

1547278

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени государственный
технический университет им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Иванченко Александр Борисович

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЕРМОУСТАЛОСТНОЙ
ПРОЧНОСТИ ПОРШНЕЙ ФОРСИРОВАННЫХ
ДИЗЕЛЕЙ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1995

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.

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

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор К.И.Романов;
кандидат технических наук,
начальник сектора АО ВНИИМП
В.И.Панин

Ведущее предприятие - НИКИД, г.Владимир.

Защита состоится "25" мая 1995 г. в 14 часов
на заседании специализированного совета К. 053. 15. 05 "Тепловые
машины и теоретические основы теплотехники" при Московском госу-
дарственном техническом университете им. Н.Э.Баумана.
107005 Москва, Лефортовский район, Ленинский проспект, 15,
строение".

С диссертацией
им Н.Э.Баумана.

Отзывы на автореферат
просьба направлять
д.5, МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат раз

Ученый секретарь
специализированного
состава
К.Т.Н., доцент

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1547278

Иванченко А.Б. Методика оц

1547278

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Постоянный рост уровня форсирования современных автомобильных и тракторных дизелей приводит к повышению термомеханической напряженности наиболее ответственных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Многократные циклические воздействия тепловых и механических нагрузок приводят к термомеханической усталости материала деталей ЦПГ и образованию усталостных трещин. Поршень наиболее подвержен усталостному разрушению, что вызывает существенное снижение ресурса дизеля при повышении его мощностных показателей.

Для решения проблемы повышения термостойкости поршней и увеличения их долговечности предлагается методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей, позволяющая исследовать тепловое и напряженно-деформированное состояние (ТНДС) поршня на стационарных и нестационарных режимах нагружения, учитывая двухчастотный характер нагружения, определить локальные зоны с высокой концентрацией напряжений и амплитуду возникающих в этих зонах упругопластических деформаций, а также произвести расчет ресурса поршня до появления трещины.

Использование такой методики позволяет на этапе проектирования поршней производить анализ эффективности конструктивных мероприятий, направленных на повышение их термостойкости и долговечности.

Диссертационная работа выполнялась в МГТУ им. Баумана на кафедре "Поршневые и комбинированные двигатели".

Цель работы - разработка методики расчетной оценки термоусталостной прочности поршней, а также методики термоциклических ресурсных испытаний поршней на безмоторном тепловом стенде (БТС).

Научная новизна. Предложена методика оценки термоусталостной прочности поршней, позволяющая на стадии проектирования учесть влияние на НДС поршня и его повреждаемость следующих факторов: воздействие нестационарного температурного нагружения, воздействие высокочастотной температурной составляющей, обусловленной протеканием рабочего процесса, воздействие газовых сил.

Разработан приближенный метод определения параметров цикла упругопластического деформирования материала поршня в локальных зонах с высокой концентрацией напряжений на основании применения принципа Нейбера и кривой циклического деформирования.

Предложен метод оценки усталостной долговечности поршня в условиях двухчастотного нагружения.

Разработана экспериментальная методика проведения ресурсных испытаний поршней на БТС.

Практическая ценность. Разработанная методика оценки термоусталостной прочности позволяет определить ТНДС и ресурс поршней на этапе проектирования с учетом практически всех составляющих спектра нагружения, характерного для деталей, образующих КС.

Определена степень воздействия различных факторов нагружения на повреждаемость поршня.

Создан комплекс программы, реализующий теоретические положения разработанной методики, адаптированный для ЭВМ серии ЕС и персональных ЭВМ, совместимых с IBM.

Предложенная экспериментальная методика проведения ресурсных испытаний позволяет моделировать на БТС условия нагружения, эквивалентные по повреждающему воздействию условиям на двигателе.

Экспериментально получены характеристики цикла нагружения (изменение температурного поля и динамика развития деформаций) поршня с КС типа ЦНДИ и определена его долговечность.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследования и программное обеспечение использовались в госбюджетных и хозяйственных работах, выполненных в НИИ ЭМ при МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы. Основные результаты и содержание диссертационной работы обсуждались на Всесоюзном научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (г.Владимир, 1989), научно-техническом семинаре "Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей" (Ленинград-Пушкин, 1990), научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (г.Владимир, 1993), а также, в результате проведенного конкурса грантов по фундаментальным исследованиям в области транспортных наук 1993 г. разработанная методика была отмечена грантом по разделу "Транспортная техника".

Публикации. По теме диссертации опубликованы статьи, тезисы докладов.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, списка литературы, приложения; содержит 33 страницы текста, 66 рисунков, 4 таблицы и списка литературы из 121 наименования.

Во введении раскрывается актуальность темы, поставлены цель и задачи исследования.

Первая глава посвящена анализу причин разрушения поршней форсированных дизелей в процессе эксплуатации, анализу существующих расчетных и расчетно-экспериментальных методик, позволяющих оценить ресурс поршня и других деталей камеры сгорания (КС), а также обзору конструкций безмоторных тепловых стендов (БТС) для физического моделирования условий нагружения деталей КС.

При работе автомобильных и тракторных дизелей в условиях эксплуатации наиболее характерными являются неуставившиеся режимы, сопровождающиеся значительными колебаниями максимального давления сгорания, скоростного режима и температуры деталей КС. Для поршня, как наиболее напряженной в тепловом отношении детали, выполненной из легкого алюминиевого сплава с относительно невысокими прочностными характеристиками, такой характер нагружения наиболее неблагоприятен, тем более с учетом высокого уровня форсирования современных дизелей.

Проведенный анализ показывает, что основной причиной разрушения является возникновение в днищах поршней усталостных трещин в результате комплексного воздействия температурных и механических напряжений, из которых основными являются следующие:

- напряжения, обусловленные стационарным температурным полем на установившихся режимах;
- температурные напряжения, характерные для неуставившихся режимов и зависящие от частоты и скорости изменения нагрузки дизеля;
- циклические напряжения, обусловленные колебаниями температуры в верхнем слое днища в течение каждого рабочего цикла;
- напряжения, вызванные воздействием газовых сил.

Для исследования теплонпряженного состояния поршней и других деталей КС все большее применение находят БТС, позволяющие с удовлетворительной точностью моделировать тепловое нагружение деталей КС. Существующие БТС можно классифицировать по используемым источникам теплоты (электрические и химические) и по характеру нагружения (стационарные и динамические).

Наиболее совершенными стендами, использующими жидкое и газо-

образное топливо в качестве источника теплоты являются стенды фирмы SEMT и стенд ЦНИИ МПС.

Большим разнообразием конструкций отличаются БТС, использующие электрические источники теплоты: индукционный нагрев токами высокой частоты, применение электронагревательных элементов (спиралей, силтовых стержней) и радиационный нагрев от галогеновых ламп. Сравнение характеристик стендов, использующих различные электрические источники теплоты, показывает, что радиационный нагрев с использованием галогеновых ламп дает ряд преимуществ:

- к.п.д. нагревателя достигает 60%;
- галогеновые лампы имеют приемлемую инерционность, что позволяет на стенде моделировать нестационарные режимы нагружения;
- проще организовать необходимое распределение теплового потока по поверхности дна поршня.

Наибольший интерес представляют БТС МАМИ и ХПИ, использующие галогеновые лампы и позволяющие проводить длительные ресурсные испытания поршней на нестационарных режимах, благодаря ряду оригинальных конструктивных решений и использованию системы автоматического управления режимами нагружения.

Прочностная оценка поршней и других деталей, образующих КС, до недавнего времени сводилась к расчету их НДС от температурного воздействия, воздействия газовых и инерционных сил на установившихся режимах и определения коэффициентов запаса по пределам прочности, текучести, усталости, длительной прочности.

Одной из первых работ по оценке долговечности деталей КС, то есть расчету количества циклов или времени до наступления предельного состояния при работе двигателя по заданному режиму или набору режимов, является работа М.А.Сальникова. Им предложена расчетно-экспериментальная методика, основанная на результатах эксперимента и термоупругого расчета методом конечных элементов (МКЭ). Для реализации ее основных положений необходимы результаты длительных трудоемких экспериментов, в том числе, на горячем двигателе в реальных условиях эксплуатации, что ограничивает возможность ее применения.

В работе В.П.Белова предложена расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобильных и тракторных дизелей. Для оценки повреждений от малоцикловой усталости использовался деформационно-кинетический критерий, разработанный коллективом авторов Института машиноведения АН СССР,

основанный на гипотезе суммирования усталостных и квазистатических повреждений. Необходимые данные для аналитической оценки термостойкости поршня получаются из расчета ТНДС поршня МКЭ в осесимметричной постановке, а также из экспериментальных исследований на БТС. Для расчета НДС поршня использовалась теория течения с кинематическим упрочнением. Отмечается удовлетворительная сходимость расчетных и экспериментальных данных. Заслуживает внимания методика оценки термостойкости поршней на нестационарных режимах работы, изложенная в работе А.А.Лизунова. Данная методика основана на математической модели накопления повреждений, разработанной В.С.Бондарем. В этой модели реализован энергетический подход. Моделью учитываются процессы накопления повреждений, их "залечивания", охрупчивания материала поршня, а также описываются закономерности циклической пластичности и ползучести. Использование в данной методике двенадцати функциональных зависимостей, которые определяются из базовых экспериментов, ограничивают ее применение в расчетной практике.

Методика прогнозирования долговечности поршней дизелей, предложенная в работе С.В.Палонова, использует универсальные эмпирические зависимости позволяющие оценить составляющие суммарной долговечности: статическую долговечность, циклическую долговечность и остаточную долговечность (живучесть). Для оценки статической долговечности используется выражение кривой длительной прочности, циклическая составляющая определяется из модифицированного уравнения Мэнсона, в представлении Р.А.Дульнева, живучесть оценивается выражением, устанавливающим связь между количеством циклов нагружения и скоростью распространения трещины, которое справедливо только для поршней с КС типа ПНИДП, что не позволяет применить данную методику для поршней других конструкций. В методике используются результаты расчета ТНДС поршня МКЭ.

На основании выполненного обзора были сформулированы следующие задачи исследования:

1. Развитие методики и программного обеспечения конечно-элементного расчета ТНДС, позволяющих учитывать двухчастотный характер нагружения поршня при работе двигателя на неуставившихся режимах.
2. Разработка метода определения параметров цикла упругопластического деформирования материала поршня в локальных зонах с высокой концентрацией напряжений, а также в зонах конструк-

тивных концентраторов на основе конечно-элементного расчета НДС в "упругой" постановке.

3. Выбор и обоснование критерия для оценки термоусталостной прочности поршней в условиях двухчастотного нагружения.
4. Разработка методики безмоторных испытаний с использованием БТС для экспериментального исследования теплового и деформированного состояния поршня.
5. Дальнейшее конструктивное развитие БТС, позволяющее с высокой точностью автоматически отслеживать заданный температурный режим во время ресурсных испытаний поршня.
6. Проведение расчетного исследования для определения степени влияния на НДС поршня различных факторов нагружения, а также проверки основных положений методики оценки термоусталостной прочности поршней.

Во второй главе представлены основные положения методики оценки термоусталостной прочности поршней автомобильных и тракторных дизелей, алгоритм которой позволяет проводить многовариантные сравнительные расчеты при проектировании и доводке поршней с целью оценки их ресурса при различном конструктивном исполнении. Долговечность или ресурс поршня определяется количеством циклов нагружения до достижения предельного состояния. Предельное состояние определяется появлением трещины длиной 0,5-1 мм.

Алгоритм методики включает следующие этапы:

- расчет изменения теплового состояния поршня за цикл нагружения, учитывающий двухчастотный характер нагружения;
- расчет НДС поршня в заданные моменты времени цикла для определения уровня и размаха упруго-пластических деформаций, возникающих в зонах концентрации напряжений;
- расчет усталостной долговечности поршня с использованием деформационного критерия Коффина-Мэнсона, выраженного модифицированными уравнениями Морроу, и линейной гипотезы суммирования повреждений;
- методы определения констант, входящих в рабочие уравнения методики.

Тепловое состояние поршня определялось в результате решения нестационарной задачи теплопроводности МКЭ. Алгоритм решения учитывает нелинейность первого рода, обусловленную зависимостью от температуры коэффициентов теплопроводности, удельной теплоемкости и плотности материала поршня, а также позволяет учитывать

нелинейность второго рода, то есть зависимость граничных условий (ГУ) от температуры.

При определении НДС поршня использовался общепринятый метод решения задач теории упругости МКЭ, связанный с минимизацией потенциальной энергии системы при отыскании узловых значений вектора перемещений. В алгоритмах, связанных с расчетом теплового и НДС поршня МКЭ, используется осесимметричная постановка.

Одним из основных этапов прочностной оценки поршней в условиях циклического неизотермического нагружения является определение амплитуды упруго-пластической деформации в зонах концентрации напряжений. Для этого используется принцип Нейбера, обобщенный для различных случаев неоднородного напряженного состояния, имеющий вид:

$$\sigma_r/E = \epsilon_y^m (\epsilon_y + \epsilon_{пл})^{1-m}, \quad (1)$$

где σ_r - амплитуда напряжений, определяемая на основании гипотезы Губера-Мизеса-Генки по результатам расчета НДС МКЭ;

ϵ_y - упругая составляющая амплитуды суммарной упруго-пластической деформации;

$\epsilon_{пл}$ - амплитуда пластической деформации;

E - модуль упругости;

m - показатель, зависящий от условий нагружения, принимает значения от 0 до 1.

Для оценки усталостной долговечности поршней в предлагаемой методике используются уравнения Мэнсона в форме, предложенной Дж. Морроу. Данные уравнения модифицированы на основании работ Поспишила Б., А.П.Квитки, в которых показано, что предел усталости связан с существованием так называемой обратимой неповреждающей пластической деформации, которая реализуется движением дислокаций и представляет собой деформационный предел усталости. Амплитуда этой обратимой пластической деформации имеет порядок 10^{-5} , для ряда сталей и поршневых сплавов ее величина $(3-4) \cdot 10^{-5}$. Модифицированное уравнение Морроу имеет вид:

$$\epsilon = \epsilon_y + \epsilon_{пл.р} + \epsilon_{пл.н} = \sigma_r/E(2N_r)^b + \epsilon_f(2N_r)^c + \epsilon_{пл.н}. \quad (2)$$

где $\epsilon_{пл.р}$ - амплитуда разрушающей пластической деформации;

$\epsilon_{пл.н}$ - амплитуда неразрушающей пластической деформации;

N_p - разрушающее число циклов;
 b_f, e_f, b, c - константы материала.

При асимметричном циклическом нагружении амплитуда цикла корректируется коэффициентом влияния асимметрии цикла, полученным на основании формулы Смита.

$$b_a \text{ г экв} = a b_a \text{ г}; \quad (3)$$

$$a = \sqrt{b_{\max}/b_a}, \quad (4)$$

где a - коэффициент влияния асимметрии цикла,

$b_{\max}$ - действительное максимальное напряжение цикла,

b_a - действительная амплитуда напряжений цикла.

Если в результате расчета $a < 1$, принимается $a = 1$. Значения $b_{\max}$, b_a определяются на основании использования модифицированного уравнения Нейбера (1).

Допустимое число циклов находится из выражения, являющегося результатом совместного решения уравнений (1), (2), (3):

$$b_a \text{ г экв} = (b_f [(2N_p)^c + \epsilon_{пл \text{ н}}/\epsilon_f]^{b/c})^m (b_f [(2N_p)^c + \epsilon_{пл \text{ н}}/\epsilon_f]^{b/c} + E [\epsilon_f (2N_p)^c + \epsilon_{пл \text{ н}}])^{1-m}. \quad (5)$$

Уравнение (5) решается итерационным методом Ньютона-Рафсона.

Детали КС подвержены двухчастотному нагружению. При таком виде нагружения условие разрушения (образование трещины) на основании работ С.В.Серенсена, М.М.Гаденина имеет вид:

$$A = \int_0^{N_p} dN/N_p(\tau, T, \epsilon_a(N)) + \int_0^{N_p^*} dN^*/N_p^*(\tau, T, \epsilon_a^*(N^*)), \quad (6)$$

где ϵ_a - полная амплитуда упругопластических деформаций при двухчастотном нагружении;

ϵ_a^* - амплитуда деформаций от высокочастотной составляющей температурного нагружения;

N_p - допустимое число циклов, соответствующее нагружению амплитудой напряжений b_a от суммарного воздействия высокочастотным и низкочастотной составляющих;

N_p^* - допустимое число циклов, соответствующее нагружению амплитудой напряжений b_a^* от воздействия высокочастотной температурной составляющей;

N - число циклов низкой частоты до появления усталостной трещины;

N^* - число циклов высокой частоты до появления усталостной трещины;

Значение суммарной долговечности A может приниматься равным 1, что позволяет с удовлетворительной для инженерных расчетов точностью оценить ресурс поршня до появления усталостной трещины. Истинное значение A может отличаться от 1, что связано с приближенностью гипотезы линейного суммирования повреждений, а также неучтенным влиянием таких процессов, как релаксация напряжений, циклическое упрочнение и разупрочнение материала.

Во второй главе приведен анализ расчетных и расчетно-экспериментальных методов определения констант b_f , e_f , b , c , а именно, выражений Мэнсона, Биргера, Дуднева, по экспериментальным кривым усталости и др. Значения используемых констант соответствуют эффективной температуре цикла, определяемой выражением:

$$T_{\text{эф}} = (3 T_{\text{max}} + T_{\text{min}}) / 4, \quad (7)$$

где T_{max} , T_{min} - максимальная и минимальная температуры цикла. Для определения показателя степени m проводится предварительный расчет НДС поршня на первом полупериоде нагружения, то есть при постоянном возрастании нагрузки, в нелинейной постановке по деформационной теории пластичности. Деформационная теория пластичности реализуется в рамках МКЭ при использовании метода переменных параметров упругости. Получив из расчета величины суммарной и пластической деформаций, определяют показатель m для каждого концентратора напряжений.

В третьей главе представлены описание экспериментальной установки методика и результаты экспериментальных исследований.

В ходе эксперимента на БЭС исследовались тепловое и деформированное состояния поршня тракторного дизеля 4ЧН11/12,5 с КС типа ПНИДИ при неадиабатическом циклическом нагружении, а также проводились ресурсные испытания этого поршня.

В качестве источника теплоты на стенде применялся нагреватель с кварцевыми галогеновыми лампами накаливания типа КГ-220-2000. Стенд был оснащен системой автоматического управления (САУ), состоящей из аналоговых регуляторов температуры Р 133, электронных реле времени, блоков управления тиристорными усилителями и собственно тиристорных усилителей У-252, которая позволяет задавать значения максимальной и минимальной температур цикла нагружения, длительность периодов наброса и сброса нагрузки и автоматически отслеживать введенные параметры.

Для поршня была изготовлена индивидуальная рубашка охлаждения, которая подключалась к замкнутой системе охлаждения, имеющей холодильник, нагреватель, водяной насос и позволяющей поддерживать постоянными температуру, расход и давление охлаждающей жидкости. При исследовании температурного поля поршня применялись хромель-алюмелевые термопары, установленные в 28 контрольных точках, и осуществлялась непрерывная регистрация температур.

Для определения амплитуды деформаций на кромке КС использовались приклеиваемые высокотемпературные тензорезисторы ТВК-450 с базой 5 мм. Чтобы исключить температурную составляющую в выходном сигнале рабочего тензорезистора, в мостовую схему был включен компенсационный тензорезистор. При измерении осуществлялся контроль температур рабочего и компенсационного тензорезисторов.

Измерения проводились на двух режимах. На режиме 1 моделировалось изменение теплового состояния поршня при набросе нагрузки с режима холостого хода на режим номинальной мощности и обратно, согласно имеющимся результатам термометрирования, полученным на двигателе. Чтобы учесть влияние высокочастотной составляющей, обусловленной протеканием рабочего процесса в КС дизеля, на НДС поршня, на режиме 2 температура кромки увеличивалась на 20°C (величина амплитуды температурной высокочастотной составляющей), температура же боковой поверхности поршня оставалась неизменной за счет интенсификации процесса охлаждения. Уровень деформаций кромки КС на этом режиме соответствует деформированному состоянию при двухчастотном нагружении.

Изменение теплового и деформированного состояния кромки КС на режимах 1 и 2 приведено на рис.1. Относительная погрешность при измерении температуры составила 2%, относительная погрешность измерения деформаций - 14%.

Одной из задач эксперимента было проведение ресурсных испытаний поршня до зарождения трещины. Поршень нагружался по режиму 2, при этом осуществлялся контроль температур. В качестве предельного состояния принималось появление трещины длиной 0,5-1 мм. Появление трещины длиной 0,8 мм было обнаружено через 1680 циклов на кромке КС рядом с осью симметрии, перпендикулярной оси поршневого пальца.

В четвертой главе проведен анализ теплового и НДС поршня дизеля 4ЧН 11/12,5 при двухчастотном неизотермическом нагружении и проведена оценка его долговечности по изложенному выше алгоритму.

Конечноэлементная модель поршня состояла из 788 узлов и 1334 элементов. Цикл нагружения поршня включал режим холостого хода, наброс нагрузки до номинальной мощности ($N_e=80$ кВт, $\omega=230,4$ с $^{-1}$) и сброс нагрузки до режима холостого хода. Продолжительность цикла составляла 240 с, из которых время наброса нагрузки - 120 с. За это время поршень успевает выйти на заданный температурный режим и охладиться до исходного состояния.

Решение нестационарной задачи теплопроводности проводилось с использованием ГУ 3-го рода, полученных расчетным путем и скорректированных по результатам эксперимента для режимов холостого хода и номинальной мощности. Изменение ГУ на участках "наброса" и "сброса" нагрузки не задавалось. Было получено хорошее совпадение расчетных (рис.2) и экспериментальных (рис.1) температурных кривых для кромки КС и других контрольных точек поршня.

Расчет теплового состояния поршня при двухчастотном температурном воздействии осуществлялся следующим образом: задавались макроинтервал от начала нагружения до расчетного момента времени макроцикла и микроинтервал, равный длительности протекания рабочего процесса в двигателе. Для макроинтервала решалась нестационарная задача теплопроводности с ГУ 3-го рода и соответствующим шагом по времени (1 или 5 с). Полученные для заданного момента времени значения температур, являлись ГУ 1-го рода при решении нестационарной задачи теплопроводности на временном микроинтервале. Для узловых значений температур кромки КС задавался синусоидальный закон изменения за время микроинтервала с амплитудой 20 К. Временной шаг расчета на микроинтервале составлял 0,07 с.

На заданных временных шагах проводился расчет НДС поршня в упругой постановке (рис.3), результаты которого показали, что учет влияния высокочастотной температурной составляющей приводит к значительному увеличению уровня расчетных температурных напряжений. Так, окружные напряжения, возникающие в кромке КС на режиме номинальной мощности увеличились с -35 (рис.2,4б) до -55 МПа (рис.3б), а максимальное значение составило -81,2 МПа (рис.3в).

Для оценки степени повреждающего воздействия газовых сил был проведен анализ термоупругого состояния поршня на режиме номинальной мощности с учетом газовых сил, воздействие которых учитывалось заданием силовых ГУ в виде распределенной по днищу поршня нагрузки, величина которой (10 МПа) определялась на основе индикаторной диаграммы, полученной на режиме номинальной мощности.

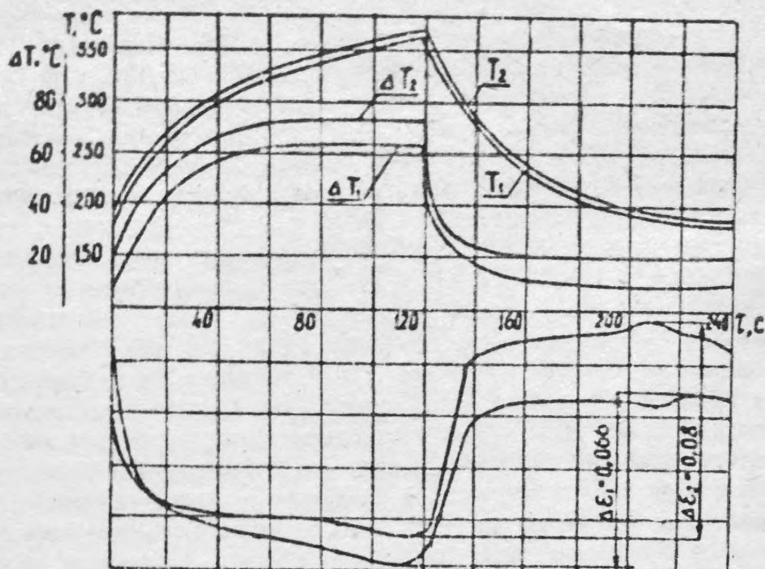


Рис. 1. Изменение температуры и деформация кромки КС поршня дизеля типа 4ЧН11/12,5 на режимах 1,2 БТС.

ΔT - радиальный перепад температур по дну поршня.

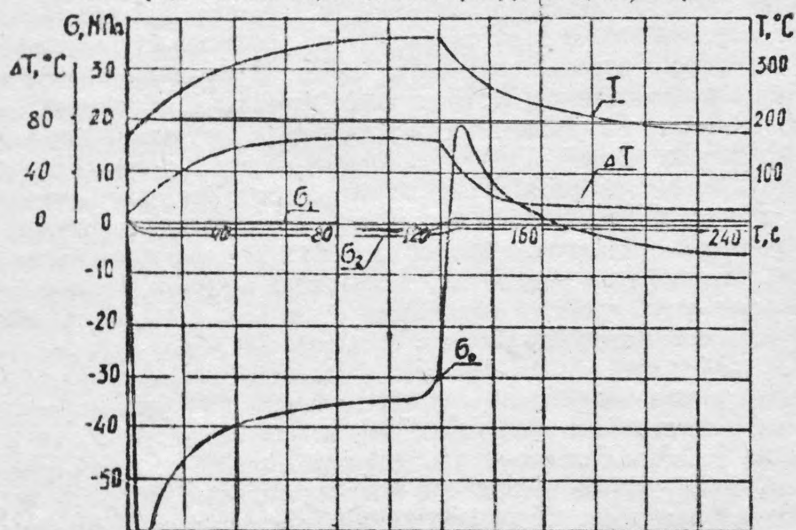


Рис. 2. Расчетное изменение температуры и главных напряжений на кромке КС поршня за цикл нагружения

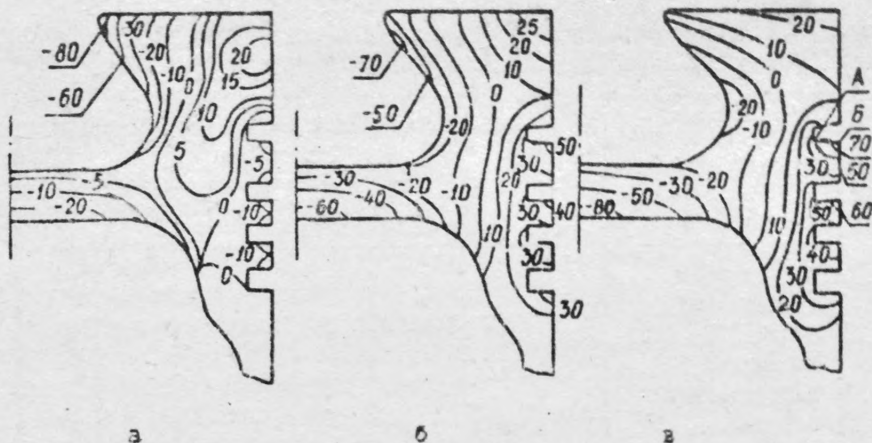


Рис.3. Поля окружных температурных напряжений (МПа) поршня на 3(а), 120(б) и 125(в) секундах цикла нагружения

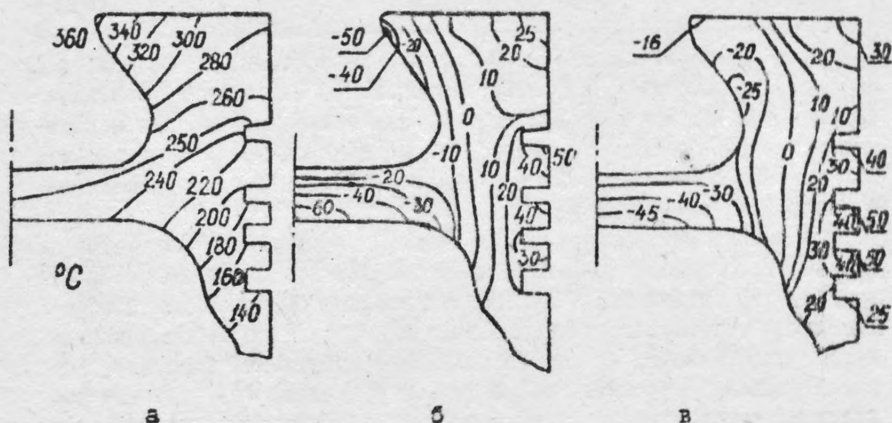


Рис.4. Поля температур (а) и окружных температурных напряжений поршня (МПа) на режиме номинальной мощности: б - упругий расчет; в - упругопластический расчет

Результаты расчетной и экспериментальной оценок термоусталостной прочности поршня дизеля типа 4ЧН 11/12.5.

Параметры	Зона	Зона	Кромка	Зона установки датчиков		Эксперимент	
	A	B	КС	Рег.1	Рег.2	Рег.1	Рег.2
Эффективная температура цикла, $T_{эф}$ (°C)	234	218	330	310	325	310	325
Амплитуда пластической деформации, (%)	0,01	0,014	0,029	-	-	-	-
Амплитуда суммарной деформации, (%)	0,06	0,035	0,098	0,046	0,06	0,033	0,04
Амплитуда напряжений, (МПа)	32,0	34,0	33,8	26,6	34,2	-	-
Допустимое число циклов, N	4470	2970	1620	-	-	-	1680

При этом окружные напряжения на кромке КС составили -50 МПа, а в плоскости дна произошло перераспределение напряжений. Результаты расчетов НДС от действия разовых сил показали, что при механических нагрузках более целесообразным является трехмерный расчет. Это связано с количественным и качественным различием напряжений в плоскостях симметрии на кромке КС.

При оценке усталостной долговечности определялись параметры циклического деформирования и число циклов до появления усталостной трещины длиной 0,5-1 мм. Предварительно был проведен вспомогательный упругопластический расчет НДС поршня по деформационной теории пластичности на первом полупериоде нагружения (рис.4в), который позволил уточнить показатель m уравнений (1), (5) для выделенных концентраторов напряжений. В алгоритме использовался метод переменных параметров упругости, реализованный в рамках МКЭ. Оценка долговечности проводилась для двух вариантов нагружения.

Первый вариант соответствовал экспериментальному режиму 1 на БТС. Второй вариант учитывал двухчастотный характер нагружения поршня. Таким условиям нагружения эквивалентен режим 2 на БТС. Расчетные параметры циклического деформирования и долговечности для выделенных локальных зон с высокой концентрацией напряжений (кромка КС, зоны А, Б на рис. 3) имеют достаточно высокую сходимость с результатами эксперимента (см. таблицу).

В результате статистической обработки результатов ресурсных испытаний поршня на БТС и на двигателе был определен доверительный интервал для среднего значения долговечности поршня N с заданной вероятностью 0,95, т.е. $N = 1800 \pm 225$ циклов. В расчетах принималось логарифмически нормальное распределение долговечностей. Полученное расчетным путем значение долговечности $N = 1620$ циклов находится в пределах доверительного интервала, что подтверждает работоспособность и эффективность предлагаемой методики оценки термоусталостной прочности поршней транспортных дизелей.

Основные выводы

Проведенные теоретические и расчетно-экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработана методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей, позволяющая рассчитать изменение НДС поршня на неустановившихся режимах на основе решения МКЭ нестационарной задачи теплопроводности в осесимметричной постановке и моделирующая двухчастотный процесс теплового нагружения. Разработан алгоритм расчета усталостной долговечности поршня на основе использования деформационного критерия Морроу и линейной гипотезы суммирования повреждений, модифицированной для условий двухчастотного нагружения.
2. Показано, что определение параметров циклического деформирования (амплитуд пластической и суммарной деформаций, амплитуды напряжений) для зон с высокой концентрацией напряжений, а также для конструктивных концентраторов можно выполнить на основе результатов конечноэлементного расчета НДС поршня с использованием принципа Нейбера.
3. Применительно к БТС разработана САУ, позволяющая в автоматическом режиме проводить испытания поршней на усталостную долговечность, с высокой точностью отслеживая заданный режим нагружения.

4. Разработана методика безмоторных испытаний, позволяющая организовать цикл нагружения, близкий по повреждающему воздействию реальным условиям нагружения на двигателе. Проведенные ресурсные испытания поршня и высокотемпературное тензомерирование подтвердили правильность основных положений методики безмоторных испытаний.
5. Проведена расчетная оценка влияния различных факторов нагружения на НДС поршня дизеля 4ЧН11/12.5, а также выполнен расчет усталостной долговечности данного поршня. Расчетная долговечность и полученные параметры циклического деформирования удовлетворительно согласуются с результатами проведенного эксперимента.
6. Упомянутые алгоритмы реализованы в программном комплексе "Термопрочность", разработанном во Владимирском государственном техническом университете.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Иванченко А.В., Салата В.Н., Тимохин А.В. Комплексная методика оценки прочности и долговечности поршней автотракторных дизелей //Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Тезисы докладов всесоюзного научно-практического семинара. - Владимир, 1989. - С. 105.
2. Тимохин А.В., Иванченко А.В., Салата В.Н. Методика оценки прочности и долговечности поршней автотракторных дизелей //Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: Тезисы докладов всесоюзного научно-технического семинара. - Ленинград-Пушкин, 1990. - С. 95-96.
3. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.В. Оценка усталостной долговечности поршня тракторного дизеля при циклическом нагружении //Двигателестроение. - 1990. - N 11. - С. 14-15.
4. Тимохин А.В., Иванченко А.В. Оценка долговечности поршня тракторного дизеля методами численного и физического моделирования по критериям усталостного разрушения //Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Тезисы докладов всесоюзного научно-практического семинара. - Владимир, 1994. - С. 91-92.
5. Иванченко А.В. Безмоторный стенд для моделирования теплового состояния поршней дизелей //Автомобильная промышленность. - 1995. - N 2. - С. 27-28

Лицензия № 01.0275 от 13.11.91 г.

Подписано в печать 20.03.95. Формат 60*84/16. Бумага для множит. техники. Печать офсетная. Усл. печ. л. 0,93. Усл. кр.-отт. 0,93. Уч.-изд. л. 0,98. Тираж 100 экз. Зак. 156-95

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени технический университет им. Н.Э.Баумана

Адрес университета: 107005 Москва, Лефортовская набережная, д.1.

Ротапринт Владимирского государственного технического университета.

Адрес ротапринта: 600026 Владимир, ул. Горького, 87.