

5.02.02

393

Челябинский политехнический институт

им. Ленинского комсомола

На правах рукописи

БЕТРОВ МИХАИЛ КУЗЬМИЧ

УДК 621.822.573:621.824.3:  
621.43.23.13

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ  
НАГРУЖЕННОСТЬ ПОДШИПНИКОВ МНОГООПОРНЫХ КОЛЕНЧАТЫХ  
ВАЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Специальность 05.02.02 -  
"Машиноведение и детали машин"

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск - 1984

Работа выполнена на кафедре "Автомобильный транспорт"  
Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомо-  
ла.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент  
Прокопьев В.Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Завьялов Г.С.;  
кандидат технических наук, доцент  
Дадаев С.Г.

Ведущее предприятие - Государственный союзный ордена Тру-  
дового Красного Знамени научно-иссле-  
довательский тракторный институт (НАТИ),  
Челябинский филиал.

Защита состоится "\_\_\_" 198 года, в 15 часов, на  
заседании специализированного Совета К.053.13.02  
Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомо-  
ла по адресу : 454044, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью,  
просим направить ученому секретарю Совета по вышеуказанному адре-  
су.

Автореферат разослан "\_\_\_" 198 года.

Ученый секретарь  
специализированного Совета,  
кандидат технических наук, доцент

 Т.В. САВЕЛЬЕВ

Актуальность темы. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года предусмотрено: "Существенно сократить сроки создания и освоения новой техники,... обеспечить повышение качества, надежности, экономичности и производительности, уменьшение шума и вибраций машин,... снижение их материалоемкости и энергопотребления".

Сказанное в полной мере относится к поршневым машинам, которые широко используются в различных отраслях народного хозяйства страны.

Одна из основных трудностей, возникающих при создании, доводке и модернизации конструкций двигателей внутреннего сгорания, поршневых компрессоров, а также других механизмов и машин, в конструкцию которых входят сложноНагруженные опоры скольжения, т.е. опоры, нагруженные силами переменными по модулю и направлению, связана с необходимостью обеспечения их работы в режиме жидкостного ( гидродинамического ) трения.

К настоящему времени созданы достаточно надежные методы расчета автономных сложноНагруженных опор, позволяющие рассчитать характеристики смазочного слоя и параметры их нагруженности: силы, действующие на подшипник, наименьшую толщину смазочного слоя, максимальное гидродинамическое давление, мощность механических потерь, расходы смазки и т.д. Эти методы широко применяются и при расчетах коренных подшипников многоопорных коленчатых валов, хотя их уже нельзя считать автономными.

Так как многоопорный коленчатый вал передает нагрузки на коренные подшипники через смазочный слой, при разработке методов расчета сил и гидродинамического расчета подшипников необходимо учитывать взаимную зависимость нагрузок, действующих на коренные шейки, и параметров траектории их движения.

Известные методы расчета подшипников многоопорных валов либо вообще не учитывают взаимосвязи сил, действующих на подшипники, с векторами перемещений и скоростей движения шеек, либо используемые в них методы гидродинамического расчета не являются достаточно обоснованными.

Таким образом, разработка более совершенного метода расчета подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин является актуальной научной и практической задачей.

Тема диссертации вытекает из проводимых в Челябинском по-

литехническом институте имени Ленинского комсомола ( ЧПИ) пла-  
новых научно-исследовательских работ и отвечает задачам, постав-  
ленным в " Основных направлениях работ по фундаментальным и  
прикладным исследованиям в области трения, смазки и износа" на  
1976-1985 г.г. (постановления Госкомитета по науке и технике  
Совета Министров СССР № 417 от 21.08.75 и № 473/242 от 12.12.80),  
а также в координационном плане НИР АН СССР на 1981-1985 г.г. по  
проблеме " Трение и износстойкость твердых тел", утвержденном  
24.09.81 ( шифр I.II.3.2) соисполнителем которого является ЧПИ.

Цель работы. заключается в разработке методического, алго-  
ритмического и программного обеспечения расчета параметров, харак-  
теризующих нагруженность подшипников многоопорных коленчатых ва-  
лов поршневых машин, учитывающего нелинейную упругость смазочно-  
го слоя, податливость подшипников, конструктивные особенности и  
жесткостные характеристики вала, смещения подшипников и шеек ва-  
ла, от номинального расположения.

Научная новизна. Получены аппроксимирующие зависимости для  
скоростей центра шипа сложнонагруженной опоры скольжения конечной  
длины, позволяющие производить расчет траектории движения шипа, а  
также характеристики смазочного слоя, без интегрирования обобщен-  
ного уравнения Рейнольдса.

Разработано методическое и алгоритмическое обеспечение рас-  
четов подшипников коленчатых валов поршневых машин достаточно  
полно отражающее конструктивные особенности и жесткостные харак-  
теристики вала, податливость упругого основания подшипников, сме-  
щения подшипников и шеек вала от номинального расположения.

Исследовано влияние конструктивных технологических и эксплуа-  
тационных факторов на параметры, характеризующие нагруженность  
подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин.

Практическая ценность работы. Разработанный метод расчета  
позволяет на стадиях проектирования, испытаний, доводки и модер-  
низации конструкций поршневых машин оценивать влияние на нагружен-  
ность подшипников коленчатых валов конструктивных, технологических  
и эксплуатационных факторов. Возможность выполнения многовариант-  
ных расчетов уменьшает объем стендовых и эксплуатационных испыта-  
ний поршневых машин.

Например, метод расчета может быть использован при выборе оптимальной схемы расположения противовесов коленчатого вала, оценке влияния на нагруженность подшипников смещений шеек вала и подшипников, нарушений рабочих процессов в цилиндрах двигателей и т.д.

Реализация результатов работы. Алгоритмическое и программное обеспечение расчета подшипников многоопорных коленчатых валов вошли составной частью в пакет прикладных программ, внедренный на производственном объединении "Уральский турбомоторный завод им. К.Е.Ворошилова, Челябинском филиале НАТИ, Омском агрегатном заводе им. В.В.Куйбышева.

С помощью разработанного метода расчета оптимизированы режимы ускоренных испытаний компрессоров домашних холодильников, внедрение которых на Омском агрегатном заводе им. В.В.Куйбышева обеспечило получение годового экономического эффекта в размере 240 тыс.руб.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на ежегодных научно-технических конференциях Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (1976-1983г.г.), на всесоюзных конференциях "Трение и износ в машинах" (Челябинск, 1979г.), "Контактная гидродинамика" (Куйбышев, 1981г.), "Трение и смазка в машинах" (Челябинск, 1983г.)

Публикации. По теме диссертации опубликовано 12 статей.

Объем работы. Диссертационная работа с 20 таблицами и 70 рисунками изложена на 201 странице и состоит из введения, шести глав, выводов и приложения на 6 страницах. Библиография содержит 112 наименований трудов отечественных и зарубежных авторов.

## I. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧАЕМОГО ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Выполненный анализ литературы показал, что известные методы расчета подшипников скольжения многоопорных валов в своей гидродинамической части базируются на расчете траектории движения центра шипа автономной сложнонагруженной опоры.

При этом нагрузки, действующие на каждый из подшипников многоопорного вала, считаются на начало гидродинамического расчета известными. Расчет нагрузок чаще всего выполняется с использо-

ванием простейшей расчетной схемы многоопорного коленчатого вала, называемой разрезной, в которой он заменяется системой двухопорных статически определимых балок, установленных на основные подшипники.

Благодаря работам С.П.Тимошенко, И.И.Трапезина, Б.В.Ароповича, Р.С.Кинасошвили, М.Я.Кушуля при определении нагрузок, действующих на подшипники коленчатого вала поршневых машин, вместо разрезной схемы стала использоваться схема, в которой вал представляется в виде статически неопределенной балки, опирающейся на линейно-упругие подшипники. Такая схема не учитывает наличия между коренными шейками коленчатого вала и подшипниками смазочного слоя, являющегося нелинейно-упругой средой. В тоже время перемещения шеек вала на смазочном слое соизмеримы с упругими деформациями подшипников, поэтому влияние этих перемещений на гидографы сил, действующих на подшипники, может быть весьма существенным.

Решение задачи расчета подшипников многоопорных валов, под которой понимается определение нагрузок, действующих на подшипники, характеристик смазочного слоя и гидродинамических параметров опор, в постановке, которую можно считать точной, должно базироваться на интегрировании обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое сложнонаагруженной опоры скольжения на каждом шаге расчета траектории движения шипа. Однако в этом случае затраты времени на расчет столь велики, что решение задачи с использованием общедоступных ЭВМ практически невыполнимо.

В работах А.М.Никитина, С.М.Захарова, Э.Шнурбейна, Ераха, Ш.Масса для упрощения задачи расчета подшипников многоопорных валов ее гидродинамическую часть предложено решать основываясь на частных уравнениях Рейнольдса (концепция Д.Холланда).

Сократить затраты времени ЭВМ на гидродинамический расчет подшипника позволяет концепция Дж.Букера, заключающаяся в аппроксимации скоростей движения шипа зависимостями от координат его центра. Точность методов, основанных на идеях д.Холланда и Дж.Букера, по сравнению с методом, базирующимся на решении обобщенного уравнения Рейнольдса на каждом шаге расчета траектории шипа, не оценивалась.

Таким образом, разработка метода расчета подшипников многоопорных валов и прежде всего, подшипников коленчатых валов порш-

невых машин, несмотря на несомненные достижения в этой области, продолжает оставаться актуальной задачей.

На основании изложенного и для достижения цели работы были поставлены задачи исследования :

1. Разработать алгоритм, позволяющий при расчете траектории движения шипа и характеристик смазочного слоя, реализовать концепции Д.Холланда и Дж.Букера, а также точный метод, основанный на интегрировании обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое на каждом шаге расчета траектории. Оценить достоверность результатов расчета сложнонагруженных опор методами, основанными на концепциях Дж.Букера и Д.Холланда.

2. Разработать методическое, алгоритмическое и программное обеспечение расчетов подшипников коленчатых валов поршневых машин достаточно полно отражающее: конструктивные особенности и жесткостные характеристики вала, податливость упругого основания подшипников, смещения подшипников и шеек вала от номинального расположения.

3. Исследовать влияние на нагруженность подшипников коленчатых валов поршневых машин конструктивных, технологических, эксплуатационных факторов (схемы расположения противовесов коленчатых валов; несоосностей подшипников и шеек вала; нарушенных рабочих процессов в цилиндрах).

4. Подтвердить основные результаты теоретических исследований экспериментами, выполненными на двигателе внутреннего сгорания. Внедрить методическое, алгоритмическое и программное обеспечение в практику проектирования, испытаний и доводки поршневых машин.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Теоретические исследования были посвящены разработке модели многоопорного коленчатого вала и метода расчета параметров, характеризующих нагруженность его коренных подшипников.

Расчет сил, действующих на подшипники многоопорного коленчатого вала, производился независимо в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, связанных с корпусом машины.

Для раскрытия статической неопределенности в момент времени  $T_k$  использовалось уравнение пяти моментов :

$$[\lambda_i(\tau)] [M_j] = [R_i(\tau)], \quad (1)$$

Здесь коэффициенты при неизвестных и правая часть зависят от векторов перемещений  $\bar{u}$ , скоростей  $\dot{\bar{u}}$  центра каждой  $J$  коренной шейки, а также вектора внешней нагрузки  $\bar{F}$ .

Поэтому система (I) решалась совместно с системой, описывавшей движение коренных шеек коленчатого вала:

$$[\ddot{u}_J] = [f(u_J, \dot{u}_J, F, \tau)]. \quad (2)$$

Для упрощения решения уравнений (I) и (2) использовалась модель, в которой коренная опора представлялась шилом и круглоцилиндрическим подшипником, опирающимся на линейно-упругое основание. Последнее моделировалось двумя пружинами с коэффициентами упругости  $K_{px}$  и  $K_{py}$ . Считалось, что под действием приложенных сил происходит смещение центра подшипника без изменения его геометрии. Смазочный слой заменялся в каждой из двух взаимно перпендикулярных плоскостей  $XOZ$  и  $YOZ$  нелинейно-упругими пружинами с коэффициентами упругости  $K_{m,x}$  и  $K_{m,y}$ .

В момент времени  $\tau$  нелинейно-упругий смазочный слой заменился линейно-упругой пружиной исходя из условия, что смещения на смазочном слое и пружине, его заменяющей равны:

$$K_{m,x}^J = \frac{X_J}{F_x}; \quad K_{m,y}^J = \frac{Y_J}{F_y},$$

где  $X_J, Y_J$  — размерные координаты  $J$ -й шейки вала в системе координат, связанной с подшипником.

Разработанная модель опоры многоопорного коленчатого вала позволила отыскивать решение уравнений (I) и (2) методом последовательных приближений. В качестве начального приближения принимались результаты расчета сил и соответствующих им траекторий движения центров шеек вала полученные при условии, что  $K_0 = K_p$ .

Для расчета мгновенных координат центров шеек вала (траекторий шеек) были разработаны методика и универсальный алгоритм, позволяющие реализовать концепции Д.Холланда и Дж.Букера, а также точный метод, основанный на интегрировании обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое на каждом шаге расчета траекторий.

В точном методе координат центров коренных шеек находились интегрированием системы алгебро-дифференциальных уравнений

$$\ddot{u} = f(u, \dot{u}) \quad (3)$$

методом Рунге-Кутта. Вектор производных  $\dot{u}$  на каждом очередном отрезке оси времени находится решением системы (2) методом Ньютона-Рафсона.

При расчете траектории методом, основанным на концепции Д. Холланда, вектор  $\vec{U}$  предложено выражать через координаты  $\chi, \vartheta$  центра шipa в системе координат, связанной с нагрузкой, и чисел Зоммерфельда, соответствующих частным уравнениям Рейнольдса: одно из них описывает случай нагружения шipa статической нагрузкой, второе пульсирующей нагрузкой неизменного направления.

При реализации концепции Д. Букера использовались известные аппроксимации скоростей центра шipa функциями его координат.

Метод, основанный на частных уравнениях Рейнольдса, дополнен определением максимальных гидродинамических давлений в смазочном слое  $P_m$ . Проекции вектора  $P_m$  на линию центров и направление ей перпендикулярное находились из выражений:

$$P_{m\chi} = K(\Pi_\chi^{(1)} + \Pi_\chi^{(2)}), \quad P_{m\delta} = K(\Pi_\delta^{(1)} + \Pi_\delta^{(2)}), \quad (4)$$

где  $K$  - коэффициент перехода к размерным величинам;  $\Pi_\chi^{(1)}, \Pi_\chi^{(2)}, \Pi_\delta^{(1)}, \Pi_\delta^{(2)}$  - безразмерные проекции векторов максимальных гидродинамических давлений на оси  $\chi$  и  $\delta$ , полученные после интегрирования частных уравнений Рейнольдса.

Решением тестовых примеров показано, что метод, основанный на частных уравнениях Рейнольдса, на участках траектории движения, где шip движется к центру подшипника, описывает траекторию даже качественно неверно. Ошибки вычисления характеристик смазочного слоя с помощью известных аппроксимаций скоростей центра шipa достигают 25%.

Для повышения точности расчета характеристик смазочного слоя и параметров нагруженности опор предложены новые зависимости для определения параметров  $E$  и  $G$ , характеризующих скорости центра шipa:

$$E = \frac{2FK}{X} (M^v \nu + M^v \eta) [(M^v)^2 + (M^v)^2] (0.5 - m_{14}), \quad (5)$$

$$G = \frac{2FK}{X^2} (M^v \nu - M^v \eta) [(M^v)^2 + (M^v)^2] (0.5 - m_{14}), \quad (5)$$

где  $X$  - относительный эксцентриситет;

$$M^v = m_1(1-\nu) m_2 \left\{ 1 + m_3[(1-\nu) m_4 + m_5(1-\nu) m_6] \frac{1}{\alpha^2} \right\} \left[ m_7 + m_8 \frac{\nu \eta}{(1-\nu)} \right], \quad (6)$$

$$M^v = m_9 \eta (1-\nu) m_{10} \left\{ 1 + m_{11} \frac{(m_{12} + m_{13} \eta^2)(1-\nu)}{\alpha^2} \right\} \left[ m_7 + m_8 \frac{\nu \eta}{(1-\nu)} \right]. \quad (6)$$

Коэффициенты  $m_j, j=1,2,\dots,14$  (табл. I) были получены из условия обеспечения минимума суммы квадратов отклонений

$$Z = \sum_{j=1}^N [S_0^{(i)}(x, a, \theta) - S_0^{(u)}(x, a, \theta, m_j)]^2.$$

Здесь  $S_0^{(i)}$  и  $S_0^{(u)}$  - безразмерные нагрузки, рассчитанные соответственно после численного интегрирования уравнения Рейнольдса и с использованием выражений (5,6);  $N$  - число значений безразмерных нагрузок в пространстве относительных эксцентрикитетов  $x$ , относительных длин опоры  $a$  и координат  $\theta, y$ .

Для отыскания минимума функции  $Z$  разработан алгоритм, основанный на комбинации нелинейного метода наименьших квадратов (метода Марквардта) и метода деформированного многогранника (Нелдера-Мида).

Таблица I  
Значения коэффициентов  $m_j$

$m_1$	$m_2$	$m_3$	$m_4$	$m_5$	$m_6$	$m_7$
0,07623 <sup>1</sup>	I,40978	2,21985	I,03161	0,44009	I,32526	I,2707
0,10946 <sup>2</sup>	I,42388	2,29283	I,05812	0,34432	I,51544	I,0
$m_8$	$m_9$	$m_{10}$	$m_{11}$	$m_{12}$	$m_{13}$	$m_{14}$
0,20733 <sup>1</sup>	-0,13899	0,74772	3,I1426	0,78855	0,03328	0,52395
0,0	-0,15741	0,48922	3,I5716	I,0	0,0	0,5126

<sup>1</sup> Для случая, когда  $0,02 < \theta < I$ ;  $0,6 \leq x \leq 0,975$ ;  $0,2 < a < I$ .

<sup>2</sup> Для всех остальных случаев.

В разработанном алгоритме расчета подшипников многоопорных валов, вектор  $P_m$ , а также другие характеристики смазочного слоя (расходы смазки, потери мощности на трение) предусмотрено находить интегрирование обобщенного уравнения Рейнольдса в некоторых заранее заданных точках оси времени, что требует не более 72-х интегрирований уравнения Рейнольдса. Суммарные затраты машинного времени на расчет сложнонагруженной опоры становятся не менее чем в 20 раз меньше нежели при использовании метода, основанного на интегрировании обобщенного уравнения Рейнольдса на каждом шаге расчета траектории шеек коленчатого вала.

Решением тестовых примеров показано, что предложенные зависимости (5,6) обеспечивают расчет параметров, характеризующих нагруженность подшипников многоопорных валов, с относительной ошибкой не превышающей 6%.

С помощью разработанного алгоритма было выполнено исследование влияния на нагруженность подшипников коленчатого вала поршневой машины 8 ЧН 21/21 и изгибающие моменты в его щеках некоторых технологических и эксплуатационных факторов. В частности, было исследовано влияние смещений подшипников и шеек коленчатого вала, его параболической укладки, а также пропусков воспламенения в цилиндрах. Исследования выполнены в связи с тем, что в литературе встречаются противоречивые сведения относительно возможности использования различного вида смещений подшипников и шеек вала и его параболической укладки для разгрузки наиболее нагруженных опор.

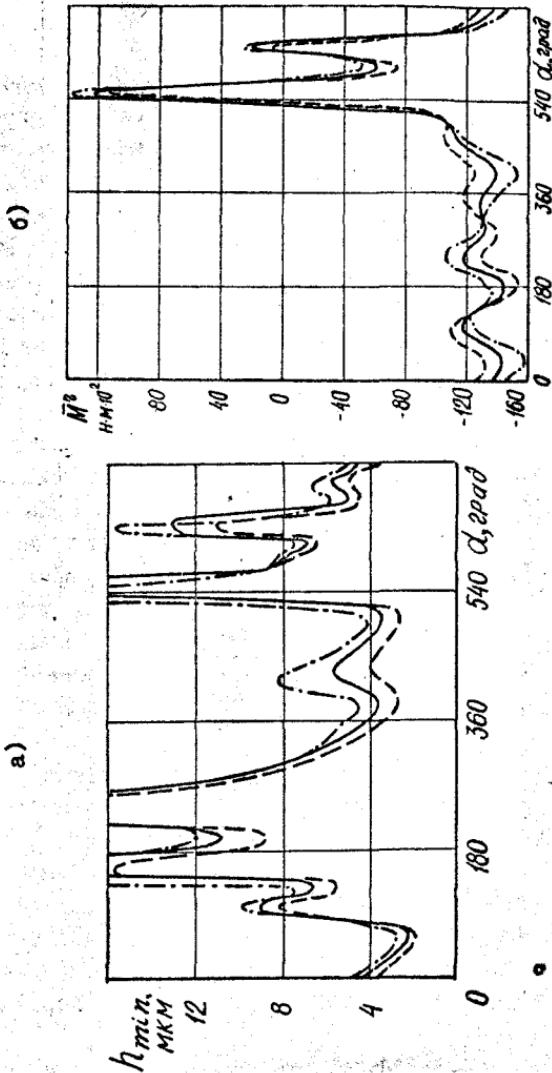
Исследования показали, что смещение одного подшипника в некоторых случаях приводит к его разгрузке. При смещении четвертого коренного подшипника пятипоршневого коленчатого вала двигателя 8 ЧН 21/21 в направлении "от цилиндров", он разгружается. Уменьшаются силы, действующие на него, а также гидродинамические давления. Наименьшая толщина смазочного слоя  $inf h_{min}$  возрастает (рис. I, а). Подшипники соседние с четвертым дополнительно нагружаются. Кроме того, увеличивается максимальное значение изгибающего момента  $M^2$ , действующего в плоскости наименьшей жесткости щеки четвертого кривошипа (рис. I, б).

Выполненные исследования позволили сделать вывод, что смещения подшипников можно использовать для их разгрузки только при условии наличия запаса прочности вала.

Параболические смещения подшипников незначительно влияют на параметры, характеризующие нагруженность вала и подшипников, а также перекосы шеек. Поэтому параболическая укладка многоопорного коленчатого вала поршневых машин не может рассматриваться в качестве способа повышения надежности сопряжений коренные шейки-подшипники.

Исследованиями установлено, что наиболее опасным являются одновременные смещения подшипников и шеек вала, так как любая их комбинация приводит к перегрузке какого-либо из подшипников. Так при смещении четвертой шейки и четвертого подшипника поршневой

Влияние смещения четвертого подшипника двигателя 8 ЧН 21/21  
на зависимость  $h_{min}(\alpha)$  и  $\tilde{M}^3(\alpha)$

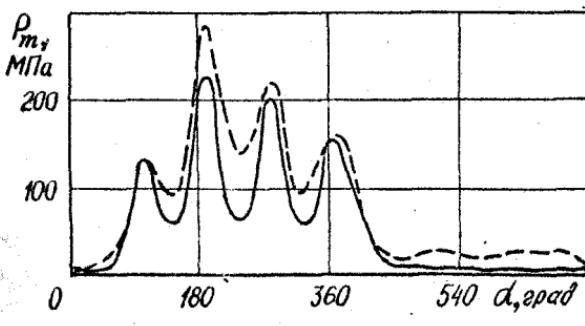


— соосные подшипники;  
— четвертый подшипник смешен  
в направлении "к цилиндрам" двигателя;  
— то же, "от цилиндров".

Рис. I

машины 8 ЧН 21/21 перегружается третий подшипник. При этом максимальное и среднее гидродинамическое давление в смазочном слое возрастают соответственно на 32 и 50% (рис. 2).

Влияние смещения четвертого подшипника и четвертой шейки коленчатого вала двигателя 8 ЧН 21/21 на зависимость  $P_m(\alpha)$



— подшипники и шейки соосны; - - - четвертые шейка и подшипник смещены от номинального расположения

Рис. 2

Исследование влияния на нагруженность коренных подшипников пропусков воспламенения в одном и двух цилиндрах показало, что они приводят к уменьшению на 30-40% наименьших за период нагружения толщин смазочного слоя и это следует учитывать при разработке способов регулирования мощности двигателя отключением цилиндров.

Этим исследованиям предшествовало обоснование расчетной схемы коленчатого вала и способа учета нелинейной упругости смазочного слоя. В работе показано, что в зависимости от расчетной схемы вала (разрезная; стержневая рама на жестких, линейно-упругих опорах или опорах жидкостного трения) и способа учета нелинейной упругости смазочного слоя расчетные значения параметров, характеризующих нагруженность подшипников и напряженное состояние характерных сечений вала, могут отличаться более чем на 25%.

### 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования параметров, характеризующих нагруженность подшипников многоопорного коленчатого вала, а также изгибающих моментов, действующих в его характерных сечениях, проводились на двигателе 6 ЧН 15/18. Кроме того, экспериментально определялись геометрические характеристики сечений щек вала

ла и коэффициенты упругости основания подшипников поршневых машин 6ЧН 15/18 и 8 ЧН 21/21, величины которых являются исходными данными для расчёта коренных опор и прочности вала.

Замер изгибающих моментов, проводился в плоскости наименьшей жёсткости щеки методом тензометрирования.

Измерение перемещений центров шеек вала относительно подшипников основывалось на регистрации расстояния между торцами индуктивных датчиков, установленных в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, и движущейся поверхностью вала.

Сопоставление траекторий движения шеек коленчатого вала (рис. 3) и изгибающих моментов (рис. 4) показало, что предложенная расчётная схема вала, в которой каждая его шейка и соответствующий ей подшипник представляются как сложнонагруженные опоры жидкостного трения, позволяет получить достаточно точные результаты: относительная ошибка вычислений наименьшей толщины смазочного слоя и максимального изгибающего момента в щеке вала не превосходила 10%.

#### 4. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ПРИКЛАДНЫХ ЗАДАЧ

Разработанное методическое, алгоритмическое и программное обеспечение расчёта подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин использовалось при проектировании и доводке конструкции двигателя 8 ЧН 21/21, а также обосновании режимов ускоренных испытаний компрессора ДХ2-1010. В диссертации подробно рассмотрена задача выбора схемы расположения противовесов коленчатого вала, обеспечивающая наименьшую нагруженность коренных подшипников. Было рассмотрено восемь различных схем расположения противовесов. Наилучшая из них обеспечила увеличение наименьшей толщины смазочного слоя в пяти коренных подшипниках на 12-69%. Среднее гидродинамическое давление, действующее на подшипники, уменьшилось на 20-22%.

Режим ускоренных испытаний компрессора ДХ2-1010 выбран исходя из необходимости удовлетворения двух требованиям: обеспечения наибольшей нагруженности коренных подшипников и близости условий их нагруженности при испытаниях к эксплуатационным условиям. Показано, что упомянутым требованиям удовлетворяет режим, основанный на создании повышенного противодавления на выпуск, при одновременном увеличении частоты вращения коленчатого вала.

Внедрение рекомендованного режима испытаний на Омском агрегатном заводе им. В.В. Куйбышева обеспечило получение годового экономического эффекта в размере 240 тыс. руб.

Траектории движения первой (а) и третьей (б) щек коленчатого вала двигателя 6 ЧН 15/18

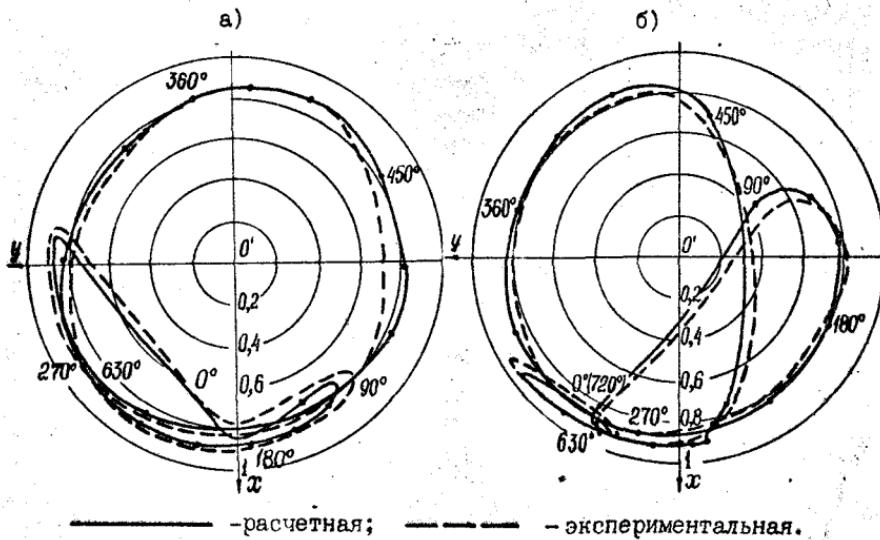


Рис.3

Моменты  $\bar{M}^q(\alpha)$ , действующие в первой щеке коленчатого вала двигателя 6 ЧН 15/18

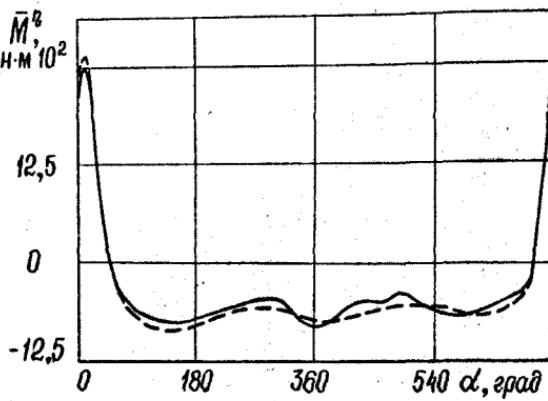


Рис.4

0195086

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Главным итогом выполненных исследований является разработка методического, алгоритмического и программного обеспечения расчетов параметров, характеризующих нагруженность подшипников коленчатых валов поршневых машин, достаточно полно отражающее конструктивные особенности и жесткостные характеристики вала, податливость упругого основания подшипников, смещения подшипников и шеек вала от номинального расположения.

Основные результаты исследования сводятся к следующему:

1. Показана недостаточная точность расчета характеристик смазочного слоя и параметров нагруженности подшипников многоопорных валов методом, основанным на частных уравнениях Рейнольдса.

2. Получены аппроксимирующие зависимости для скоростей движения шипа, обеспечивающие вычисление характеристик смазочного слоя и гидродинамических параметров автономных сложнонаагруженных опор конечной длины без интегрирования управления Рейнольдса с относительной ошибкой не превышающей 6%.

3. Разработана математическая модель сложнонаагруженной опоры жидкостного трения многоопорного вала, позволяющая учитывать взаимосвязь нагрузок, действующих на коренные подшипники коленчатого вала поршневых машин, с векторами перемещений и скоростей движения коренных шеек.

4. Параметрическими исследованиями влияния на нагруженность подшипников поршневых машин конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов установлено:

в зависимости от расчетной схемы коленчатого вала и способа учета нелинейной упругости смазочного слоя расчетные значения параметров, характеризующих нагруженность подшипников и напряженное состояние характерных сечений вала, могут отличаться более чем на 25%;

учет нелинейной упругости смазочного слоя приближает результаты расчета коренных подшипников коленчатого вала поршневых машин к результатам, получаемым с помощью разрезной схемы вала;

смещения коренных подшипников от номинального расположения можно использовать для их разгрузки только при наличии запаса прочности вала;

параболическая укладка многоопорного коленчатого вала несущественно влияет на гидродинамические параметры и перекосы шеек вала и не может рассматриваться в качестве способа повышения надежности сопряжений коренные шейки-подшипники;

пропуски воспламенения топлива в одном или двух цилиндрах двигателя внутреннего сгорания приводят к значительному уменьшению минимальных толщин смазочного слоя, что следует учитывать при разработке способов регулирования мощности двигателей отключением цилиндров.

5. С помощью разработанного метода расчета подшипников многоопорных валов оптимизированы режимы ускоренных испытаний компрессоров домашних холодильников, внедрение которых на Омском агрегатном заводе им. В.В.Куйбышева обеспечило получение годового экономического эффекта в размере 240 тыс.руб. Разработанный метод внедрен на Уральском турбомоторном заводе им. К.Е.Ворошилова и используется при проектировании, испытаниях и доводке конструкций нового семейства мощных дизельных двигателей ЧН 21/21.

Основное содержание диссертации опубликована в работах :

1. Анисимов В.Н., Ветров М.К., Маляр Н.С., Рожденственский Ю.В. О влиянии нарушения рабочего процесса в цилиндрах двигателя на нагруженность коренных опор коленчатого вала - В кн.: Автомобили, тракторы и их двигатели. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1977, с.13-20.

2. Ветров М.К. К расчету нестационарно нагруженных подшипников многоопорных валов - В кн.: Автомобили, тракторы и их двигатели. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1978, с. 40-46.

3. Ветров М.К. Некоторые результаты исследования динамики нагруженных подшипников многоопорных валов - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1978, с.50-56.

4. Прокопьев В.Н., Ветров М.К. Сложнонагруженные опоры скольжения многоопорных валов. - В кн.: Трение и износ в машинах. Доклады Всесоюзной конференции. - Челябинск: ЧПИ, 1979, с.194.

5. Прокопьев В.Н., Ветров, Ивашкин Ю.И. Исследование влияния жесткости коленчатого вала на нагруженность коренных подшипников двигателя 8ДМ 21/21, - В кн.: Автомобили, тракторы и их двигатели. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1980, с.78-88.

6. Ветров М.К., Габов Ю.А., Кондрашов В.В. К гидродинамическому расчету сложнонагруженных подшипников с деформированной поверхностью вкладышей. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1980, с.91-97.

7. Прокопьев В.Н., Анисимов В.Н., Ветров М.К. Расчет сложнонагруженных подшипников многоопорных валов. - В кн.: Контактная гидродинамика. Тезисы докладов III Всесоюзной конференции. - Куйбышев, 1981, с.92-93.
8. Ветров М.К., Ивашкин Ю.И., Габов Ю.А. К расчету сложнонагруженных подшипников многоопорных валов. - В кн.: Динамика опор скольжения. Тезисы докладов областного научно-технического семинара. - Челябинск: ЧПИ, 1981, с.13.
9. Прокопьев В.Н., Малаяр Н.С., Рождественский Ю.В., Анисимов В.Н., Ветров М.К. Проблемно-ориентированный пакет прикладных программ для расчета подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания. - В кн.: Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1982, с.3-12.
10. Ветров М.К. К аппроксимации характеристик смазочного слоя сложнонагруженных подшипников конечной длины. - Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1982, с.32-48.
11. Ветров М.К. Алгоритм расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения многоопорных валов. - В кн.: Трение и смазка в машинах. Тезисы докладов Всесоюзной конференции. - Челябинск: ЧПИ, 1983, с.17-18.
12. Ветров М.К. Алгоритм и результаты расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения многоопорных валов. - В кн. Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей. Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: ЧПИ, 1984, с.18-37.