

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской
революции и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Ермолаев Александр Александрович

УДК 621.43-233.2-722

УМЕНЬШЕНИЕ ВРЕДНОГО ВЛИЯНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ
МАСЛА ВО ВНУТРЕННЕЙ МАГИСТРАЛИ ФОРСИРОВАННОГО
ДВИГАТЕЛЯ НА РАБОТУ ШАТУННОГО ПОДШИПНИКА

(05.04.02 - тепловые двигатели)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1987

1442392

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1472392

Ермолаев А. А. Уменьшение вл

М В Т У

Работа выполнена на Коломенском тепловозостроительном
заводе имени В.В.Куйбышева

Научный руководитель - кандидат технических наук,
профессор Г.Н.Мизерник

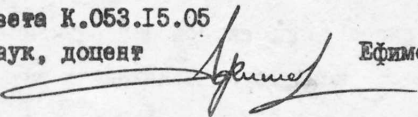
Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор А.И.Володин
- кандидат технических наук
Ю.Н.Никитин

Ведущее предприятие - Производственное объединение
"Турбомоторный завод"

Защита диссертации состоится "28" декабря 1987 г.
в 15³⁰ часов на заседании специализированного совета
К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы тепло-
техники" МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу:
107005, Москва, Лефортовская набережная, д. I, корпус
"Энергомашиностроение".

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

Автореферат разослан "____" _____

Ученый секретарь
специализированного совета К.053.15.05
кандидат технических наук, доцент  Ефимов С.И.

Объем I п.л. Тираж 100 экз.

КТЗ-КМЦ

Л-45156 Подписано к печати 5.II.87 г.

эк.1698

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основными направлениями развития народного хозяйства СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года, принятыми XXVII съездом КПСС, предусматривается увеличение производства дизельных двигателей с прогрессивными технико-экономическими показателями. Одной из сложнейших проблем на пути повышения технического уровня дизелей является обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала. Эта сложность в значительной степени определяется большим количеством факторов, влияющих на работу подшипников. С повышением степени форсирования влияние отдельных факторов на работу подшипников возрастает. Кроме того, на определенном этапе начинает проявляться воздействие дополнительных факторов, не оказывающих существенного влияния при малых форсировках. Так, например, на форсированных модификациях дизелей 16ЧН 26/26, обладающих достаточным расчетным запасом по несущей способности шатунных подшипников, имели место повреждения последних в условиях реальной эксплуатации. Несмотря на отсутствие явных нарушений работы внешней системы смазки дизеля в отдельных случаях характер повреждений шатунных подшипников свидетельствовал о работе в условиях "масляного голодания." Фактором, оказывающим определенное влияние на условия маслоснабжения узла шатунного подшипника, является наличие колебаний давления подачи масла, обусловленное воздействием сил инерции, переменных по величине и направлению.

Таким образом, одним из направлений совершенствования узла шатунного подшипника является более глубокое исследование условий его маслоснабжения с учетом гидродинамических процессов в магистральной КШМ, а также влияния этих процессов на работоспособность узла.

Цель работы. Целью настоящей работы является разработка комплексного расчетно-экспериментального метода исследования гидродинамических процессов в магистральной КШМ и мероприятий, уменьшающих вредное влияние колебаний давления масла на работу шатунного подшипника форсированного двигателя с охлаждением поршня через канал в шатуне.

Методы исследований. Комплексный подход к решению задачи обусловил необходимость применения расчетных и эксперимен-

тальных методов исследований, включающих использование современных средств вычислительной техники и различных видов испытаний на натуральных двигателях и специальных установках.

Научная новизна. В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено качественное и количественное влияние отбора масла для охлаждения поршня через канал в шатуне на работу шатунного подшипника. Определены доминирующие факторы, влияющие на условия маслоснабжения и гидродинамические характеристики шатунного подшипника. Уточнены границы применимости метода гидродинамического расчета подшипника шатуна форсированных дизелей с подачей масла к поршню через канал в шатуне. Предложена уточненная методика расчетно-экспериментального исследования системы смазки КШМ, позволяющая учитывать изменение гидравлических характеристик элементов магистрали в течение одного рабочего цикла.

Практическая ценность. Разработанная методика и полученные экспериментальные зависимости позволяют осуществлять рациональное распределение масла по элементам системы смазки КШМ, производить выбор конструктивных параметров элементов системы для обеспечения оптимальных условий маслоснабжения подшипника шатуна и охлаждения поршня.

Предложенное устройство обеспечивает необходимые условия маслоснабжения подшипников шатуна без заметного повышения температуры поршня и усложнения конструкции дизеля.

Внедрение и реализация в промышленности. По результатам теоретических и экспериментальных исследований выпущена нормативно-техническая документация и даны рекомендации по совершенствованию конструкции элементов системы смазки КШМ, которые внедрены на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В. Куйбышева.

Реализация результатов исследований позволила увеличить срок службы шатунных вкладышей дизелей ЧН 26/26 не менее, чем в 2 раза, уменьшить количество повреждений коленчатых валов форсированных дизелей, связанных с недостаточным маслоснабжением узла шатунного подшипника.

Апробация работы. Результаты работы доложены и обсуждены на научно-технической конференции молодых специалистов Соездизельмаша, г. Токмак, 1984 г., на XXX научно-технической

конференции молодых специалистов и ИТР Коломенского тепловозостроительного завода им. В.В. Куйбышева, 1985 г., на заседании кафедры комбинированных двигателей МВТУ им. Баумана, 1986 г., на конструкторской секции НТО Машпром Коломенского тепловозостроительного завода им. В.В. Куйбышева, 1987 г.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех печатных работах.

Объем работы. Диссертация изложена на 125 страницах основного текста, содержит введение, пять разделов, выводы, список литературы из 118 наименований, 5 таблиц и 43 рисунка.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первый раздел посвящен анализу влияния отдельных факторов на работу подшипников коленчатого вала, критериев оценки работоспособности, методов исследования подшипниковых узлов. В заключительной части главы сформулирована постановка задачи выполненной работы.

В процессе эксплуатации форсированных двигателей имеют место случаи повреждения подшипников коленчатого вала, связанные с воздействием определенных факторов, влияющих на работоспособность узла. Количество и степень влияния отдельных факторов на работу подшипников увеличивается с повышением уровня форсирования дизелей. Так, например, повышение мощности дизелей ведет к увеличению температуры деталей цилиндро-поршневой группы, а следовательно, обуславливает необходимость введения специальных мер, снижающих их теплонапряженность. Одной из таких мер, широко применяемых в дизелях, является масляное охлаждение поршней через канал в шатуне. В этом случае масло отбирается непосредственно из шатунного подшипника.

Известно, что на столб масла в каналах шатуна действует инерционный напор, который изменяется по величине и направлению за один рабочий цикл дизеля. В форсированных по частоте вращения коленчатого вала дизелях величина инерционного напора может превосходить величину давления масла, развиваемого главным масляным насосом, а следовательно, оказывать существенное влияние на потокораспределение в магистралах. В отдельные моменты цикла, когда силы инерции способствуют прод-

вижению масла к поршню, происходит интенсивный отсос масла из шатунного подшипника, что отрицательно сказывается на условиях маслоснабжения последнего.

Влияние данного фактора не проявлялось на дизелях с малой быстроходностью, однако с повышением частоты вращения коленчатого вала, отрицательный эффект от его воздействия может приводить к ухудшению условий работы подшипника шатуна. В настоящее время воздействие указанного фактора на работу узла шатунного подшипника изучено недостаточно.

В работах М.Г. Степанова, Б.Я. Гинцбурга, Г.Б. Розенблита и др. анализ влияния сил инерции на движение масла в магистрали КИМ выполнен с целью увеличения прокачки масла через поршень без рассмотрения этого влияния на условия смазки подшипников шатуна.

Критериями оценки влияния отдельных факторов на работу подшипников является минимальная за цикл толщина масляной пленки, температура подшипника и величина гидродинамического давления в несущем слое. Основным методом определения этих критериев является полный гидродинамический расчет, методика которого разработана в трудах отечественных и зарубежных исследователей А.К. Дьячкова, М.В. Коровичанского, А.И. Володина, С.Г. Каратышкина, Холланда, С.Н. Куцаева, С.М. Захарова, И.Я. Токаря и др.

Одним из допущений современной методики расчета подшипника скольжения является предположение о достаточном для образования жидкостного режима трения давления и расхода смазочного масла. Однако, при наличии инерционного отсоса масла из шатунного подшипника в отдельные периоды рабочего цикла может иметь место нарушение данного условия, что требует учета при анализе работы подшипников. Для определения реальных условий маслоснабжения подшипников шатуна необходимо выполнить исследования потокораспределения в системе смазки КИМ.

Расчету систем смазки дизелей посвящены работы Р.А. Насырова, З.А. Яхина, С.Г. Роганова, Е.А. Шуткова и др. Однако, существующие методы расчета не учитывают наличие дополнительного инерционного напора и изменение характеристики элементов (подшипников, каналов и т.д.) при изменении положения коленчатого вала. Это не позволяет расчетным путем

определить изменения давления подачи смазочного масла к узлу шатунного подшипника форсированных дизелей с отбором масла на охлаждение поршня через канал в шатуне.

Результаты исследований по определению влияния давления подачи масла на работу подшипников скольжения изложены в работах А.К. Дьячкова, Б.В. Прасолова, П.И. Орлова, С.Н. Куцаева, С.В. Венцеля, М.А. Григорьева, В.Г. Смирнова, Ф.Г. Гильмутдинова и др.

Данные исследования относятся в основном к подшипникам с постоянным давлением подачи смазочного материала, поэтому вопрос определения влияния уменьшения давления подачи в результате его колебаний в течение одного рабочего цикла двигателя является мало изученным.

В соответствии с указанной целью и с учетом изложенного, в работе поставлены следующие задачи:

1. Разработка методики и проведение комплексного (расчетного и экспериментального) исследования потокораспределения в системе смазки КШМ форсированного двигателя с учетом нестационарности процессов в течение одного рабочего цикла дизеля.

2. Качественная и количественная оценка влияния отдельных факторов на условия подачи смазочного масла в шатунный подшипник.

3. Оценка влияния условий маслоснабжения на гидродинамические характеристики подшипника шатуна. Определение уровня минимально-допустимого давления подачи масла в подшипник.

4. Разработка и реализация в производстве мероприятий, уменьшающих вредное влияние колебаний давления масла во внутренней магистрали на работоспособность подшипников шатуна и способствующих рациональному распределению смазочного масла по элементам (потребителям) системы смазки КШМ.

Во втором разделе приводится методика расчетно-экспериментального исследования условий маслоснабжения узла шатунного подшипника форсированного дизеля с подачей масла на охлаждение поршня через канал в шатуне.

Эта проблема связана с расчетом потокораспределения в системе смазки КШМ. В настоящее время имеется методика,

разработанная С.Г. Рогановым, Е.А. Шутковым, позволяющая производить расчет внешних систем смазки дизелей любых типов. Она пригодна также для расчета внутренних систем смазки дизелей с целью определения распределения масла по отсекам КШМ, на смазку механизма газораспределения, агрегатов наддува и т.д., т.е. расчета стационарных параметров потоков распределения по элементам, имеющим постоянные или усредненные гидравлические характеристики. Однако, расчет системы смазки КШМ форсированного двигателя с подачей масла на охлаждение поршня через канал в шатуне с целью определения условий маслоснабжения узла шатунного подшипника имеет специфические особенности. Эти особенности обусловлены нестационарностью гидродинамических процессов в магистрали КШМ и изменением гидравлических характеристик элементов по углу поворота коленчатого вала, что существенно осложняет расчет.

Поэтому для определения характера изменения давления на входе и расхода масла через шатунный подшипник за один рабочий цикл необходимо произвести расчет системы смазки КШМ по упомянутому методу для ряда последовательных положений кривошипа. При этом для каждого из положений должны быть заданы соответствующие характеристики элементов (каналов в шатунном механизме, подшипников и т.д.).

Главной конструктивной особенностью системы смазки КШМ рассматриваемого класса двигателей средней быстроходности является автономность каждого поперечного отсека, включающего коренной подшипник, кривошип коленчатого вала, шатунный механизм и поршень. Такая схема позволяет представить внутреннюю систему смазки узлов движения дизеля в виде набора автономных отсеков КШМ и производить анализ ее работы на основании расчета одного такого отсека. Однако, приведенный ниже метод позволяет производить расчет и других схем внутренней системы смазки.

Система смазки КШМ представляется в виде гидравлической сети, состоящей из отдельных условных элементов, в качестве которых принимаются коренной и шатунный подшипники, каналы в блоке цилиндров и шатунном механизме, поршень и т.п. Для узлов этой сети справедлив закон сохранения массы жидкости. Количество подведенного масла к какому-либо узлу равно ко-

личеству жидкости, отведенному из него.

Топология данной сети характеризуется узлами и ветвями с элементами — подшипниками, каналами, поршнями. В каждом узле имеются подводящие и отводящие ветви. Каждая ветвь содержит не менее одного элемента, имеющего порядковый номер. В результате расчета определяются величины давлений в узлах и распределение расходов по ветвям сети в каждый фиксированный момент времени.

В общем случае перепад давления ΔP_K для каждого элемента имеет нелинейную зависимость от его конструктивных параметров $a_1, a_2, \dots, a_n$, вязкости масла ν , режима работы двигателя N_e , n , времени τ (угла поворота коленчатого вала φ) и расхода Q_K^c через каждый элемент.

$$\Delta P_K^c = f(a_1, a_2, \dots, a_n, \nu, N_e, n, \tau, Q_K^c) \quad (1)$$

откуда мгновенный расход Q_K^c можно выразить как функцию указанных параметров:

$$Q_K^c = \Psi(a_1, a_2, \dots, a_n, \nu, N_e, n, \tau, \Delta P_K^c) \quad (2)$$

С учетом условия неразрывности для каждого узла системы уравнение баланса расходов отведенной и подведенной жидкости можно записать в виде:

$$\sum_{k=1}^{M_i} Q_K^c(\Delta P_K^c) = \sum_{m=1}^{N_i} Q_m^c(\Delta P_m^c), \quad i=1, 2, 3, 4 \dots \quad (3)$$

где i — номер узла;

M_i — число подводящих в i -й узел масло ветвей;

N_i — число отводящих из i -го узла масло ветвей;

Q_K^c — мгновенный расход в K -ой подводящей ветви в момент времени τ ;

ΔP_K^c — перепад давления на K -ой ветви;

Q_m^c — мгновенный расход в m -ой отводящей ветви в момент времени τ ;

ΔP_m^c — перепад давления в m -ой отводящей ветви.

Система (3) является системой n нелинейных уравнений относительно n неизвестных давлений в узлах.

Решение системы осуществляется нахождением глобального минимума специальной образуемой функции, представляющей собой

сумму квадратов небалансов расходов в каждом узле. После определения значений узловых давлений для каждого положения кривошипа по функциональным зависимостям вида (2) определяются мгновенные расходы через элементы системы.

Для реализации алгоритма расчета имеется программа на языке ФОРТРАН- IV.

Структура формул (2), определяющих гидравлические характеристики отдельных элементов системы смазки КШМ может быть определена как на основе экспериментальных данных, полученных в результате специальных испытаний, так и расчетным путем. Точность метода определяется точностью полученных гидравлических характеристик элементов.

В третьем разделе приводится описание установки и методики экспериментальных исследований условий маслоснабжения узла шатунного подшипника форсированных дизелей с подачей масла на охлаждение поршня через канал в шатуне.

Экспериментальная установка создана на основе дизелей типа ЧН 26/26 и ЧН 30/38, оснащенных автоматизированной системой испытаний.

Одной из наиболее сложных задач при исследовании давления масла в каналах системы смазки КШМ работающего двигателя является обеспечение непрерывной передачи электрического сигнала от преобразователей, расположенных на шатуне к измерительной и регистрирующей аппаратуре на испытательном стенде. Для этой цели использовалось специальное рычажно - шарнирное токосъемное устройство. Один из рычагов при помощи кронштейна крепится к стержню шатуна, второй к крышке картера блока цилиндров. Соединительные кабели в виде жгута уложены вдоль рычагов и проводятся через шарниры внутри их полых осей.

Для преобразователей давления использован тензометрический принцип преобразования давления в электрический сигнал. Чувствительный элемент преобразователя давления выполнен в виде тонкостенного стаканчика, эскиз которого и схема установки в канале шатуна приведен на рис. I. Преобразователь устанавливается в канале крышки шатуна, т.е. в зоне, непосредственно обеспечивающей питание шатунного подшипника. Окончательная тарировка преобразователей производи-

лась после их монтажа в шатуне во всем диапазоне измеряемых давлений и температур. Сигнал от тензорезисторов преобразователей через токосъемное устройство передается на усилитель 8АНЧ и затем записывается на ленте осциллографа Н-115. На кадре осциллограммы также фиксировалась отметка ВМТ исследуемого цилиндра с использованием индуктивного датчика частоты вращения коленчатого вала. Погрешность измерений оценивается на уровне $\pm 8,5\%$.

В процессе испытаний на двигателях 16ЧН 26/26 и 8ЧН 30/38 проводились исследования влияния отдельных факторов на величину и характер изменения подачи смазочного масла в подшипник шатуна. На первом этапе испытаний производилась оценка влияния конструктивных параметров элементов каналов внутренней масляной магистрали на условия питания шатунного подшипника. На втором этапе определялась зависимость давления подачи от величины зазоров в подшипниках коленчатого вала.

Целью третьего этапа испытаний было определение эффективности дросселирования потока масла в каналах шатунного механизма на условия маслоснабжения шатунного подшипника.

На четвертом этапе на выбранном в результате предыдущих испытаний конструктивном варианте комплектовки двигателя проведены исследования зависимости давления масла в шатуне от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, температуры и давления подачи масла на входе в дизель.

Четвертый раздел посвящен анализу результатов экспериментальных исследований давления подачи смазочного масла в шатунный подшипник. В результате испытаний установлено, что колебания давления носят периодический, преимущественно синусоидальный характер, определяемый силами инерции, действующими на масло, находящееся в каналах подвижной магистрали КИМ. Наряду с основной синусоидальной формой, совпадающей с частотой вращения коленчатого вала, на осциллограммах отмечаются колебания с более высокими частотами, вызванные колебаниями деталей двигателя, собственными гидродинамическими колебаниями в системе смазки, изменениями гидравлических сопротивлений каналов и др.

При анализе осциллограмм исходного конструктивного ва-

рианта дизеля ЧН 26/26 (см. рис. 2а) обращает на себя внимание следующие характерные особенности:

1. Дважды за цикл отмечалось резкое повышение давления до величин $2,0 \dots 3,0$ МПа на режиме полной мощности, обусловленное разрывом и последующим смыканием потока. Главной причиной разрыва потока являлось резкое уменьшение площади проходного сечения каналов системы, например, в момент смены питающих отверстий в шейках коленчатого вала. Исключение указанного явления было достигнуто усовершенствованием каналов КИМ — увеличением проходного сечения канавки в бутеле блока, изменением конструкции вкладки матунного подшипника и т.д.

2. На отдельных участках цикла минимальное давление подачи достигало нулевого значения. Это происходило в моменты времени, когда на масло в каналах матуна действуют силы инерции, под действием которых происходит интенсивный отсос масла из подшипника. При увеличении зазоров в подшипниках коленчатого вала до предельно допустимых значений, протяженность зон с нулевым значением давления подачи увеличивается и может достигать 60° угла поворота коленчатого вала. Характер изменения давления при этом изменяется с синусоидального на пульсирующий. Вышеприведенные конструктивные изменения каналов не позволили существенно изменить зоны с малым давлением масла.

Частота вращения коленчатого вала оказывает решающее влияние на форму и амплитуду колебаний давления масла в матуне. С ее повышением увеличивается амплитуда колебаний и уменьшается величина минимального за цикл давления подачи смазочного масла в матунный подшипник (см. рис. 2б).

Изменение нагрузки на заданном скоростном режиме работы двигателя не приводит к изменению основной формы колебаний и величин давлений в матуне.

С увеличением давления масла на входе в дизель ($P_{вх}$) среднее за цикл давление подачи в матунный подшипник изменяется относительно медленно, поэтому простое повышение $P_{вх}$ нельзя признавать рациональным средством улучшения условий питания матунного подшипника. Увеличение температуры подаваемого масла отрицательно влияет на величину давления подачи в подшипник.

Наиболее эффективным средством устранения зон с нулевым

давлением подачи на входе в шатунный подшипник является дросселирование потока масла в каналах шатуна. Для определения оптимальной степени и места дросселирования были проведены специальные испытания. Наибольший эффект (см. рис. 2в) по увеличению минимального и среднего за цикл давления подачи масла в шатунный подшипник получен для варианта шатуна с дросселем, установленным в разъеме нижней головки. Однако, при этом заметно повышается температура поршня и ухудшаются условия смазки головного и прицепного сочленений. Поэтому наиболее рациональным признан вариант дросселирования на выходе из верхних головок шатунов. Температура поршня при этом увеличивается незначительно (3 - 5%).

Таким образом, при умеренном уровне форсирования дизеля (до $P_e \leq 1,63$ МПа) обеспечение необходимых условий питания подшипника может быть достигнуто оптимизацией конструктивных параметров внутренней системы смазки и дросселированием потока в шатуне. При повышении степени форсирования дизелей по P_e , ограничение подачи масла на поршень может привести к чрезмерному повышению температуры деталей поршневой группы. Поэтому для высокофорсированных модификаций двигателей разработано специальное устройство, основанное на принципе изменения перекрытия каналов при качании шатуна, позволяющее реализовать переменную степень дросселирования (см. рис. 3). В моменты экстремальных значений инерционного напора степень дросселирования максимальна, что препятствует повышенному отсосу масла из шатунного подшипника, а при минимальном значении инерционного напора проходное сечение канала полностью открыто, что позволяет эффективнее использовать давление, развиваемое масляным насосом. Таким образом, степень дросселирования изменяется в зависимости, обратно пропорциональной величине суммарного инерционного напора в системе смазки КИМ. Устройство обеспечивает значительное повышение минимального и среднего за цикл давления подачи в шатунный подшипник без заметного увеличения температуры поршня.

В пятом разделе выполнена оценка влияния колебаний давления масла во внутренней масляной системе на гидродинамические характеристики шатунного подшипника, а также рассмотрены способы, позволяющие обеспечить необходимые условия

маслоснабжения подшипника шатуна.

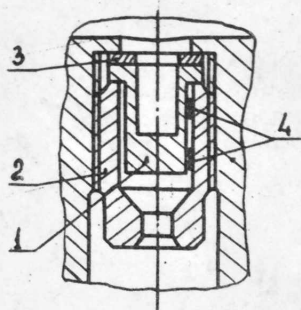
Исследования влияния различных факторов и в том числе условий питания на гидродинамические характеристики шатунного подшипника производились на основании результатов измерения минимальной толщины масляной пленки ($h_{\min}$) на дизеле I6 ЧН 26/26 номинальной мощностью 2950 кВт при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$. Испытания проводились с использованием емкостного метода измерений на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В. Куйбышева при участии представителей ЦНИДИ, ВНИИТ.

В результате этих работ установлено количественное влияние отбора масла из шатунного подшипника на несущую способность последнего. Так, например, даже при кратковременном в течение рабочего цикла достижении давления подачи нулевого значения (для варианта шатуна без дросселей), $h_{\min}$ в шатунном подшипнике уменьшается на 23% на режиме номинальной мощности, см. рис.4. Определенное влияние на несущую способность шатунного подшипника оказывает также место отбора из него масла. Таким образом, возникает несоответствие расчетных запасов по несущей способности узла фактически имеющимся в реальной конструкции. Уменьшение величины $h_{\min}$ относительно расчетных значений с учетом влияния других факторов может приводить к нарушению жидкостного режима трения, а, следовательно, увеличению тепловыделения в подшипнике, повышенному изнашиванию, а в отдельных случаях и к полному выходу его из строя. С другой стороны, нарушение сплошности потока масла в магистрали КШМ вследствие достижения давления насыщенных паров (практически равно нулю) способствует образованию и развитию кавитационного изнашивания подшипников. Устранение зон с нулевым давлением подачи масла в шатунный подшипник позволяет обеспечить гарантированный расчетный режим жидкостного трения, а, следовательно, повысить фактический запас по несущей способности, уменьшить износ и вероятность повреждения узла в условиях реальной эксплуатации.

Рациональность потокораспределения в системе смазки КШМ определяется двумя основными критериями:

1. Минимально допустимым давлением подачи в шатунный подшипник (с учетом его колебаний за один рабочий цикл).

2. Максимально допустимой температурой поверхностей



- 1- чувствительный элемент
2- ввертыш
3- уплотнительная прокладка
4- тензорезисторы

Рис.1. Схема установки преобразователя давления в шатуне

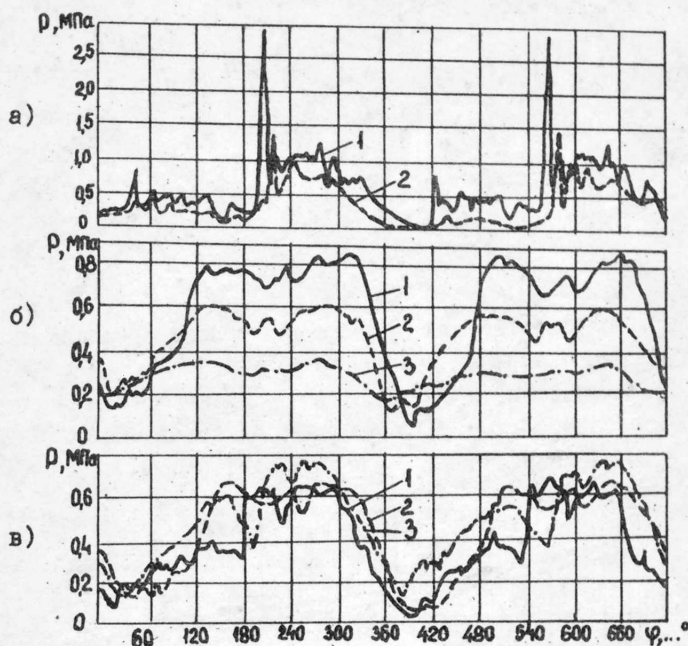


Рис.2. Изменение давления подачи масла в шатунный подшипник:

- а - исходный вариант конструкции при средних (1) и предельных (2) зазорах в подшипниках;
б - влияние частоты вращения коленчатого вала: 1 - при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; 2 - при $n = 630 \text{ мин}^{-1}$; 3 - при $n = 350 \text{ мин}^{-1}$;
в - влияние дросселирования: 1 - без дросселей; 2 - дроссели $\varnothing 6$ в верхних головках шатунов; 3 - дроссель $\varnothing 6$ в разьеме нижней головки шатуна.

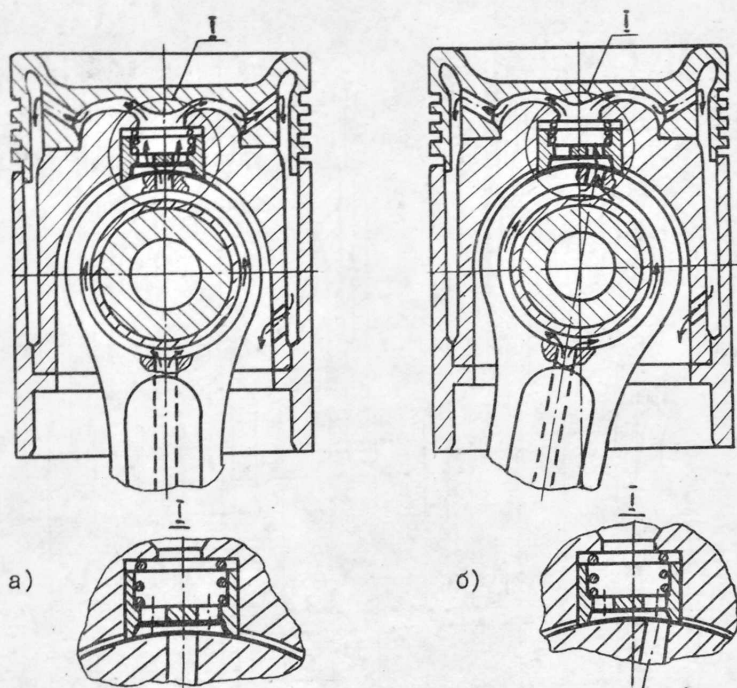


Рис.3. Устройство для переменной степени дросселирования потока масла в магистрали КУМ:

а- положение ВМТ и НМТ (инерционный напор и степень дросселирования максимальны); б- положения 90 и 270° от ВМТ (инерционный напор и степень дросселирования минимальны)

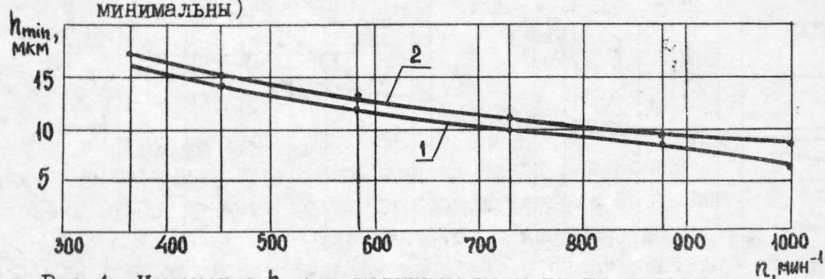


Рис.4. Изменение h_{min} в шатунном подшипнике дизеля

16ЧН 26/26 при работе по тепловозной характеристике:
1- шатуны без дросселей ($P_{min}=0$); 2- шатуны с дросселями
Ø6 мм в верхних головках шатунов ($P_{min} > 0,034$ МПа)

поршня.

Для их обеспечения могут быть использованы следующие основные направления:

1. Изменение параметров масла во внутренней масляной магистрали дизеля (давления, температуры).
2. Оптимизация гидравлических параметров каналов магистрали.
3. Применение автономных систем смазки подшипников коленчатого вала и охлаждения поршней.

Наиболее простым для реализации в серийном производстве и при модернизации, удобным для обслуживания в эксплуатации и экономически целесообразным при освоенном уровне форсирования дизелей по P_e является второй способ. При повышенном уровне форсирования дизелей целесообразно применение переменной степени дросселирования, позволяющей обеспечить достаточное питание шатунного подшипника и нормальное температурное состояние поршневой группы.

Разработанные методики и рекомендации по совершенствованию каналов и вкладышей использованы при разработке конструкции перспективных моделей и доводке серийно выпускаемых двигателей ПО "Коломенский завод".

Экономический эффект от реализации результатов работы на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В. Куйбышева составил 104 тыс. рублей в год.

ВЫВОДЫ

Результаты комплексного теоретического и экспериментального исследования гидродинамических процессов в каналах подвальной масляной магистрали дизелей позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Колебания давления масла, возникающие в каналах КИМ форсированного дизеля с подачей масла на охлаждение поршня через канал в шатуне, могут оказывать существенное влияние на условия маслоснабжения шатунного подшипника.
2. Превалирующее влияние на характер протекания указанного колебательного процесса оказывает частота вращения коленчатого вала, определяющая степень воздействия инерционных сил на поток масла в магистрали.
3. Давление и температура масла на входе в дизель должны

задаваться с учетом их влияния на условия маслоснабжения подшипников коленчатого вала.

4. Даже кратковременное в течение рабочего цикла снижение давления подачи масла в подшипник до нулевого значения отрицательно влияет на его несущую способность, а, следовательно, на показатели надежности и ресурса узла.

5. Оценка работоспособности шатунных подшипников форсированных дизелей с отбором масла на охлаждение поршня через канал в шатуне должна производиться с учетом реальных условий их маслоснабжения.

6. Разработанная методика исследования системы смазки КШМ позволяет производить анализ условий питания шатунного подшипника, обоснованно выбирать и целенаправленно изменять характеристики отдельных элементов магистрали на этапе проектирования и доводки двигателей.

7. Эффективным средством обеспечения необходимого давления подачи масла в шатунный подшипник является дросселирование потока в каналах шатуна.

8. Разработана конструкция устройства, позволяющего существенно повысить давление подачи масла в моменты, опасные для шатунного подшипника, без заметного увеличения температуры поршня.

9. Внедрение результатов исследований в производство положительно отразилось на показателях надежности двигателей, выпускаемых Коломенским тепловозостроительным заводом им. В.В. Куйбышева.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Никитин Е.А., Котельников Л.Д., Ермолаев А.А. Обеспечение смазки шатунного подшипника при дросселировании потока масла в шатуне // Двигателестроение. - 1985. - №5. - С.44-46.
 2. Ермолаев А.А., Котельников Л.Д. Улучшение условий работы шатунного подшипника двигателя типа ЧН 26/26 // Двигатели внутреннего сгорания (ЦНИИЭИтяжмаш). Сер.4. - 1986. - Вып.12. - 4с.
 3. Котельников Л.Д., Ермолаев А.А. Опыт доводки узла шатунного подшипника тепловозного дизеля ЧН 26/26 // Двигателестроение. - 1987. - №6. - С.51-54.
- 