягаемых поверхностей юбки поршня и цилиндра в зоне передачи нагрузки для улучшения условий гидродинамической смазки, т.е. снижения механических потерь в сопряжении поршень-цилиндр.

5. Предложены основы рационального конструирования деталей ЦПГ с пониженным уровнем механических потерь, включая определение формы деталей, макро- и микропрофилирование поверхностей трения, выбор материалов. Теоретически обосновано применение перспективных поршней с двухпоршнем термоадаптивным профилем юбки и трапецевидными несущими участками, отличающихся от традиционных поршней с бочкообразной юбкой лучшей самоустановкой в цилиндре и меньшими потерями на трение.

6. Разработаны математические модели и соответствующие программы расчета основных трибосопряжений ЦПГ с повышенной достоверностью и информативностью благодаря учету реальных профилей поверхностей, сил и моментов трения в сопряжениях, кинематической вязкости моторного масла и контактного взаимодействия деформируемых деталей ЦПГ.

7. В развитии трибометрии ДВС модернизировано устройство метода упругой подвески цилиндра для измерения полной силы трения в ЦПГ ДВС (а.с. 1645874), разработана гамма принципиально новых устройств для измерения локальных сил трения в ЦПГ поршневых машин (а.с. 1264022, 1456809, 1636704, пат. 1712808), предложен способ измерения параметров осевого вращения поршневых колец (а.с. 1562477), испытано устройство для ускоренных испытаний деталей ЦПГ ДВС в условиях абразивного износа (а.с. 1366881), создана и применена универсальная методика триботехнических испытаний материалов ДВС на машинах трения. Указанные разработки доказали свою эффективность в ходе испытаний деталей и материалов для карбюраторных ДВС и дизелей.

8. Комплексным исследованием конструкционных и смазочных материалов, выбранных по принципу трибоадаптивности, установлено, что лучшими антифрикционными свойствами среди представленных материалов для поршней обладают композиты на основе карбида кремния; для поршневых масляеъемных колец перспективен ароматический полиамид Графелон 920; среди смазочных материалов для карбюраторных ДВС значимое снижение трения обеспечивает композиция моторно-

го масла М-6_з/12Г₁ с модификатором трения Аспект, для дизелей - композиция на основе моторного масла М-8Г₂ с присадкой Фристал. При испытаниях данных материалов на машинах трения отмечено уменьшение коэффициента трения на 10...30 %; снижение расхода топлива при их использовании в ДВС составило 1,6...3 %.

9. На основе предложенного принципа трибоадаптивности разработаны опытные поршни, отличающиеся наличием: бочкообразной центрально-симметричной юбки (а.с. 1249183), двухопорной термоадаптивной юбки (пат.1700323), канавки асимметричного поперечного сечения под установку верхнего компрессионного кольца (пат. 2016299). Анализ и сравнительные испытания поршней на автотракторных ДВС подтвердили эффективность данных технических решений, обеспечивших снижение среднего давления механических потерь на 6...7 кПа (11...13 %), что сопровождалось улучшением топливной экономичности двигателей на 6 ...12 г/кВт·ч (2,5...5 %).

10. Предложенные в результате выполненного исследования опытные поршни, методы трибометрии и программы расчета внедрены на АМО "Зил", АО "ВТЗ", НИКИД (г. Владимир); методы профилирования и результаты трибометрического тестирования материалов используются при создании и доводке двигателей в НГТУ-НПЦ "Мотор" (г. Нижний Новгород), Мотор Композит Лтд. (г. Серпухов), ЧТУ (г. Челябинск), а также применяются в учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана и ряда других вузов.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1. Путинцев С.В. Оценка погрешности при определении минимального слоя смазки в сопряжении юбка поршня-цилиндр ДВС // Известия вузов. Машиностроение. - 1982. - N 4. - С. 154-156.

2. Путинцев С.В. Развитие методики расчета сил трения и механических потерь в ШП ДВС // Исследование и совершенствование тракторных конструкций: Тез. докл. Всесоюз. науч-техн. конф. - М., 1983. - С. 69-70.

3. Путинцев С.В. Дозирующая система для обеспечения ускоренных износных испытаний дизелей // Экспресс-информация ЦНИИТЭИ-тракторосельхозмаш. - 1985. - Вып. 2. - С. 8-10.

4. Путинцев С.В. Определение резервов эксплуатационной экономичности дизеля путем расчетной оценки функциональных свойств поршневых колец // Актуальные проблемы двигателестроения: Тез. докл. Всесоюз. науч-техн. конф. - Владимир, 1987. - С. 90-91.

5. Путинцев С.В., Аникин С.А. Расчетная модель и анализ условий смазки и трения поршневого кольца быстроходного тракторного дизеля // Трение и износ. - 1988. - Т. 9, N 4. - С. 617-626.

6. Путинцев С.В., Михайлов Ю.Г., Аникин С.А. Анализ деформации скручивания поршневого кольца в канавке поршня ДВС // Двигателестроение. - 1989. - N 7. - С. 7-11.

7. Путинцев С.В., Холомонов И.А., Малый Л.Ф. Выбор и исследование смазочного материала с улучшенными триботехническими параметрами // Трение и износ. - 1990. - Т. 11, N 2. - С. 317-322.

8. Путинцев С.В. Измерение сил и работы трения в ШПГ ДВС (Обзор) // Двигателестроение. - 1991. - N 8-9. - С. 31-32.

9. Путинцев С.В., Чистяков В.К. Расчет триботехнических характеристик и параметров динамики деталей цилиндро-поршневой группы ДВС: Учебное пособие. - М.: Изд-во МГТУ, 1991. - 40 с.

10. Беднев В.А., Путинцев С.В. Основы расчета износа рабочей поверхности поршневого кольца с деформируемым сечением // Известия вузов. Машиностроение. - 1993. - N 10-12. - С. 63-69.

11. Путинцев С.В. Функционально - структурный анализ трибосоприжения "цилиндро-поршневая группа" двигателя внутреннего сгорания // 25-е Международное науч.-техн. совещ. по проблемам прочности двигателей: Тез. докл. - М., 1994. - С. 51-52.

12. Путинцев С.В., Белоусов А.И. Повышение эффективности лабораторных методов оценки триботехнических свойств конструкционных и смазочных материалов // Заводская лаборатория (Диагностика материалов). - 1995. - N 8. - С. 59-60.

13. Путинцев С.В., Аникин С.А. Универсальная зависимость для нахождения динамической вязкости моторных масел в рабочем диапазоне температур // Двигателестроение. - 1995. - С. 70-71.

14. Путинцев С.В. Состояние, проблемы и перспективы развития трибологического аспекта энергосбережения в двигателестроении // Известия вузов. Машиностроение. - 1995. - N 10-12. - С. 71-79.

15. Putintsev S., Anikin S. Measurement of Local Frictional Forces in Actual Operating Piston Machines // Tribology - Solving Friction and Wear Problems: 10th Int. Colloquium. - Ostfildern, 1996. - Vol. 3. - P. 2131-2138.

16. Путинцев С.В. Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Часть 1: теоретическое обоснование // Известия вузов. Машиностроение. - 1996. - N 7-9. - С. 60-67.

17. Путинцев С.В. Энергосберегающий поршень с двухпорной термоадаптивной юбкой. Часть 2: расчет и эксперимент // Известия вузов. Машиностроение. - 1996. - N 10-12. - С. 51-56.

18. А.с. 1249183 СССР, МКИ³ F 02 F 3/03, F 16 J 1/04. Поршень для двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, В.К. Чистяков, Ю.С. Песоцкий // Открытия, изобретения, ... - 1986. - N 29. - С. 130.

19. А.с. 1264022 СССР, МКИ³ G 01 M 13/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, Л.И. Гринченко, Ю.С. Песоцкий // Открытия, изобретения, ... - 1986. - N 38. - С. 171.

20. А.с. 1366881 СССР, МКИ³ G 01 F 13/00. Устройство для приготовления абразивной смеси при износных испытаниях двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, Ю.С. Песоцкий, В.К. Чистяков и др. // Открытия, изобретения, ... - 1988. - N 2. - С. 171.

21. А.с. 1456809 СССР, МКИ³ G 01 M 13/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, Ю.С. Песоцкий, В.К. Чистяков и др. // Открытия, изобретения, ... - 1989. - N 5. - С. 163.

22. А.с. 1562477 СССР, МКИ³ F 02 F 5/00. Способ определения пути осевого вращения поршневого кольца в канавке поршня двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев // Открытия, изобретения, ... - 1990. - N 17. - С. 143.

23. А.с. 1636704 СССР, МКИ³ G 01 M 13/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, Ю.С. Песоцкий, М.К. Скуднов // Открытия, изобретения, ... - 1991. - N 11. - С. 120.

24. А.с. 1645874 СССР, МКИ³ G 01 M 15/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, А.С. Шаповалов, В.К. Чистяков и др. // Открытия, изобретения, ... - 1991. - N 16. - С. 172.

25. Пат. 1700323 РФ, МКИ³ 16 J 1/04. Поршень для двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, А.В. Усенко, А.С. Шаповалов и др. // Открытия, изобретения, ... - 1991. - N 47. - С. 145.

26. Пат. 1712808 РФ, МКИ³ G 01 M 15/00. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе поршневых машин / С.В. Путинцев // Изобретения. - 1992. - N 6. - С. 169.

27. Пат. 2016299 РФ, МКИ³ 16 J 1/04, F 02 F 3/00. Поршень для двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев // Изобретения. - 1994. - N 13. - С. 141.

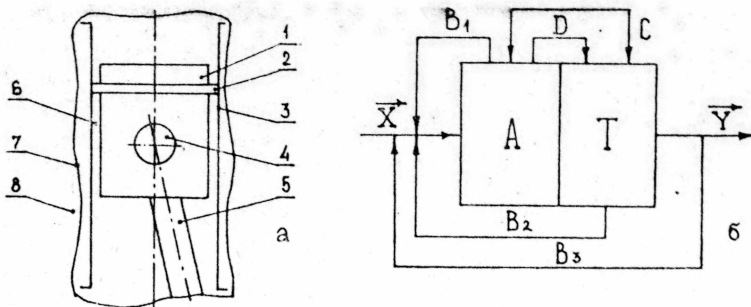


Рис.1. Структурная (а) и функциональная (б) схемы трибосистемы ЦПГ ДВС

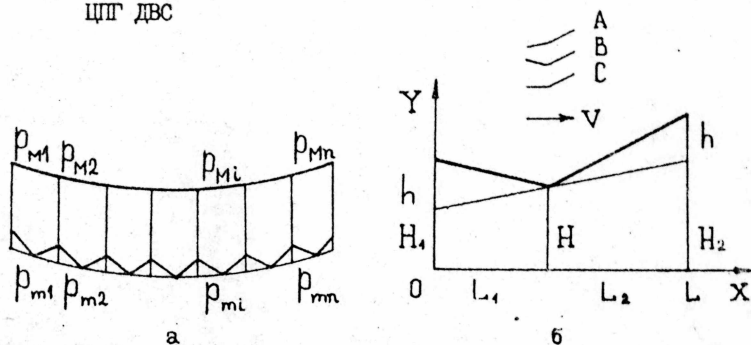


Рис.2. Расчетные схемы комплексного профиля (а) и фрагмента микрорельефа (б) поверхности детали ЦПГ

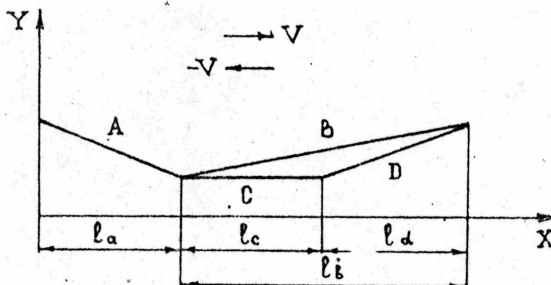


Рис.3. К анализу гидродинамической несущей способности детали с трапецевидным профилем

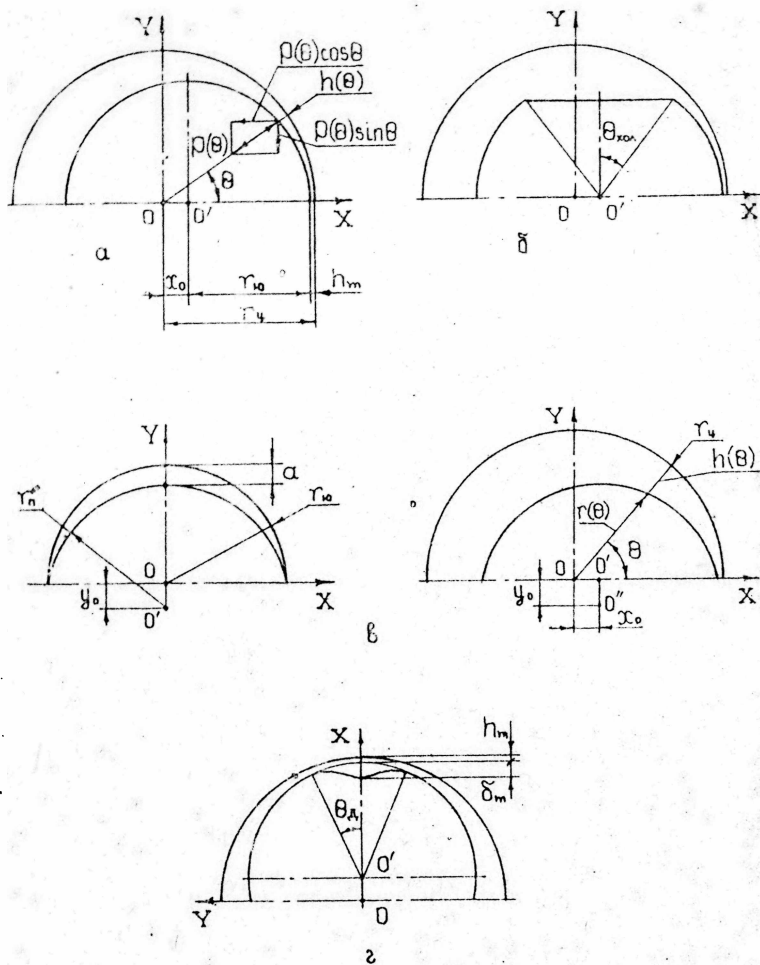


Рис.4. Расчетные схемы различных форм поперечного сечения юбки поршня: а - круглая, б - круглая с "холодильниками", в - овальная, г - деформированная

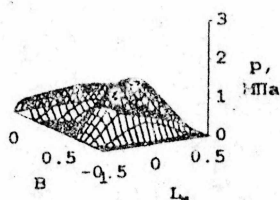
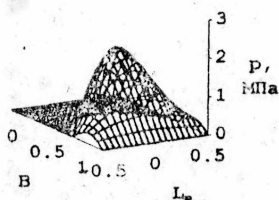
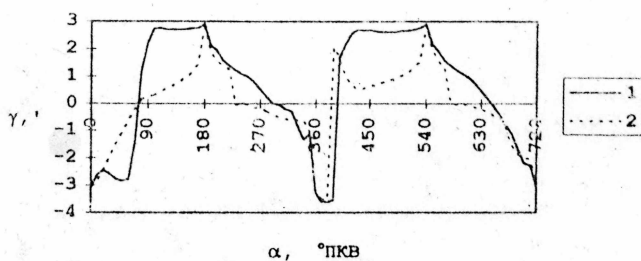
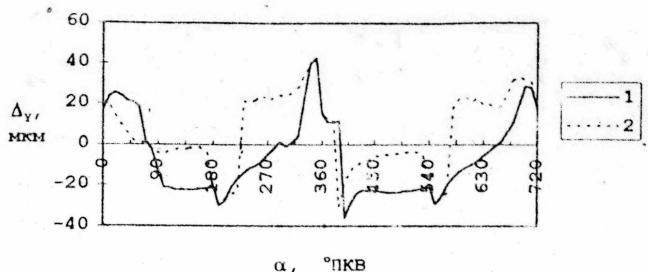


Рис.5. Результаты расчета радиального перемещения Δy , угла опрокидывания γ и распределения гидродинамического давления масла p для поршней дизеля 8Ч II/II,5:
1 - серийный бочкообразный, 2 - опытный двухлопастный

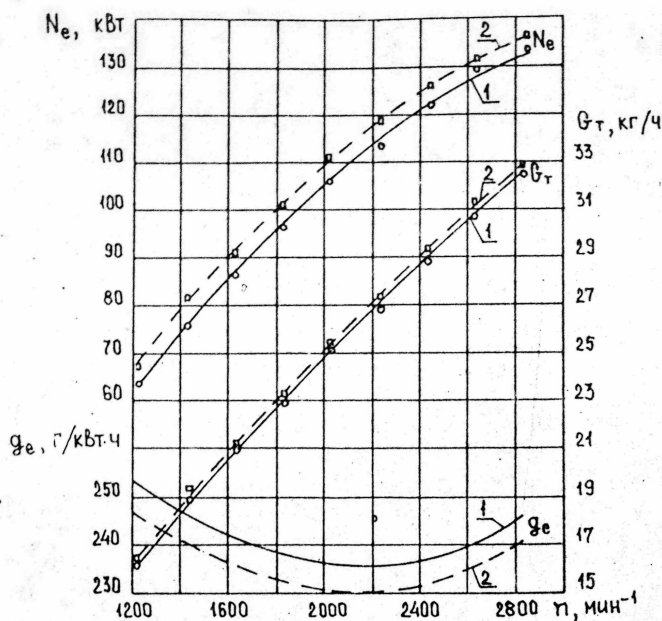


Рис.6. Внешняя скоростная характеристика дизеля 84 II/II,5:
1 - серийные бочкообразные поршни, 2 - опытные
двухпорные поршни

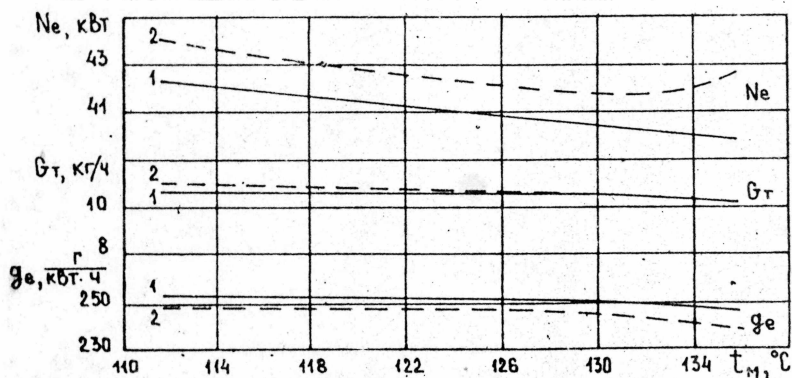


Рис.7. Энергоэкономические показатели дизеля 4Ч 10,5/12
в диапазоне повышенных и предельных температур
моторного масла: 1 - М-10Г₂, 2 - М-8Г₂ + Фрикол