

**ЧЕЛЯБИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

На правах рукописи

РУСАНОВ МЕХАИЛ АЛЕКСЕЕВИЧ

**ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОРЕННЫХ ПОДВЕСИШКОВ
V-ОБРАЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ИХ ОСНОВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

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

ЧЕЛЯБИНСК - 1993

Работа выполнена на кафедре "Тракторы и автомобили" Челябинского ордена Трудового Красного Знамени государственного аграрно-технического университета и ПО "Волгоградский моторный завод".

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Суркин В.Н.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Прокопьев В.Н.
- кандидат технических наук,
Богодых И.П.

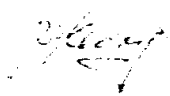
Ведущее предприятие - Государственный научно-исследовательский институт промышленных тракторов (ГосНИИПТ) г. Челябинск.

Защита состоится "23" декабря 1993 г. в 15⁰⁰ часов на заседании специализированного совета К 053.13.02 по специальности 05.04.02 - Тепловые двигатели при Челябинском государственном техническом университете по адресу: 454044, г. Челябинск, пр. Ленина, 76, ЧГТУ.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1993 года.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук



Застков В.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение работоспособности машины является актуальной задачей машиностроения. Двигатели внутреннего сгорания, в частности дизели, в настоящее время в основном применяются в качестве силовых установок мобильных машин в сельском хозяйстве, промышленности, транспорте.

Дизель является одним из самых сложных и дорогих агрегатов и как правило, лимитирует срок службы мобильной машины. Гарантийная наработка дизеля нередко определяется работоспособностью пар трения, и в первую очередь, подшипниками коленчатого вала.

Подшипники работают надежно только при жидкостном режиме трения, определяемом толщиной слоя смазки, величиной гидродинамического давления, температурой в смазочном слое, расходом смазки через подшипник и другими факторами.

Существующие в настоящее время концепции теоретических и экспериментальных исследований направлены, главным образом, на отыскание максимальных или минимальных значений параметров слоя смазки в зависимости от конструктивных и нагрузочных факторов. Для надежной работы подшипника необходимо обеспечить не экстремальные значения параметров слоя смазки, а необходимые и достаточные, что приводит к многовариантности при проектировании подшипников ДВС. Поэтому, при конструировании подшипников с "заданным качеством", следует считать перспективным применение метода оптимального проектирования.

Подшипники с оптимальными параметрами имеют лучшие показатели работоспособности и меньшую энергоемкость по сравнению с конструкциями, полученными традиционными способами расчета. В свою очередь, снижение энергоемкости подшипников повышает топливную экономичность дизеля, за счет роста механического кпд. Однако, оптимальное проектирование коленчатых подшипников до настоящего времени не отработано. Поэтому, про-

ведение исследований в данном направлении представляется необходимым и своевременным.

Цель работы. Повышение работоспособности коренных подшипников V-образных дизелей.

Поставленная цель потребовала решения следующих задач:

1. Разработка аналитической модели коренного подшипника, пригодной для оптимизации.
2. Создание и реализация методики экспериментальных исследований параметров слоя смазки коренных подшипников V-образного дизеля.
3. Создание и реализация методики оптимизации коренных подшипников V-образного дизеля.
4. Разработка практических мероприятий, направленных на повышение работоспособности коренных подшипников V-образного 8-ми цилиндрового дизеля 8ЧБН 15/16.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана математическая модель коренного подшипника, описывающая в явном виде взаимосвязь основных параметров масляного слоя с конструктивными и эксплуатационными параметрами коренных подшипников и дизеля;
- предложена методика, алгоритм и результаты оптимизации параметров коренных подшипников;
- разработана методика оптимизации места отвода смазки с коренной шейки.

Практическая ценность работы состоит в реализации разработанных методик и результатов: расчета и оптимизации параметров, экспериментальных исследований коренных подшипников; определения координат маслоотводящих сверлений с коренных шеек; рекомендаций по повышению работоспособности коренных подшипников, позволяющих увеличить их работоспособность практически в 2 раза.

Внедрение. Математическая модель, методика оптимизации конструктивных параметров коренных подшипников, оптимальные конструктивные параметры подшипников внедрены и используются при создании перспективных двигателей на ПО "Волгоградский моторный завод".

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на научных конференциях и семинарах ЧГАУ (г. Челябинск, 1986...1992 гг.), ЧГТУ (г. Челябинск, 1987, 1992, 1993г.) на Всесоюзной конференции "Трение и смазка в машинах" (г. Челябинск, 1989 г.), на Всесоюзном семинаре "Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей" (Ленинград-Пушкин, 1991г.).

Публикации. Основное содержание диссертационной работы отражено в 7 публикациях.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, обобщений и выводов. Общий объем работы составляет 170 страниц, из которых 16 страниц список литературы, состоящий из 118 наименований и 8 страниц приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Работоспособность коренных подшипников, наравне с технологическими и эксплуатационными параметрами (которые в данной работе не рассматривались), определяются конструктивными параметрами (длиной, диаметром, вязкостью смазочной жидкости, зазором, шероховатостью сопрягаемых поверхностей и т.д.).

Уровень работоспособности и энергоемкости подшипников возмо-

жно оценить по параметрам слоя смазки (температуре, минимальной толщине слоя смазки, давлению в слое, коэффициенту трения и расходу смазки).

Существующие методы расчета подшипников скольжения разработаны Орловым П.И., Гутьяром Е.М., Коровчинским М.В., Куцаевым С.А., Чернавским С.А., Снеговским Д.П., Бургвицким А.Г., Прокопьевым В.Н., Ханом Г.В., Холландом И., Глезером Х., Блоком Х., Буккером Д., Захаровым С.М., Изотовым А.Д. и др., позволяют определить вышеуказанные параметры слоя смазки и выявить поочередное влияние конструктивных факторов на них, что не обеспечивает совокупность заданных условий работы подшипника (работоспособность, минимальные потери на трение, минимальный расход масла, безотказность, долговечность и др.).

Простой перебор решений, опыт и интуиция не всегда приводят к желаемому результату. Поэтому, при создании коренных подшипников, целесообразно использовать методы оптимального проектирования, которые позволяют учитывать совместное влияние конструктивных факторов на параметры слоя смазки коренных подшипников и, в конечном итоге, получать конструкции с "заданным качеством".

Показано, что для оптимального проектирования коренных подшипников необходимо иметь математическую модель, пригодную для оптимизации, в качестве которой целесообразно взять упрощенные аппроксимированные зависимости. Для частных случаев расчета нестационарно нагруженных подшипников эти зависимости получены Сайрегом А. и Эззатом Н., Курочкиным Ю.Б., Анисимовым В.Н., Поповым Г.П. и позволяют с определенной точностью рассчитывать отдельные параметры слоя смазки. Однако для коренных подшипников аналогичных экспериментально проверенных зависимостей, нам не известно.

Для проверки пригодности математической модели для расчета и оптимизации коренных подшипников, а также оценки реальных условий

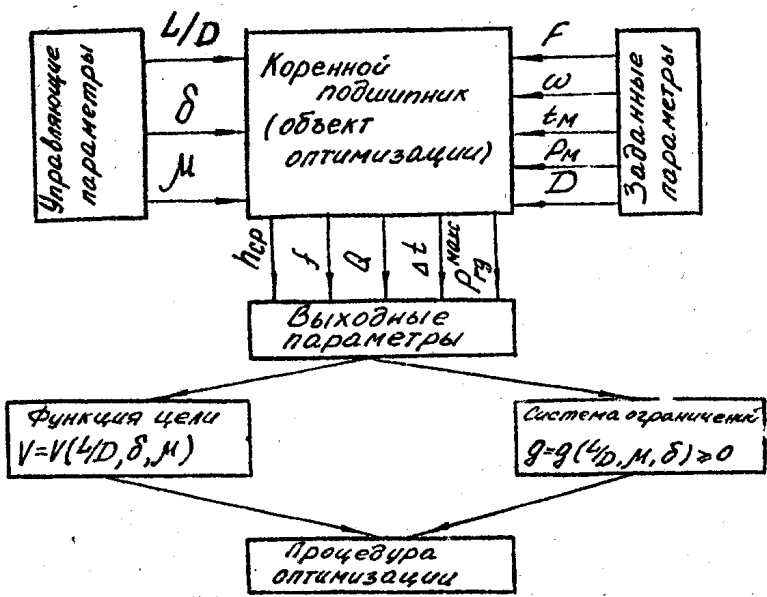


Рис. 1. Структурная схема оптимизации параметров коренного подшипника

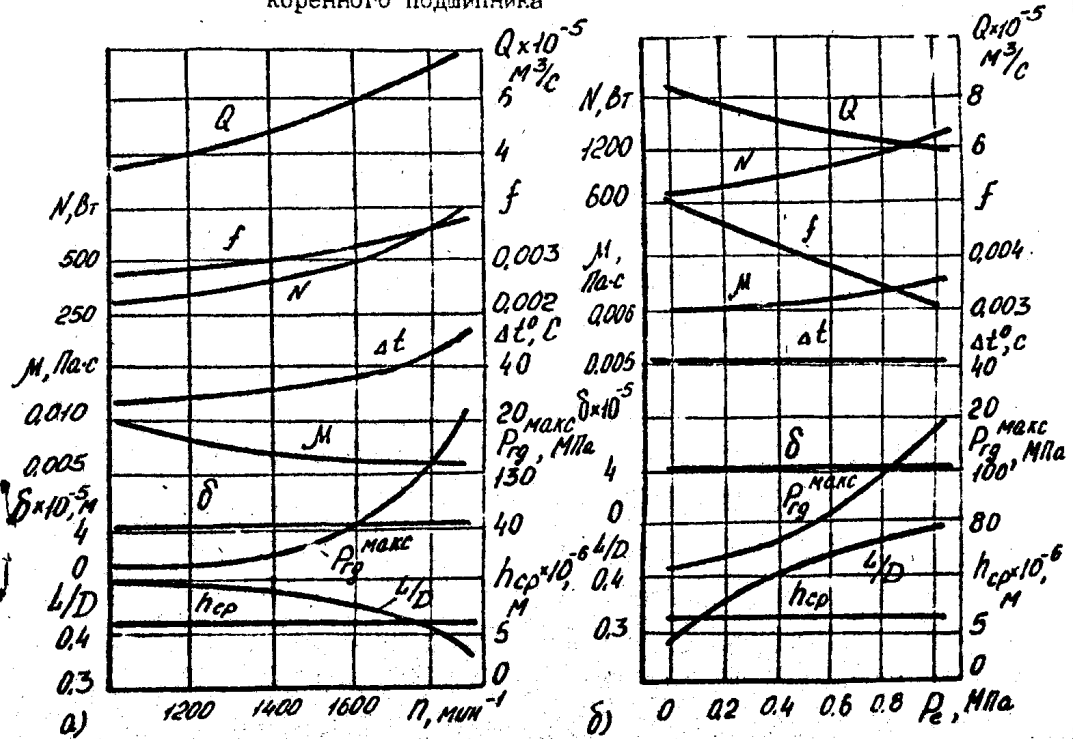


Рис. 2. Изменение оптимальных параметров коренного подшипника в зависимости от: а) частоты вращения коленчатого вала; б) нагрузки на двигатель

их работы, необходимо разработать методику и провести экспериментальные исследования этих опор, обосновать функцию цели и систему ограничений, а также выбрать из многообразия методов оптимизации наиболее приемлемый для данной задачи.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ

Коренной подшипник рассматривался как объект многопараметрической оптимизации (рис.1), состояние которого будет зависеть от параметров, воздействующих на его вход. Из них нагрузку на подшипник F , частоту вращения ω , температуру t_M и давление P_M масла в магистрали, а также диаметр коренной шейки D можно считать заданными. На выходные параметры - среднюю толщину слоя смазки $h_{ср}$, гидродинамическое давление $P_{гд}$ и повышение температуры масляного слоя Δt , расход масла через подшипник Q и коэффициент жидкостного трения f можно, в известных пределах, влиять управляющими параметрами - отношением длины подшипника к диаметру L/D , радиальным зазором δ и динамической вязкостью масла μ .

Влияние случайных возмущений при решении задачи не учитывалось.

Функция цели, которую в процессе оптимизации следует привести к экстремуму, представляет собой энергоемкость подшипника.

Процедура оптимизации - это процесс отыскания оптимальных управляющих параметров с помощью численных методов на ЭВМ. В качестве исходного выражения для определения параметров масляного слоя динамически нагруженных подшипников и пользуется уравнение Рейнольдса, представленное в виде системы, состоящей из двух дифференциальных уравнений. Решение системы уравнений является численным и в конечном виде представлено таблицами зависимости коэффициентов нагруженности при поступательном движении шипа вдоль линии центров S_V и вращательном движении шипа S_{Ω} от дискретных значений относительного эксцентриситета и

отношения длины подшипника к диаметру. Иначе говоря, основными расчетными зависимостями при определении гидродинамических параметров слоя смазки динамически нагруженных подшипников являются S_v и S_u , выражения для которых запишутся

$$S_v = \frac{F}{L D} \cdot \frac{\Psi^2}{\mu} \cdot \frac{dt}{d\chi}, \quad S_u = \frac{F}{L D} \cdot \frac{\Psi^2}{\mu \omega_{\text{ЭКВ}}}, \quad (1)$$

где $\psi = \frac{2s}{D}$ - относительный зазор,

$\frac{d\chi}{dt}$ - скорость поступательного движения шипа.

Скорость поступательного движения шипа в пределах изменения относительного эксцентриситета $\chi=0,65 \dots 0,975$, соответствующего работе тракторного дизеля на эксплуатационных режимах нагружения, невелика и влияет, в основном, на распределение давления в слое смазки. Поэтому, при малой величине $d\chi/dt$, доминирующую роль при определении несущей способности играет вращательное движение шипа.

Исходя из этого, в работе было сделано основное допущение, что расчетные параметры масляного слоя зависят от коэффициента нагруженности при вращательном движении шипа. Правомерность этого допущения подтверждено экспериментально.

Коренные подшипники работают при высоких удельных нагрузках, поэтому учтем изменение динамической вязкости от давления коэффициентом K_p . Тогда выражение (1) примет вид

$$S_u = \frac{F}{L D} \cdot \frac{\psi}{\mu \omega_{\text{ЭКВ}} K_p}, \quad (2)$$

Минимальная толщина слоя смазки определялась из выражения

$$h_{\text{М.Н.}} = s (1 - \chi), \quad (3)$$

Трение в смазочном слое оценивалось коэффициентом сопротивления вращению

$$S = \frac{M}{L D R} \cdot \frac{\psi}{\mu \omega}, \quad (4)$$

где $M = R f$ - момент сопротивления.

Расход смазки через подшипник оценивался безразмерным коэффициентом расхода

$$\xi = \frac{Q}{L D \omega_{\text{ЭКВ}}^{\text{ср}} \Psi} \quad (5)$$

где Q - расход смазки .

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad \xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 \quad (6)$$

где Q_1 - расход смазки через нагруженную зону;

Q_2 - расход смазки через ненагруженную зону;

Q_3 - расход смазки через канавку.

Средняя температура смазочного слоя

$$t = t_M + \Delta t, \quad (7)$$

где Δt - повышение температуры в слое смазки.

Мерой повышения температуры в слое смазки служил безразмерный температурный коэффициент,

$$\frac{f}{\Psi \xi} = \frac{\Delta t c \rho L D}{F_{\text{ср}}} \quad (8)$$

где c, ρ - удельная теплоемкость и плотность масла при данной температуре.

Выражение (8) получено из уравнения теплового баланса подшипника, без учета количества тепла, рассеянного теплопередачей.

Максимальное гидродинамическое давление оценивалось безразмерным коэффициентом

$$\frac{F_{\text{макс}}}{S_u} = \frac{F_{\text{гд}}^{\text{макс}}}{P_{\text{уд}}} = K \quad (9)$$

Для получения соотношений, определяющих количественные связи параметров масляного слоя коренного подшипника с его конструктивными размерами и эксплуатационными факторами, необходимо провести аппроксимацию табличных и графических зависимостей безразмерных величин ($I-\chi, f/\Psi, \xi_1, K$) от коэффициента нагруженности, полученных по данным ра-

бот Прокопьева В.Н., Суркина В.И., Хоровчинского М.В. После подстановки полученных аппроксимационных выражений в соответствующие зависимости (3...8) получим параметры слоя в размерном виде

$$\left. \begin{aligned}
 h_{\text{ср}} &= 0,488 \delta \left(\frac{L}{D}\right)^{1,207} S_{u,\text{ср}}^{-0,824} (L/D)^{0,142} (10^{-6} \text{ м}) \\
 P_{\text{гд}}^{\text{макс}} &= 1,751 \frac{F_{\text{макс}}}{L D} \left(\frac{L}{D}\right)^{-0,479} S_{u,\text{макс}}^{0,341} (L/D)^{0,216}, \text{ Па} \\
 f &= 7,517 \frac{\delta}{D} \left(\frac{L}{D}\right)^{-0,529} S_{u,\text{ср}}^{-0,56} (L/D)^{-0,138} \\
 \Delta t &= \frac{F_{\text{ср}} f}{C \rho L D \psi g}, (^\circ\text{C}) \\
 Q &= (g_1 + g_2 + g_3) L D^2 \frac{\psi}{2} \omega_{\text{ЭКВ ср}} K_{\delta}, (10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}) \\
 g_1 &= 0,234 \left(\frac{L}{D}\right)^{-0,368} S_{u,\text{ср}}^{0,0188} (L/D)^{-1,308} \\
 g_2 &= \beta \frac{P_M}{P_{\text{уд ср}}} S_{u,\text{ср}} \left(\frac{D}{L}\right)^2 K_{\mu,\text{ср}} \\
 g_3 &= S_{u,\text{ср}} \lambda_1 \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{b}{D} \left(\frac{L}{a} - 2\right) \frac{P_M}{P_{\text{уд ср}}} K_{\mu,\text{ср}}
 \end{aligned} \right\} (10)$$

Для расчета сил F , действующих на коренной подшипник использовалась разрезная схема коленчатого вала и индикаторные диаграммы двигателя 8ЧВН 15/16. Эквивалентная угловая скорость рассчитывалась по выражению

$$\omega_{\text{ЭКВ}} = |\omega - 2\omega_{\text{ВН}}| \quad (11)$$

где ω , $\omega_{\text{ВН}}$ - угловые скорости коренной шейки и вектора нагрузки.

Параметры масляного слоя определялись из следующих допущений.

Максимальное гидродинамическое давление возникает только в период действия максимальных газовых сил. Коэффициент нагруженности определялся для максимальной в течение цикла нагрузки и соответствующей ей угловой скорости $\omega_{\text{ЭКВ}}^{\text{макс}}$

$$S_{u \text{ макс}} = \frac{r_{\text{макс}}}{L D} \frac{v^2}{\mu \omega_{\text{ЭКВ}}^{\text{макс}} K_{\text{макс}}} \quad (12)$$

Остальные параметры (Q , $h_{\text{ср}}$, i , Δt) определялись в зависимости от средних нагрузок $F_{\text{ср}}$ и угловых скоростей $\omega_{\text{ЭКВ}}$ за цикл работы двигателя

$$S_{v \text{ ср}} = \frac{F_{\text{ср}}}{L D} \cdot \frac{v^2}{\mu \omega_{\text{ср}}^2} \quad (13)$$

В таблице I приведено сравнение результатов расчета параметров слоя смазки четвертого коренного подшипника, полученных аналитически по предлагаемым выражениям с помощью пакета программ ОРБИТА, а так же с экспериментальными данными исследований 4-го коренного подшипника. Пакет "Орбита" разработан в Челябинском Техническом Университете под руководством Прокопьева В.Н. и позволяет проводить полный расчет подшипника.

Таблица I

Параметры слоя смазки 4-го коренного подшипника дизеля 8ЧВН 15/16

Параметры	Эксперимент	Орбита	Предлагаемые выражения
$h_{\text{ср}}$, мкм	4,9	5,31	4,6
$Q \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	16,4	5,25	16,1
$N_{\text{ср}}$, Вт	---	656,4	493,2
$p_{\text{ГД макс}}$, МПа	72	212	189
$t_{\text{ср}}$, °C	106	96,8	108
$h_{\text{МИН}}$, мкм	2	1,43	0,71
$\alpha_{\text{К}}$, %	22	---	29,3

Задачей предлагаемой методики оптимизации является: отыскание таких управляющих параметров, которые обеспечивают требуемую работоспо-

способность коренного подшипника при его минимальной энергоёмкости, разработка функции цели и обоснование системы ограничений.

Энергоёмкость подшипника определяется мощностью, затрачиваемой на преодоление жидкостного трения $N_{тр}$ и на привод масляного насоса N_H для прокачки смазки через подшипник

$$V = N_H + cN_{тр} \rightarrow \min. \quad (14)$$

где c - уравнивающий коэффициент, зависящий от порядка физических величин, входящих в целевую функцию.

Расписав соответствующие параметры, получим

$$V = P_M \frac{Q}{\eta_H} + 0,034 f F_{ср} \frac{D}{z} \omega \rightarrow \min. \quad (15)$$

Согласно многочисленным исследованиям и практике эксплуатации, работоспособность и долговечность подшипников зависят от абразивного, усталостного и коррозионного износа.

Абразивный износ зависит от минимальной толщины слоя смазки; усталостный - от максимального гидродинамического давления в слое смазки; коррозионный износ - от температуры и свойств смазки. С целью минимизации износов, величину этих параметров необходимо обеспечить на определенном уровне (путем наложения на них ограничений). С учетом этого ограничение на минимальную толщину слоя смазки запишется

$$h_{мин} > 2 \text{ мкм}. \quad (16)$$

Х.Глэйзер считает, что работоспособность подшипника зависит не от величины минимальной толщины слоя смазки, а от протяженности зоны касания (участки траектории движения центра шипа, в которых $h_{мин} < h_{кр}$). Подшипник будет работоспособным, если зона касания α_K не превысит 30% времени цикла, что составляет 220 градусов по углу поворота коленчатого вала.

Проведя анализ отношений средней толщины слоя смазки к минимальной для некоторых V-образных двигателей, было выявлено, что $h_{ср} > h_{мин}$

в 2...3 раза. Поэтому ограничение по средней в течении цикла толщине слоя смазки запишется

$$h_{\text{ср}} > 6 \text{ мкм} . \quad (17)$$

Максимально гидродинамическое давление ограничено условием не накопления усталостных разрушений

$$P_{\text{ГД}}^{\text{макс}} < 250 \text{ МПа} . \quad (18)$$

Ограничения на конструктивные параметры подшипника определялись исходя из рекомендаций исследователей и реальных значений, имеющих место при проектировании ДЭС

$$0,2 < L/D < 1 ; \quad 4 \cdot 10^{-5} < \delta < 10 \cdot 10^{-5}, \text{ м} . \quad (19)$$

Диапазон измерения вязкости и температуры масла выбирались из условия сохранения свойств смазки и приемливого температурного режима

$$0,005 < \mu < 0,01 \text{ Па} \cdot \text{с} ; \quad \Delta t < 45 \text{ } ^\circ\text{C} . \quad (20)$$

Поиск оптимальных параметров коренного подшипника производился методом наискорейшего спуска (разновидность градиентного метода).

Вычисление приближенных значений градиентов целевой функции производилось путем поочередного пробного приращения управляющих параметров L/D , δ , μ и обращения каждый раз к процедуре вычисления функции

$$\overline{\text{grad}} V = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta V_i}{\Delta x_i} \cdot \overline{z} . \quad (21)$$

где Δx_i - приращение одно из управляющих параметров;

ΔV_i - соответствующее обращение целевой функции;

\overline{z} - единичный вектор.

Проверка области управляющих параметров включала в себя проверку условий (17...20). В случае выхода одного из управляющих параметров за установленную для него границу, соответствующая составляющая градиента функции полагалась равной нулю. При нарушении условий (17,18), составлялась ограничительная функция

$$g = K_1 (h_{\text{ср}} - 6 \cdot 10^{-6}) + K_2 (250 - P_{\text{ГД}}^{\text{макс}}) , \quad (22)$$

где $K_1=K_2=1$, если не выполняются ограничения, и $K_1=K_2=0$ при выполнении ограничений.

Поиск по ограничительной функции происходил до соблюдения всех ограничений (17,18).

Условием окончания поиска служило выражение

$$\sum_{I=1}^n |\overline{\text{grad}} V_1| < E, \quad (23)$$

где E – некоторая малая величина, характеризующая заданную точность. Программа поиска оптимальных параметров была написана на алгоритмическом языке Турбо-Паскаль и реализована на IBM PC/AT.

Анализ результатов оптимизации, представленных на рис.2, показал, что оптимальные управляющие параметры при варьировании частоты вращения и нагрузки на двигатель не остаются постоянными. Из всех полученных значений управляющих параметров в качестве оптимальных были приняты значения соответствующие номинальной мощности двигателя, численные значения которых приведены в таблице 2.

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПТИМИЗАЦИИ Таблица 2

Параметры	Оптимальные	Серийные
L/D	0,446	0,35
δ , мкм	40	70
μ , Па с	0,006	0,007
$h_{\text{ср}}$, мкм	6,41	4,6
$P_{\text{Гд}}$, МПа	90	189
$Q \cdot 10^{-5}$ м ³ /с	6,2	16,1
Δt , °С	36	18
α_K , % времени цикла	16	29

Полученные оптимальные конструктивные параметры обеспечили увеличение работоспособности козвнного подшипника практически в 2 раза по сравнению с серийным (см.табл.2).

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИИ

Исследования проводились на полноразмерном двигателе 8ЧВН 15/16 в цехе опытного производства Волгоградского моторного завода. Возможности оборудования позволили фиксировать параметры двигателя согласно ГОСТ 185509-88. Текущие значения параметров выводились на монитор процессора, приводились к стандартным условиям, а также регистрировались в распечатке протокола.

Исследовались серийные и опытные коренные подшипники двигателя 8ЧВН 15/16.

Толщина слоя смазки и диаметральный зазор измерялись индуктивными датчиками перемещения, гидродинамические давления - мембранными датчиками, температура поверхности трения - хромель-копелевыми термопарами, расход смазки через подшипник при помощи расходомера ШМУ-25-6.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИИ

В итоге анализа гидродинамических параметров смазочного слоя существующих коренных подшипников можно отметить следующее.

Диаметральный зазор вследствие деформации опор возрастает, что подтверждается зафиксированной величиной относительного эксцентриситета больше единицы.

Максимальная деформация подшипника замерена в момент действия силы от соседних с подшипником цилиндров, что подтверждает правомерность применения разрезной схемы коленчатого вала для расчета годографов сил, действующих на коренные подшипники.

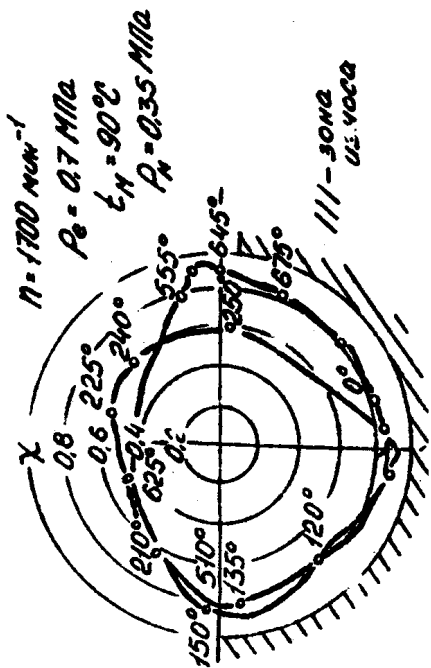


Рис.3. Траектория движения центра вала четвертого коренного подшипника

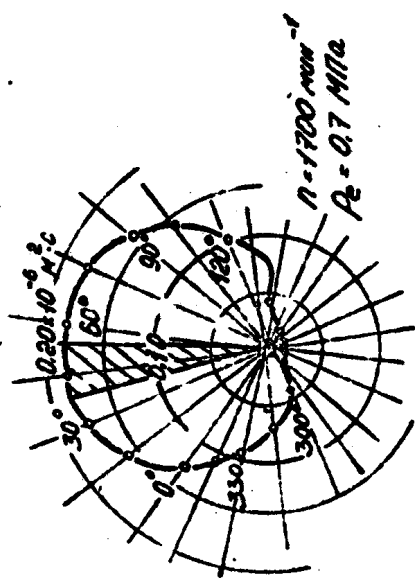


Рис.5. Изменение времени сечения за цикл относительно точек поверхности шейки

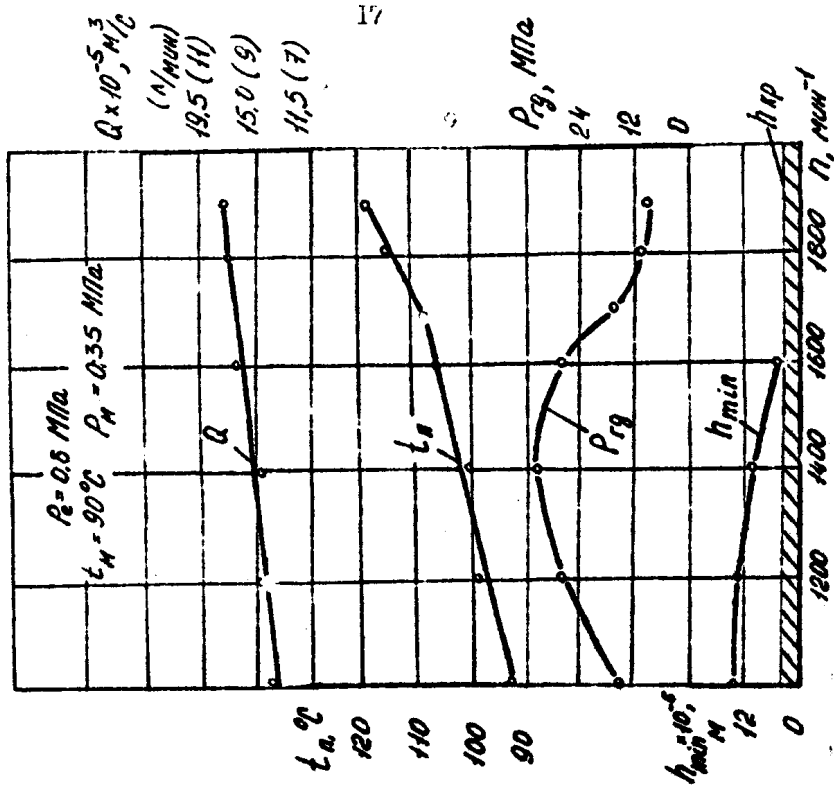


Рис.4. Изменение параметров слоя смазки от частоты вращения коленчатого вала

Максимальный прогиб вала в 2...3 раза больше деформации постелей, что свидетельствует о недостаточной жесткости коленчатого вала, по сравнению с подшипником.

Зоны максимальных относительных эксцентриситетов (рис.3) на участках траекторий совпадают с местами износов на вкладышах.

Минимальная толщина слоя смазки возникает на участках траекторий с доминированием инерционных составляющих, а также в моменты действия газовых сил, когда диаметрально отверстие соединяет нагруженную и не-нагруженную зоны подшипника.

Значительные деформации постелей объясняют фреттинг-износ тыльной стороны вкладышей, что приводит к потере натяга подшипника.

Максимальное давление в слое смазки возникает в период действия на подшипник максимальной нагрузки, что подтверждает правомерность принятого в теоретической модели допущения об определении $P_{ГД\text{ макс}}$, протяженность несущего слоя примерно составляет 180° .

Основное влияние на параметры слоя смазки оказывает частота вращения коленчатого вала (рис.4).

Увеличение частоты вращения вала на 100 мин^{-1} приводит к уменьшению минимальной толщины слоя смазки на 1...1,2 мкм и при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$ минимальная толщина слоя смазки достигает критической величины.

При возрастании частоты вращения коленчатого вала до 1900 мин^{-1} происходит нарушение жидкостного режима трения, в результате чего датчики фиксировали снижение величины давления в слое смазки. В момент совпадения оси маслоподводящего отверстия и вектора нагрузки, гидродинамическое давление в слое смазки мало, что свидетельствует о неправильном выборе координат диаметральных маслоотводящих сверлений.

Максимальная температура подшипников находится на уровне предельной ($115...120^\circ\text{C}$).

Расход смазки через нагруженную зону (расположенную, главным об-

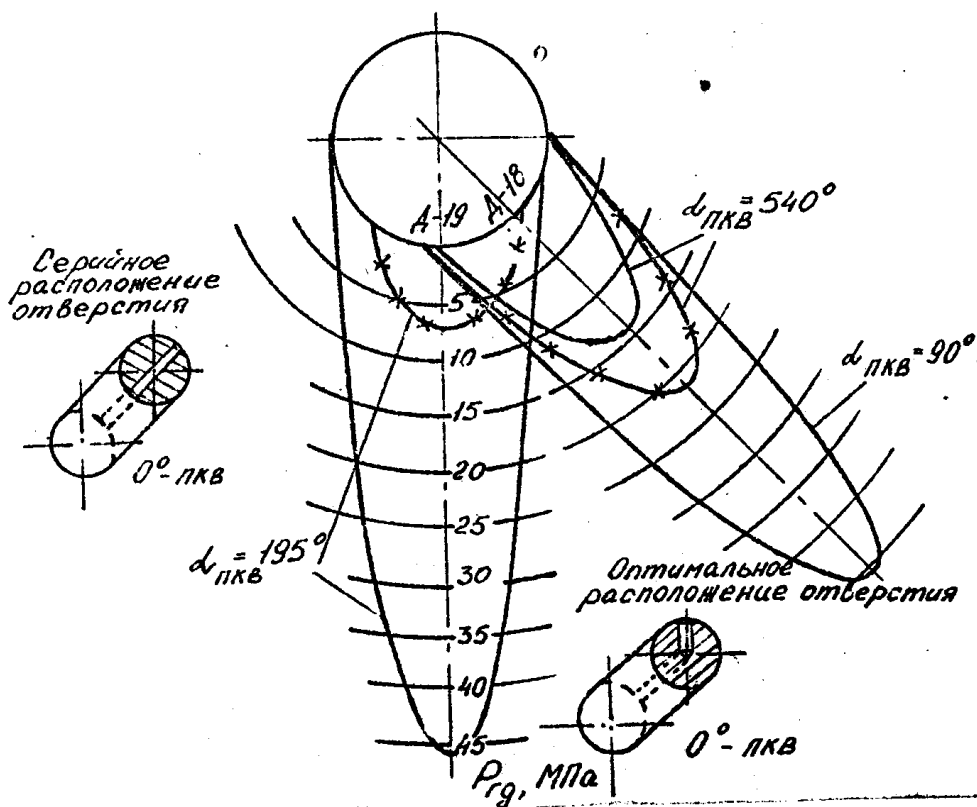


Рис. 6. Поле давления четвертого коренного подшипника
 $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $P_e = 0,6 \text{ МПа}$, $t_n = 90^\circ\text{C}$
 * - серийное расположение;
 - - - оптимальное расположение

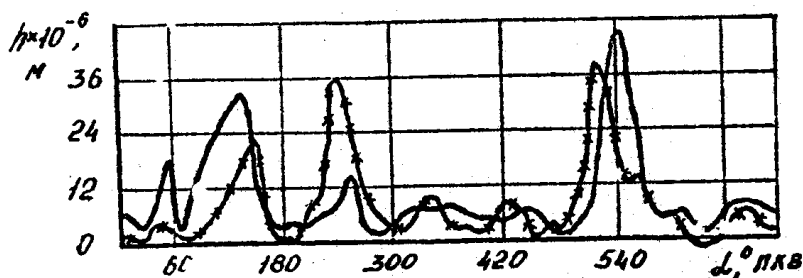


Рис. 7. Изменение толщины слоя смазки в зависимости от угла поворота оленчатого вала
 $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$, $P_e = 0,9 \text{ МПа}$, $t_n = 90^\circ\text{C}$
 * - серийные сверления коренной шейки;
 — - оптимальное расположение сверления в коренной шейке

разом, у нижнего вкладыша) недостаточен, так как несмотря на общий, явно завышенный расход смазки, температура подшипника близка к предельной.

Основными причинами, вызывающими нарушение гидродинамического режима трения у серийных коренных подшипников является:

- нерациональное размещение диаметральных отверстий в коренных шейках;
- значительные (до 14 МПа) инерционные нагрузки от неуравновешенных масс;
- высокая температура масляного слоя, в результате чего вязкость применяемого масла становится недостаточной;
- малая величина прокачки масла через нагруженную зону при явно завышенном общем расходе через подшипник;
- малая жесткость опор и большая податливость коленчатого вала;
- неравномерная нагруженность опор, вызванная существующим порядком работы цилиндров и существующей конструкцией коленчатого вала;
- неоптимальные конструктивные параметры коренных опор исследуемого двигателя.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ КООРДИНАТ

МАСЛОТВОДЯЩИХ СВЕРЛЕНИИ

Из теоретических и экспериментальных исследований подшипников скольжения известно, что отвод смазки, также как и подвод, должен осуществляться через неагрюженную зону, в области наибольшего зазора между шипом и подшипником. Существующий метод определения координат расположения маслостводящего отверстия основан на определении области наименьшего износа, путем построения диаграммы износа с использованием годографа вектора силы, действующей на поверхности трения. Этот метод дает приблизительное распределение износа и довольно широкую область

возможного расположения маслоотводящего отверстия. Видимо поэтому, координаты маслоотводящих отверстий в коренных шейках коленчатого вала V-образных 8-ми цилиндровых двигателей имеют различное расположение несмотря на то, что характер годографа вектора сил, действующих на коренные шейки, практически одинаков. Была разработана методика определения координат маслоотводящих сверлений, согласно которой, местоположение сверления для отбора смазки оценивалось по максимуму параметра "время-сечение". Этот параметр для некоторых точек поверхности шейки вала определяется как произведение Δ оковой поверхности цилиндра, имеющего диаметр равный диаметру маслоотводящего отверстия, и высоту, равную среднему зазору за цилиндр для анализируемой точки, на время возможного отбора масла за цикл через отверстие для той же точки.

Результаты расчета (рис.5) показали, что оптимальным местом отвода смазки с четвертой коренной шейки является точка на поверхности шейки вала, расположенная на 155° от оси кривошипа в сторону вращения коленчатого вала. Для остальных коренных шеек координаты определены аналогичным образом, и после приведения к оси первого кривошипа будут иметь следующие численные значения: для первой коренной шейки 0° , для второй и четвертой $45...50^\circ$ в сторону вращения коленвала, для пятой - 180° .

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕРКИ ОПТИМАЛЬНЫХ КООРДИНАТ МАСЛООТВОДЯЩИХ СВЕРЛЕНИИ И АДЕКВАТНОСТИ АНАЛИТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований были разработаны практические мероприятия, направленные на повышение работоспособности коренных подшипников. Эффективность некоторых из них была проверена экспериментально. Так например, анализ результатов проверки координат оптимальных сверлений в коренных шейках показал, что появились добавочные эпюры давлений (рис.6), возрос уро-

вень максимальных гидродинамических давлений в 6...8 раз по сравнению с серийным сверлением для углов поворота коленчатого вала 280° и 80° . Возрастание среднеэффективного давления не приводит к снижению уровня максимального гидродинамического давления, величина угла касания уменьшилась с 36 до 22% времени цикла (рис.7), что свидетельствует о повышении несущей способности коренного подшипника.

Проверка адекватности математической модели проводилась по подшипнику с оптимальными координатами маслоотводящих сверлений. В результате проверки установлено, что в рассмотренных скоростных и нагрузочных режимах, расхождение результатов составляет по величине относительного эксцентриситета не более 7%, для максимального гидродинамического давления 8% (при высоких значениях среднеэффективного давления - 23%), для температуры подшипника - 2%, для расхода смазки через подшипник - 8%, что вполне корректно воспроизводит исследуемый процесс с учетом его сложности.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Анализом теоретических и экспериментальных исследований установлено, что одной из основных причин низкой работоспособности коренных подшипников является нарушение жидкостного режима трения из-за нерационального выбора конструктивных параметров подшипника и координат маслоотводящих сверлений.

2. Разработана методика оптимального проектирования коренных подшипников V-образного двигателя, включающая в себя :

- математическую модель, которая позволила получить в явном виде взаимосвязь гидродинамических характеристик слоя смазки с конструктивными параметрами и режимами работы коренных подшипников;
- функцию цели и систему ограничений;
- алгоритм и составленную по нему программу поиска оптимальных параметров коренных подшипников, что обеспечило решение задачи оптими-

зации при наличии ограничений.

3. Получены оптимальные параметры коренных подшипников дизеля 8ЧВН 15/16 ($L/D=0,446$; $\mu=0,06$ Па с; $\delta=40 \cdot 10^{-6}$ м), которые позволили по сравнению с серийным увеличить: среднюю толщину слоя смазки на 2 мкм, уменьшить: в 2,5 раза расход смазки, величину угла касания в 2 раза, максимальное давление в 2,1 раза, что обеспечит повышение работоспособности подшипника не менее чем в 2 раза.
4. Разработана методика определения координат маслоотводящих сверлений в коренных шейках коленчатого вала. Получены оптимальные координаты маслоотводящих сверлений для дизеля 8ЧВН 15/16, экспериментальная проверка которых показала повышение несущей способности серийных коренных подшипников (величина угла касания уменьшилась с 36 до 22% времени цикла).
5. Усовершенствована методика экспериментальных исследований, реализация которой позволила получить на работающем двигателе основные параметры коренных подшипников, характеризующие их работоспособность (траектории движения центра вала, минимальную толщину слоя смазки, максимальное гидродинамическое давление, температуру, деформации, положение центров коренных шеек, изменение диаметрального зазора, расход смазочной жидкости).
6. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показало их удовлетворительную сходимость, подтвердило возможность использования предложенной модели при поиске оптимальных параметров коренных подшипников и достоверность полученных результатов оптимизации, (расхождение результатов составляет по величине относительного эксцентриситета не более 7%, для максимального гидродинамического давления 8% (при высоких значениях среднеэффективного давления - 23%), для температуры подшипника - 2%, для расхода смазки через подшипник - 8%).

7. Экспериментальная оценка некоторых конструктивных мероприятий, направленных на повышение работоспособности коренных подшипников (разностенных вкладышей, увеличенных "холодильников", оптимальных координат маслоотводящих сверлений) подтвердила эффективность их применения.

8. Внедрено на ПО "Волгоградский моторный завод" следующее:

- диаметр шипа 110мм;
- длина всех шести подшипников 48 мм;
- координаты радиальных маслоотводящих сверлений, приведенные к оси первого кривошипа, для первой шейки 0° , для второй и четвертой 45° .. 50° в сторону вращения кривошипа, для пятой - 180° ;
- $L/D=0,446$; $\mu=0,06$ Па с; $\delta=40 \cdot 10^{-6}$ м;
- глубина кармаков в коренных вкладышах 0,3...0,6 мм;
- температура масла в ГММ не более $60 \dots 85^{\circ}\text{C}$;
- ужесточенный допуск на осевое перемещение (вдоль коленчатого вала) крышек коренных подшипников.

9. Внедрение рекомендаций позволит увеличить работоспособность коренных подшипников не менее чем в 2 раза и снизить затраты мощности на привод масло-насоса в 2,5 раза.

Основное содержание диссертационной работы опубликовано:

1. Русанов М.А. Комплексная методика исследования термодинамических параметров коренных подшипников тракторного дизеля //Снижение динамичности работы тракторов, их систем и механизмов в эксплуатационных условиях: Сб.науч.тр./ ЧИМЭСХ.-Челябинск, 1988.-с.56...59.
2. Русанов М.А. Результаты исследования толщины слоя смазки коренных подшипников дизеля 84ВН 15/16 //Улучшение тягово-динамических качеств сельскохозяйственных тракторов: Сб.науч.тр./ ЧИМЭСХ.-Челябинск,-1989 -с.46...51.
3. Русанов М.А. Определение параметров слоя смазки коренного подшип-

- ника тракторного дизеля //Повышение использования мощности двигателя сельскохозяйственного трактора: Сб.науч.тр./ ЧИМЭСХ.-Челябинск, 1990.-с.26...30.
4. Суркин В.И., Курочкин Ю.Б., Русанов М.А. Оптимальное проектирование коренных подшипников тракторного дизеля //Всесоюзный постоянно-действующий научно-технический семинар "Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей". Тезисы докладов./ ЛГАУ.-Ленинград-Пушкин, 1991.-с.9...10.
5. Курочкин Ю.Б., Русанов М.А. Экспериментальные исследования параметров слоя смазки коренных подшипников ДВС //Всесоюзный постоянно-действующий научно-технический семинар "Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей". Тезисы докладов/ ЛГАУ.-Ленинград-Пушкин, 1991.-с19...20.
6. Суркин В.И., Курочкин Ю.Б., Немерская О.А., Русанов М.А. Прикладной пакет программ для расчета оптимальных параметров коренных подшипников //Информ.листок N 92...92 -Челябинск,ЦНТИ, 1992.-2с.
7. Русанов М.А. Оптимизация координат маслоотводящих сверлений с коренных шеек V-образных двигателей //Совершенствование эксплуатационных качеств сельскохозяйственных тракторов: Сб.науч.тр./ ЧГАУ.-Челябинск, 1992,-с.57...62.

Русанов

*Подписано к печати 20.09.93 формат 60x90, 1/16
Тираж 100 экз. Заказ N 410 ЧГАУ.*