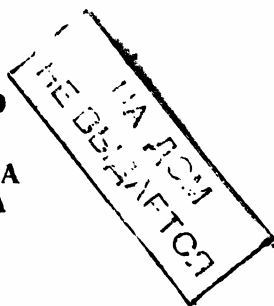


И457440

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА
ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА
ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ
ИМЕНИ Н. Э. БАУМАНА



На правах рукописи

БЫКОВ ВЯЧЕСЛАВ ГРИГОРЬЕВИЧ

УДК 621.436-233.2-192

**ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ВКЛАДЫШЕЙ
ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ
ДИЗЕЛЕЙ**

(05.04.02—тепловые двигатели
01.02.06—динамика, прочность
машин, приборов и аппаратуры)

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

Москва — 1986 г.

11457440

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕ-
НА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ
ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

БЫКОВ Вячеслав Григорьевич

УДК 621.436-233.2-192

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ВКЛАДЫШЕЙ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ
ВАЛОВ ДИЗЕЛЕЙ

05.04.02 - тепловые двигатели

01.02.06 - динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1457440

Быков В.Г. Повышение ресурса

Москва - 1986 г.

Работа выполнена в производственном объединении
"Коломенский завод"

Научный руководитель -
доктор технических наук, профессор Н.Д. Чайнов.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Р.Л. Доброгаев,
кандидат технических наук Е.В. Исаев.

Ведущее предприятие - ЦНИИ, г. Ленинград.

Защита диссертации состоится " 8 " август 1987 года
в 14 часов на заседании специализированного совета
Д053.15.10 "Тепловые и гидравлические машины"
Московского высшего технического училища им. Н.Э. Баумана по
адресу: 107005, Москва, Лефортовская наб., 1, корп. факультета
"Энергомашиностроение".

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

Автореферат разослан " 24 " февраль 1987 года.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных
печатью учреждения, просим направить по адресу: 107005, Москва,
2-я Бауманская ул., 5, МВТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю
специализированного совета Д053.15.10.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук, доцент Иванов Н.А. Иващенко

Л44567. Подписано к печати 27.01.87.
Типография ПО "Коломенский завод".

Объем 1 п.л. Т. 100 экз.
Заказ 185.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года, утвержденными XXVII съездом КПСС, предусмотрено коренное повышение технического уровня выпускаемой продукции.

Непрерывный рост агрегатной и удельной мощностей двигателей вызывает увеличение нагруженности подшипников коленчатых валов. Подшипниковые узлы часто ограничивают возможности интенсификации рабочего процесса и совершенствования двигателей в целом, определяют их ресурс. На дизелях ЧН 26/26 имела место внеплановая замена вкладышей в связи с необратимыми изменениями основных геометрических параметров. Вкладыши браковались из-за значительного уменьшения натяга и диаметра в плоскости стыков в свободном состоянии. Аналогичные дефекты отмечались на дизелях Коломенского завода других размерностей.

Поэтому повышение ресурса вкладышей, расширение области работы, в которой они воспринимают нагрузки с сохранением исходных геометрических параметров в допустимых пределах, являются актуальными задачами.

Цель исследования - рассмотрение вопросов обеспечения стабильности определяющих геометрических параметров вкладышей в длительной эксплуатации выпускаемых и разрабатываемых форсированных двигателей, разработка методики расчета параметров посадки вкладышей и внедрение полученных результатов на двигателях ЧН 26/26, ЧН 30/38 и ЧН 32/32.

Методы исследования. Расчетные исследования основаны на теории биметаллических оболочек. Расчеты параметров посадки вкладышей выполнены на ЭВМ ЕС-1033. При экспериментальных исследованиях определение температур, упругих деформаций, остаточных напряжений, геометрических параметров производилось современными техническими средствами и способами.

Научная новизна. Выявлены причины необратимых формоизменений вкладышей. Обоснована необходимость создания в антифрикционном слое технологическими методами остаточных напряжений растяжения, противоположных рабочим напряжениям сжатия. Разработана методика расчета параметров посадки вкладыша в постели и даны рекомендации по назначению исходных величин геометрических параметров.

Практическая ценность. Внедрение разработанного способа формирования в антифрикционном слое остаточных напряжений требуемого знака и уровня (авторское свидетельство № 949237) и использование разработанной методики расчета исходных параметров вкладыша позволяют обеспечить стабильность его геометрии в длительной эксплуатации, исключить бракование и достичь практически неограниченного ресурса вкладышей по геометрическим параметрам.

Методика расчета и способ изготовления вкладышей внедрены в практику и использовались при совершенствовании конструкции подшипниковых узлов коленчатых валов двигателей ЧН 26/26, ЧН 30/38, ЧН 32/32 Коломенского тепловозостроительного завода.

Разработанная методика расчета и способ изготовления вкладышей вошли составной частью в ОСТ 24.067.40-84 "Вкладыши коренных и шатунных подшипников дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия".

Апробация работы. Полученные результаты докладывались на XXIII научно-технической конференции молодых специалистов и ИТР КТЗ им.В.В.Куйбышева (г.Коломна, 1978г.); в ЦНИИ на Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции "Динамика, прочность и надежность двигателей внутреннего сгорания" (г.Ленинград, 1978г.); в ХПИ им.В.И.Ленина на Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции "Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом" (г.Харьков, 1978г.); на заседаниях кафедры КЛВС МВТУ им.Н.Э.Баумана (г.Москва, 1984-1986гг.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех статьях, тезисах Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции (г.Харьков, 1978г.), отраслевом стандарте ОСТ 24.067.40-84, отчете и методике расчета КТЗ им.В.В.Куйбышева. Предложенный способ изготовления вкладышей защищен авторским свидетельством.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов и библиографии. Она содержит 128 страниц основного текста, 56 рисунков, 14 таблиц, 2 приложения. Список литературы включает 129 наименований.

Первая глава посвящена обзору исследований отечественных

и зарубежных авторов, направленных на обеспечение работоспособности вкладышей подшипников коленчатого вала ДВС.

Вкладыши подвержены суммарному воздействию монтажных, рабочих, температурных и внутренних (остаточных) нагрузок. Наличие биметаллического эффекта (различие коэффициентов линейного расширения, модулей упругости и пределов текучести) определяет всю сложность взаимодействия слоев вкладыша (корпуса и антифрикционного слоя).

Несмотря на большой накопленный опыт конструирования, расчета и производства подшипников, исключить повреждение вкладышей в эксплуатации часто не удается. Особое место занимают повреждения, связанные с изменением определяющих геометрических параметров вкладышей: выступания i поверхности стыка вкладыша над диаметральной плоскостью контрольного приспособления при действии контрольной нагрузки, приложенной к стыкам (натяга), наружного диаметра $D_{св}$ вкладыша в плоскости стыков в свободном состоянии, отклонения A от прямолинейности образующей наружной поверхности. Эти параметры определяют плотность посадки вкладыша в постели и условия отвода от него тепла.

Необратимые изменения i , $D_{св}$, A вызывает процесс прогрессирующего ухудшения состояния подшипника, началом которому служит снижение плотности посадки вкладыша в постели, затем уменьшение отвода тепла от вкладыша в постель, особенно в нагруженной зоне, далее постепенный отход вкладыша от постели в средней по ширине части вкладыша и в зоне стыков и, наконец, выход его из строя в результате задира или усталостного излома.

При форсировании двигателя по среднему эффективному давлению и частоте вращения, т.е. с ростом тепловой и силовой нагруженности подшипников, бракование вкладышей по геометрическим параметрам возрастает. С увеличением продолжительности работы двигателя происходит процесс непрерывного накопления необратимых изменений параметров.

Вопросам повреждаемости подшипников посвящены работы многих исследователей, однако причины необратимых формоизменений и меры по их исключению в них рассмотрены недостаточно. Причинами называют процессы старения стальной основы (Р.Мюллер, Э.Ремер) во время работы двигателя, в результате которых "залечиваются" дефекты кристаллической решетки материала, возникающие при пластических деформациях во время изготовления вкладышей, либо процессы релаксации рабочих напряжений в слоях

вкладыша при работе двигателя (А.П.Семенов).

Выполнен обзор методик расчета параметров посадки вкладышей, показавший, что опубликованные методики (Б.Я.Гинцбург, Э.Ремер, Э.С.Мыраков и Ю.Я.Зильберг, М.А.Салтыков) посвящены, главным образом, определению монтажных напряжений и выбору исходной величины натяга. За исходный параметр для расчета в них приняты либо $D_{св}$, либо окружные напряжения в корпусе вкладыша задаваемого уровня. Опыт производства двигателей показывает, что в качестве исходного параметра следует принимать плотность посадки вкладыша в постели. Кроме того, необходим учет влияния температурного состояния подшипника на нагруженность вкладыша.

На основе выполненного обзора в работе были поставлены следующие задачи: 1) провести расчетно-экспериментальную оценку температурного и напряженно-деформированного состояния вкладышей и выявить значимость влияния основных факторов на работоспособность подшипников коленчатого вала в части стабильности геометрических характеристик вкладышей; 2) разработать необходимые уточнения с целью дальнейшего развития методики расчета параметров посадки вкладышей; 3) разработать рациональные способы обеспечения стабильности определяющих геометрических параметров вкладышей в длительной эксплуатации; 4) провести эксплуатационную проверку предложенных способов на форсированных двигателях и внедрить их в производство.

Во второй главе изучена повреждаемость вкладышей двигателей ЧН 26/26 по определяющим геометрическим параметрам, исследованы условия их работы, сформулированы мероприятия для обеспечения стабильности исходных геометрических параметров, разработана уточненная методика расчета параметров посадки вкладышей.

Исследовано напряженное состояние вкладыша в квазиупругой постановке. При исследовании две половины вкладышей представлены в виде замкнутой цилиндрической двухслойной биметаллической оболочки, геометрическое и силовое единство которой обеспечивается гарантированным замыканием стыков вкладышей при затяжке подшипника.

Для определения температурных окружных напряжений в слоях вкладыша предложена формула:

$$\sigma_{\text{окит}} = \bar{E}_i \left[\nu_i N_0 / B_0 + (1 - \nu \nu_i) \alpha_n \Delta t_n - (1 + \nu_i) \alpha_i \Delta t \right] \quad (I)$$

где $i = 1, 2$ (1 - корпус вкладыша, 2 - антифрикционный слой); $\bar{E}_i, \nu_i$ - эффективный модуль упругости и коэффициент Пуассона материалов слоев; N_0, ν_0 - обобщенная температурная характеристика и приведенная жесткость при растяжении-сжатии биметаллической оболочки; ν - коэффициент поперечного сжатия оболочки; α_n, α_i - коэффициенты линейного расширения материалов постели и слоев оболочки; Δt - нагрев вкладыша в рассматриваемой точке; Δt_n - нагрев постели при работе двигателя.

Оценка напряженного состояния вкладыша произведена с учетом монтажной (от натяга, превышения диаметра вкладыша над диаметром постели D_0 , исходной непрямолинейности и некруглости вкладыша), рабочей (от давления масляного клина, деформации постели, различия температур, коэффициентов линейного расширения материалов постели, корпуса вкладыша и его антифрикционного слоя) и остаточной (внутренней) составляющих нагрузок. Показано, что суммарные окружные напряжения сжатия в антифрикционном слое часто достигают предела текучести, что неизбежно приводит к пластическим деформациям в этом слое и образованию во вкладыше остаточных напряжений. Поскольку антифрикционный слой является значительно более слабым звеном биметаллической системы, чем корпус вкладыша, формируемые в нем остаточные напряжения растяжения $\sigma_{ост}$ оказывают существенное влияние лишь на уменьшение $\Delta D_{ост}$ диаметра вкладыша в свободном состоянии. Влияние $\sigma_{ост}$ пропорционально толщине слоя δ_2 и уровню остаточных напряжений в нем (рис.1). Падение i и рост A связаны с необратимыми изменениями в корпусе вкладыша.

На основе теоретического анализа определено, что:

- для снижения суммарных окружных напряжений в слоях необходим метод технологического ограничения и обеспечения стабильности исходного диаметра вкладыша в свободном состоянии;
- снижение суммарных окружных напряжений сжатия в антифрикционном слое необходимо обеспечивать за счет формирования в слое технологических остаточных напряжений растяжения, противоположных по знаку рабочим (монтажным и температурным) напряжениям ;
- повышение релаксационной стойкости стальной основы необходимо обеспечивать снятием внутренней напряженности второго рода, возникающей как результат эффекта наклепа при пластических деформациях вкладыша в процессе его изготовления;
- для повышения стабильности геометрии вкладыша за счет

снижения эффекта биметалла необходимо, чтобы во вкладыше отношение толщины стальной основы и антифрикционного слоя было не менее пяти.

Исследовано распределение контактного давления P на стыке вкладыш-постель, которое через тепловую проводимость контакта оказывает существенное влияние на условия отвода тепла от вкладыша в постель и, следовательно, на работоспособность подшипника. Это давление состоит из давления P_1 от реализации натяга (рис.2), давления P_2 , определяемого различием температур вкладыша и постели и коэффициентов линейного расширения их материалов (P_{2p} - при равномерном распределении температур, P_{2np} - при неравномерном). Контактное давление по ширине вкладыша перераспределяется на величину P_3 при наличии непрямолинейности (в виде корсетности) образующей наружной поверхности вкладыша.

Найдены зависимости:

$$P_1 = -4K^4 D \lambda_{с max} / \pi \quad (2)$$

$$P_{2p} = 4K^4 D \alpha_n \Delta t_n R_0 - (1-\nu) N_0 / R \quad (3)$$

$$P_{2np} = 4K^4 D \alpha_n \Delta t_n R_0 - (1-\nu) (N_0 + \Gamma \sin \frac{\pi x}{\delta}) / R - \\ - \left(\frac{\pi}{\delta} \right)^2 B \sin \frac{\pi x}{\delta} \quad (4)$$

$$P_3 = AD \left[-5K^4 e^{-Kx} \left(1 - \sin \frac{\pi x}{\delta} \right) - 4K^3 \frac{\pi}{\delta} e^{-Kx} \cos \frac{\pi x}{\delta} - \right. \\ \left. - 6K^2 \left(\frac{\pi}{\delta} \right)^2 e^{-Kx} \sin \frac{\pi x}{\delta} + 4K \left(\frac{\pi}{\delta} \right)^3 e^{-Kx} \cos \frac{\pi x}{\delta} + \right. \\ \left. + \left(\frac{\pi}{\delta} \right)^4 e^{-Kx} \sin \frac{\pi x}{\delta} + 4K^4 \right] \quad (5)$$

Здесь K - коэффициент оболочки; D - приведенная жесткость биметаллической оболочки (вкладыш) при изгибе; $\lambda_{с max}$ - суммарная осадка вкладыша в постели; $\pi = 3,14$; R_0 - радиус постели; R - радиус нейтральной поверхности оболочки; δ - ширина оболочки (вкладыша); x - текущая координата по ширине оболочки; Γ и B - температурные характеристики оболочки.

Непрямолинейность образующей, проявляемая на вкладышах как корсетность (в связи с особенностями их закрепления при шлифовании наружной поверхности, а также в связи с необратимыми формоизменениями при аварийном перегреве на работающем дизеле), уменьшает плотность прилегания вкладыша к постели в его среднем по ширине сечении, т.е. в зоне максимальных тепловых и механических нагрузок. При допускаемой исходной корсетности 0,02 мм у коренного вкладыша дизеля ЧН 26/26 давление в центре на 16% ниже, чем на торцах; при корсетности 0,12 мм оно падает на неработающем двигателе до нуля. С увеличением корсетности на каждые 0,01 мм тепловая проводимость контакта уменьшается на 3,9%.

Корсетность образующей, контактное давление и тепловая проводимость контакта взаимосвязаны и изменение (качественное ухудшение) одной из этих характеристик приводит к изменению (ухудшению) остальных.

На основе накопленного опыта и в целях обеспечения гарантированной плотности прилегания вкладыша к постели предлагается в методику расчета параметров посадки ввести в качестве более обоснованного исходного (начального) расчетного параметра посадки статистически обобщенное минимальное контактное давление p_{min} на поверхностях соприкосновения вкладыша и постели в собранном узле. Это давление при монтаже складывается из давления p_q от контрольной нагрузки Q_0 , прикладываемой к стыку вкладыша при измерении натяга, и давления p_i от минимального натяга для вкладышей, установленных в постель с максимальным диаметром. Для достижения оптимума минимальное контактное давление (при монтаже) в подшипниках дизелей предлагается принимать в пределах 6...8 МПа. При этом верхние значения следует назначать для относительно более толстостенных вкладышей, т.к. с ростом изгибной жесткости вкладыша для обеспечения его прилегания к постели при наличии допустимых отклонений формы (некруглости, непрямолинейности образующей) требуются более высокие начальные усилия.

Максимальное значение контактного давления при монтаже (без учета дополнительного давления от нагрева вкладышей при работе двигателя), зависящее от p_{min} и допусков на диаметр постели и на натяг в посадке, ограничивается: с одной стороны уровнем окружных напряжений в слоях вкладыша по условию исключения остаточных деформаций в материале, а с другой — наиболь-

шими усилиями в соединительных болтах при затяжке разъемов подшипника.

Минимальное и максимальное значения натяга определяются по уравнениям:

$$i_{\min} = \frac{\pi(D_0 - \delta_{\text{пр}})^2}{4(E_1\delta_1 + E_2\delta_2)\xi} \left(p_{\min} - \frac{2Q_0}{D_0\beta} \xi \right) + \lambda_s + \lambda_t \quad (6)$$

$$i_{\max} = i_{\min} + 2\delta_{\Delta i} \quad (7)$$

где $\delta_{\text{пр}}$ - приведенная к стальному корпусу толщина вкладыша; $E_{1,2}$ и $\delta_{1,2}$ - модули упругости и толщины слоев вкладыша; ξ - коэффициент снижения контактного давления в условиях реальной жесткости постели; λ_s - доля натяга на компенсацию разницы окружной длины отверстия постели подшипника, изготовленной по верхнему предельному отклонению допуска, и фактической окружной длины отверстия контрольного приспособления для измерения натяга; λ_t - доля натяга на компенсацию положительной разницы окружной длины постели и круга из 2-х вкладышей за счет различий в температурном расширении при переходе в нагретое состояние при работе (учитывается лишь при $\alpha_n > \alpha_1$); $2\delta_{\Delta i}$ - допуск на натяг.

Методика учитывает температурные напряжения по формуле (I) и наличие остаточных (технологических) напряжений в антифрикционном слое.

Рекомендуемый уровень допускаемых суммарных окружных напряжений сжатия в слоях (монтажных, температурных и остаточных) составляет: 350 МПа для стального корпуса, 130 МПа - для бронзового антифрикционного слоя. Этот уровень учитывает повышение фактического предела текучести: в стальном корпусе - за счет резкого охлаждения после заливки бронзы в трубчатую заготовку, а также вследствие эффекта наклепа при всех операциях пластического деформирования в процессе изготовления вкладышей; в антифрикционном слое - за счет скрепляющего действия корпуса вкладыша.

В третьей главе экспериментально исследовано влияние характера нагрева вкладыша (равномерного - в свободном состоянии и установленного в постель, а также неравномерного по его ширине, толщине и окружной длине - в специальной установке) на стабиль-

ность формы образующей его наружной поверхности. Показано, что наблюдаемое в эксплуатации увеличение корсетности образующей является результатом неравномерного аварийного нагрева вкладыша, при котором за счет большей монтажной и тепловой напряженности антифрикционного слоя и внутренних слоев корпуса вкладыша в них происходят пластические деформации. При пределе текучести материала корпуса вкладыша 350 МПа и уровне монтажных напряжений во внутренних слоях корпуса вкладыша 300 МПа это имеет место при перепаде температур между наиболее нагретыми слоями корпуса вкладыша и постелью 25–30°C. Равномерный нагрев вкладыша в постели и в свободном состоянии не изменяет формы его образующей.

Исследовано температурное состояние вкладышей и постели коренных подшипников двигателя ЧН 26/26. Испытаны четыре варианта вкладышей, в т.ч. вкладыши фирмы Брауншвейгер (ФРГ), при нормальных и экстремальных условиях по температуре масла, зазору в подшипнике, ступенчатости коренных опор блока, при различной непрямолинейности образующей вкладыша, различном материале коленчатого вала (чугун и сталь) на установившихся и переходных режимах по тепловозной и нагрузочной характеристикам до среднего эффективного давления 1,64 МПа. Измерение температур проводилось хромель-копелевыми термопарами и фиксировалось электронным потенциометром.

Показано, что температура вкладыша:

- возрастает с увеличением температуры масла перед двигателем (на выходе из двигателя) и нагрузки, снижением количества прокачиваемого через подшипник масла, уменьшением установочного зазора в подшипнике;

- зависит от его конструктивной формы (тип расточки рабочей поверхности, ширина вкладыша) и эксплуатационных (или установочных) факторов (зазор в подшипнике, величина ступенчатости соседних коренных опор, наличие отклонений от прямолинейности образующих вкладыша или постели);

- практически не зависит от частоты вращения на холостом ходу, толщины вкладыша;

- увеличивается на режимах наброса нагрузки.

Установлено что:

- между вкладышем и поверхностью постели на стационарном режиме при $P_{ср} = 1,24$ МПа в наиболее нагретой зоне вкладыша перепад температур составляет 4–5°C, а на режиме наброса на-

грузки 5-6°C;

- с ростом непрямолинейности образующей наружной поверхности вкладыша с 0,02 до 0,07 мм перепад температур на поверхности контакта вкладыша и постели достигает 7-8°C, а температура вкладыша возрастает на 7°C.

Для расчета параметров посадки вкладышей перепад температур между вкладышем и постелью рекомендуется принимать в пределах 5-10°C.

Исследовано упругое изменение исходной непрямолинейности (корсетности), равной 0,092, 0,106 и 0,150 мм, и монтажное контактное давление на стыке вкладыш-постель. На первом этапе при затяжке вкладышей в шатуне производилась запись окружных деформаций рабочей (внутренней) поверхности вкладыша, а также контроль монтажных деформаций (усилий) в болтах методом электро-тензометрирования. Изменение зазора между вкладышем в его среднем сечении и постелью (уменьшение корсетности образующей вкладыша) контролировалось индикаторной головкой с ценой деления 2 мкм. На втором этапе при нагружении на испытательной машине известными усилиями, прикладываемыми к стыкам вкладыша, производилась запись окружных деформаций рабочей поверхности вкладыша и выбора зазора между вкладышем и постелью. Окружная деформация рабочей поверхности вкладыша являлась связующим звеном между усилиями в болтах при затяжке на первом этапе и усилиями на стыке вкладыша при затяжке на втором этапе.

Контактное давление между вкладышем и постелью в среднем сечении определяется по формуле:

$$p = \frac{2(P_{ок} - P_k)}{D_0 b} e^{-f\pi/2} \quad (8)$$

где $P_{ок}$ - усилие, действующее на стык вкладыша при окончательной затяжке; P_k - усилие на стык, соответствующее выбору зазора (корсетности) между вкладышем и постелью; f - коэффициент трения между вкладышем и постелью; $e = 2,72$.

Показано, что корсетность 0,150 мм полностью не выбирается при затяжке постели; это отрицательно сказывается на отводе тепла в постель и приводит к переменному изгибу вкладыша под действием масляного клина.

С целью экспериментальной оценки уровня суммарных напряжений, при которых основные геометрические параметры i и $D_{св}$

в результате необратимых изменений на двигателе не выходят за допустимые пределы, проведен нагрев в печи установленных r ша-
тун вкладышей с различными исходными значениями i и $D_{св}$ при
различных температурах нагрева с фиксацией этих параметров до
и после нагрева. Оценка проводилась путем сравнения расчетного
уменьшения (по данным экспериментов) монтажных напряжений при
посадке вкладыша в постель с фактическими i и $D_{св}$ до и после
нагрева с уровнем снижения напряжений, который определяется
допустимым изменением геометрических параметров. Эти изменения
приняты: при минимальных значениях i и $D_{св}$ (по допуску на из-
готовление) — Δi не более 0,03 мм, $\Delta D_{св}$ — не более 0,3 мм, при
максимальных значениях i и $D_{св}$ — соответственно 0,03 и 1,0 мм.

Показано уменьшение расчетных напряжений, найденных по ре-
зультатам обмера вкладышей до и после их работы в эксплуатации
в течение 16–20 тыс. часов.

Выполненные исследования совместно с испытаниями стандарт-
ных образцов из материалов слоев позволили выбрать допустимый
уровень окружных напряжений сжатия в слоях вкладыша, рекомен-
дованный в методике расчета параметров посадки.

Выполнена оценка погрешностей измерений при эксперимен-
тальных исследованиях.

В четвертой главе разработаны меры обеспечения стабильно-
сти геометрических параметров i , $D_{св}$. Поставленная во вто-
рой главе задача ограничения и стабилизации диаметра вкладыша
в свободном состоянии решается применением операции пластичес-
кого обжатия его заготовки. Выполнение этой операции возможно
в двух вариантах: обжатие протягиванием круговой заготовки —
обечайки через фильеру (рис.3) или обжатие заготовок после
разрезки обечайки приложением усилий к стыкам (рис.4). Пласти-
ческое обжатие "стирает" в слоях заготовки вкладыша неопреде-
ленную внутреннюю напряженность от предыдущих операций залив-
ки бронзы в стальную заготовку, правки и механической обработ-
ки и после снятия нагрузки за счет различия механических
свойств (модуль упругости, предел текучести) формирует в слоях
остаточные напряжения, при этом обеспечивается высокая ста-
бильность исходного напряженного состояния и диаметра в сво-
бодном состоянии в плоскости стыков, что позволяет снизить его
верхний предел. Даны методики расчета нагрузок и напряжений в
слоях заготовки вкладыша на этапах обжатия и разгрузки, а так-
же окружных напряжений в слоях после пластического обжатия.

Проведено экспериментальное исследование операции пластического обжатия (рис.5), подтвердившее теоретические обоснования. В качестве контрольного параметра при обжатии рекомендуется принимать величину окружной пластической деформации (осадки), которая должна быть в пределах 2,2-2,8% окружной длины заготовки вкладыша при обжатии по варианту рис.3 или 1,5-2,0% окружной длины обечайки при обжатии по варианту рис.4.

Пластическое обжатие, также как и другие, применяемые при изготовлении вкладышей, технологические операции деформирования (правка, формовка), вызывает наклеп стальной основы, который в дальнейшем при хранении вкладышей и, главным образом, при работе двигателя вызывает старение материала стальной основы. Этот процесс сопровождается остаточным уменьшением натяга и диаметра в свободном состоянии. Для исключения этого явления из стадии работы двигателя необходимо проводить искусственное старение-термообработку вкладышей на завершающих стадиях их изготовления, т.е. до постановки на двигатель.

Изучение силового взаимодействия слоев биметалла и процессов релаксации напряжений в антифрикционном слое при термообработке позволило предложить ее как способ формирования в антифрикционном слое остаточных напряжений растяжения более высокого уровня, чем при пластическом обжатии. Суть способа заключается в использовании различия коэффициентов линейного расширения материалов слоев биметалла вкладыша. При нагреве необходимо достичь такого уровня напряжений сжатия в антифрикционном слое, который обеспечил бы во время термообработки их релаксацию при упругом состоянии стальной основы. Последующее охлаждение вкладыша в этом случае сопровождается образованием в антифрикционном слое остаточных напряжений растяжения. Для достижения поставленной цели напряжения сжатия в слое при термообработке должны быть близки суммарным напряжениям на работающем двигателе, а температура нагрева выше температуры подшипника в рабочих условиях. Для повышения сжимающих напряжений в антифрикционном слое при термообработке пластически обжатых вкладышей было предложено исключить тепловое расширение вкладыша с одновременным уменьшением исходного диаметрального размера за счет установки вкладыша при термообработке в приспособление, т.е. производить установку с начальным заневоливанием по схеме, показанной на рис.6. Полное заневоливание при термообработке состоит из начального заневоливания и теплового за-

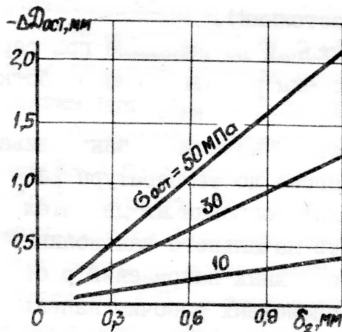


Рис.1

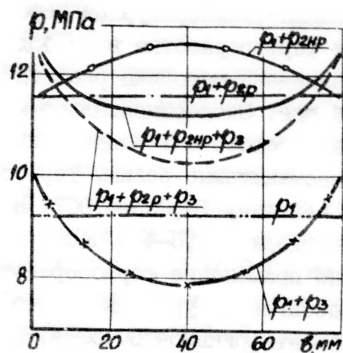
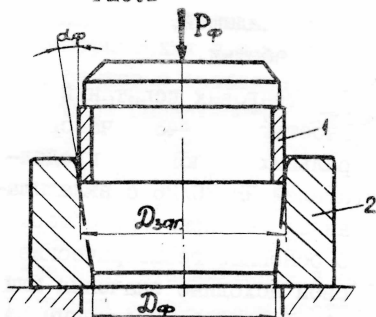
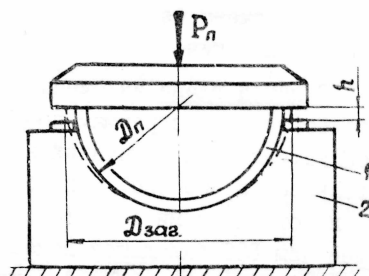


Рис.2



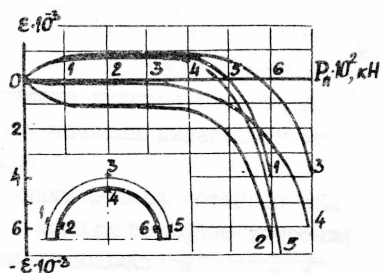
1-заготовка вкладышей; 2-фильера

Рис.3



1- заготовка вкладыша
2- полупостель

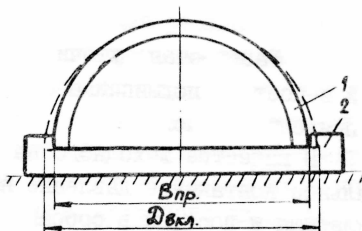
Рис.4



ϵ -окружная деформация в заготовке вкладыша при пластическом обжатии

1-6 - места установки тензорезисторов

Рис.5



1-вкладыш; 2- приспособление

Рис.6

неволивания (температурной деформации вкладыша в плоскости стыков при термообработке в свободном состоянии).

Приведена методика расчета напряжений во вкладыше при термообработке. Экспериментально исследованы режимы термообработки и уровень остаточных напряжений.

Рекомендуемые режимы термообработки: начальное заневоливание на величину $(0,005-0,007) D_0$, нагрев до температуры $245-255^{\circ}\text{C}$, выдержка 3,5-4,5 часа; для малофорсированных двигателей возможно применение термообработки без начального заневоливания. Достижимый уровень остаточных окружных напряжений растяжения в антифрикционном слое, противоположных рабочим напряжениям сжатия, составляет: 50 МПа для термообработки в заневоленном состоянии и 30 МПа для термообработки в свободном состоянии.

Предложена технология изготовления вкладышей, включающая операции пластического обжатия и термообработки.

В пятой главе изложены результаты стендовых испытаний по форсированным программам продолжительностью 1100-4300 часов и эксплуатационных испытаний на магистральных тепловозах продолжительностью 400 тыс. км пробега двигателей ЧН 26/26 с вкладышами, изготовленными с учетом разработанных мероприятий. Обмеры более чем 800 вкладышей показали, что основные геометрические параметры (i , $D_{\text{св}}$, A) сохраняют свои исходные значения или изменяются незначительно. Бракование вкладышей по указанным параметрам полностью прекратилось. Ресурс вкладышей по геометрическим параметрам более не ограничивается.

ВЫВОДЫ

1. Разработана уточненная методика расчета посадки вкладышей в постели подшипника с определением предельных натягов и напряжений в слоях.

В качестве исходного параметра для расчета принято минимальное контактное давление на поверхностях соприкосновения вкладыша и постели в собранном узле. Суммарные напряжения в слоях определяются с учетом основных составляющих: монтажных, температурных и остаточных (технологических).

Рекомендуется максимальные суммарные окружные напряжения сжатия в рабочем состоянии принимать на уровне 130 МПа для бронзового антифрикционного слоя и 350 МПа для стальной основы.

2. Исследовано температурное состояние различных конструк-

тивных вариантов вкладышей и постели двигателя ЧН 26/26 при нормальных и экстремальных условиях по плотности прилегания вкладыша к постели, зазору в подшипнике, взаимному расположению поверхностей трения вкладыша и коленчатого вала, температуре масла на установившихся и переходных режимах.

Показано, что на стыке вкладыш-постель в наиболее нагретой зоне вкладыша имеется перепад температур $4-5^{\circ}\text{C}$ на стационарном режиме при $p_{\text{ем}} = 1,24 \text{ МПа}$ и $5-6^{\circ}\text{C}$ на режиме наброса нагрузки.

Определена взаимосвязь между непрямолинейностью образующей наружной поверхности вкладыша, контактным давлением и температурой вкладыша. Показано, что с ростом исходного значения непрямолинейности (корсетности) образующей с $0,02$ до $0,07 \text{ мм}$ перепад температур на поверхности контакта вкладыша и постели увеличивается на 3°C , а температура вкладыша — на 7°C . С увеличением корсетности образующей на $0,01 \text{ мм}$ тепловая проводимость контакта уменьшается на $3,9\%$.

3. Определены причины необратимых изменений основных геометрических параметров вкладышей: натяга, диаметра в плоскости стыков в свободном состоянии, непрямолинейности образующей наружной поверхности. Показано, что эти изменения являются следствием разовых пластических деформаций и процессов релаксации.

4. На основе выполненных исследований разработаны:

- способ пластического обжатия заготовок вкладышей для исключения неопределенности внутреннего напряженного состояния вкладыша, стабилизации и ограничения верхнего предела диаметра вкладыша в свободном состоянии при его изготовлении. За контрольный параметр при обжатии следует принимать величину осадки, равную $2,2-2,8\%$ окружной длины заготовки — вкладыша ($1,1-1,4\%$ на каждый стык) или $1,5-2,0\%$ окружной длины заготовки-обечайки;

- способ термообработки вкладыша перед финишными операциями механической обработки с целью завершения релаксационных процессов в стальной основе вкладыша до его постановки на двигатель, а также для формирования в антифрикционном слое остаточных напряжений растяжения, противоположных рабочим напряжениям сжатия.

Термообработку вкладышей форсированных двигателей следует проводить в заневоленном состоянии за счет установки их в приспособление с одновременным уменьшением исходного диаметра в свободном состоянии на величину $(0,005-0,007) D$.

5. На способ изготовления вкладышей, включающий операции пластического обжатия и термообработки, получено авторское сви-

детельство № 949237.

Методика расчета посадки вкладышей, операции пластического обжатия и термической обработки введены в отраслевой стандарт ОСТ 24.067.40-84 "Вкладыши коренных и шатунных подшипников дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия".

6. Применение способа изготовления вкладышей с использованием операций пластического обжатия и термообработки повышает допустимый уровень нагрузок на подшипники, что расширяет возможности дальнейшего форсирования двигателей по рабочему процессу.

7. Разработанные рекомендации внедрены на ПО "Коломенский завод", что позволило исключить бракование вкладышей двигателей по определяющим геометрическим размерам и обеспечить практически неограниченный их ресурс по этим параметрам.

Годовой экономический эффект от внедрения разработанных мероприятий составляет 152 тыс.руб.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Быков В.Г., Салтыков М.А., Горбунов М.Н. Причины необратимых формоизменений тонкостенных вкладышей и пути повышения надежности подшипников высоконагруженных дизелей // Двигателестроение.- 1980.- № 6.- С.54-57.

2. А.с. 949237 СССР, МКИ³ F 16 C 33/14. Способ изготовления вкладышей подшипников скольжения /М.А.Салтыков, В.Г.Быков, М.Н.Горбунов, А.Ф.Ермаков и Г.П.Котельникова; Коломенский тепловозостроит.з-д им.В.В.Куйбышева (СССР).- № 2636517/25-27; Заявл. 30.06.78; Опубл. 07.08.82, Бюл. № 29.- 4с.- УДК 621.822.5(088.8).

3. ОСТ 24.067.40-84 Вкладыши коренных и шатунных подшипников дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия.- Введ. 01.01.86.- Л.: Изд-во ЦНИДИ, 1984.- 32с.: ил.- УДК 621.822-2. Группа Г84(47) СССР.

4. Быков В.Г., Салтыков М.А., Горбунов М.Н. Новый способ обеспечения стабильности геометрических параметров вкладышей для высоконагруженных дизелей // Двигателестроение.- 1985.- № 3.- С.32-35, 48.

5. Быков В.Г., Салтыков М.А. Уточненная методика расчета посадки тонкостенных вкладышей коленчатых валов дизелей // Двигателестроение.- 1985.- № 10.- С.60-62.

