

4
7
А-21926

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский ордене Трудового Красного Знамени
политехнический институт

На правах рукописи

Аспирант Нгуен Донг Хо



ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ
ГРУППЫ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ НЕСТАЦИОНАР-
НОГО РЕЖИМА РАБОТЫ.

(Диссертация на русском языке)

Специальность 05.190 -- Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Минск, 1972

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

На правах рукописи

Аспирант Нгуен Донг Хо

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ
ГРУППЫ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ НЕСТАЦИОНАР-
НОГО РЕЖИМА РАБОТЫ.

(Диссертация на русском языке)

Специальность 05.190 - Тепловые двигатели

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Минск, 1972

7
BỘ ĐẠI-HỌC VÀ TRUNG-HỌC CHUYÊN-NGHIỆP BẠCH-NGA
TRƯỜNG ĐẠI-HỌC BÁCH-KHOA HUÂN-CHƯƠNG LAO-DỘNG
CỜ ĐỎ BẠCH-NGA

Nghiên-cứu-sinh NGUYỄN-DÔNG-HỒ

NGHIÊN-CỨU TÌNH-TRẠNG NHIỆT CỦA NHÓM CHỈ-TIỆT PIS-
TÔNG VÀ XI-LANH ĐỘNG-CƠ ĐI-Ê-ĐEN TRONG ĐIỀU-KIỆN
LÀM VIỆC KHÔNG ÔN-DỊNH

Bản tóm-tắt Luận-án PHÓ TIẾN-SĨ
KHOA-HỌC KỸ-THUẬT.

Người hướng-dẫn:

Giáo-sú Tiến-sĩ Khoa-học Kỹ-thuật
L.Ya.VÔLTRÔK

MINSK-1972



Luận-án hoàn-thành tại bộ-môn "ĐÔNG-CƠ ĐỐT-TRONG"
trường ĐẠI-HỌC BÁCH-KHOA BẠCH-NGA.

Luận-án gồm 129 trang đánh máy và 32 hình-vẽ dán
riêng không đánh số trang.

Bản tóm-tắt luận-án gửi đi ngày .6. tháng 9...
năm 1972.

Работа выполнена на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания"
Белорусского ордена Трудового Красного Знамени политехнического
института.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Л.Я.ВОЛЧОК

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
и.о. профессора В.В.ГУСЬКОВ
кандидат технических наук,
начальник бюро испытаний
двигателей Минского мотор-
ного завода В.Д.НАУМЕНКО

Ведущее предприятие - Минский тракторный
завод.

Автореферат разослан " 6 " сентября 1972 года.

Защита состоится " 13 " октября 1972 года на заседании
Объединенного Совета по присуждению ученых степеней по механико-
технологическим, машиностроительным, автотракторным и торфяным
специальностям при Белорусском ордена Трудового Красного Знаме-
ни политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы и заключения (в 2-х экземплярах) просим направлять по
адресу: гор. Минск-27, Ленинский проспект 65, БПИ, ученому
секретарю Совета.

Ученый секретарь Совета,
кандидат технических наук, доцент

/Н.В.КИСЛОВ/

Одной из важнейших задач, стоящих перед народом Демократической Республикой Вьетнам после установления мира, является широкая механизация сельскохозяйственного производства. Для успешного решения этой задачи наряду с оснащением сельского хозяйства тракторами, автомобилями, комбайнами и другими машинами, необходимо обеспечить правильную эксплуатацию их в условиях тропического климата страны. Это в первую очередь относится к двигателю, так как от его исправного состояния решающим образом зависят экономические и динамические качества в целом.

Исправность работы, надежность и долговечность двигателя во многом зависят от его теплового состояния во время работы и, в частности, от теплонпряженности цилиндро-поршневой группы. Поэтому исследованию теплонпряженности двигателей в последние годы посвящено много работ. Однако, как показало изучение их, почти все работы в этой области посвящены изучению теплового состояния двигателя при работе его на установившихся режимах. Между тем, в условиях эксплуатации тракторные и автомобильные двигатели работают не установившихся режимах. Последние сопровождаются значительными градиентами температуры деталей и быстрыми изменениями её, что может существенно отличать тепловое состояние двигателя на этих режимах от теплового состояния на установившихся режимах. При неблагоприятных условиях тепловое состояние двигателя при меняющихся нагрузках, при разогреве после запуска и в других случаях неустановившегося теплового состояния может служить причиной многих неполадок в работе двигателя: закоксовывание и задевание поршневых колец, возникновение трещин в головке блока цилиндров и дышца поршня и т.д.

В соответствии с этими задачами настоящей работы являлось изу-

чение теплонапряженности тракторного двигателя как на установившихся, так и на переменных и переходных режимах его работы.

Анализ методов, применяемых при изучении теплонапряженности двигателей на переходных и переменных режимах показал, что аналитический метод имеет весьма ограниченное применение. Решение уравнений о нестационарном теплообмене в конечном виде возможно только для тел простейшей формы (бесконечной толщины стенка, шар, цилиндр). Применение этих решений к деталям цилиндро-поршневой группы двигателя возможно только с такими упрощающими допущениями, при которых изучаемая система будет далека от реальной, вследствие чего полученные результаты их будут отображать действительное тепловое состояние двигателя.

Более перспективным оказалось применение теории регулярного режима при исследовании переходных режимов. Учитывая сказанное в работе в качестве основного метода применены экспериментальные методики, а обобщение результатов эксперимента произведено на основании теории регулярного режима.

Изложенное выше составляет содержание первой главы диссертации.

Во второй главе приводится описание экспериментальной установки и объекта испытания и излагается методика исследования.

Объектом испытания служил двигатель Д-50, устанавливаемый на широко распространенном в ДРВ тракторе «Беларусь». Двигатель Д-50 четырехцилиндровый, четырехтактный дизель с вихрекамерным смесеобразованием, развивающий мощность 55 л.с. при 1700 об/мин.

Испытание двигателя производилось на тормозном стенде с балансирной динамомашинной марки МПБ 32,7/28. Для создания переменной нагрузки в условиях нагружения двигателя балансирной машиной применена система питания обмотки возбуждения машины током, меняющимся по заданному закону: с определенной частотой, амплитудой и фор-

мой импульсов. В качестве первичного источника такого переменного тока служил электронный генератор универсальных импульсов. Ток генератора с помощью электромашинного усилителя повышался до уровня достаточного для управления возбуждением балансирной машины.

Основными видами измерений в этих опытах естественно являлись измерения температуры гильзы, головки блока цилиндров и поршня.

Наибольшие трудности связаны с измерением температуры поршня на работающем двигателе. Анализ существующих методов измерения температуры поршня показал, что в настоящее время наиболее надежным является метод термопар с периодическим включением, который и был применен в настоящей работе.

Сущность этого метода заключается в следующем. Термопары, установленные в поршне, при каждом обороте коленчатого вала, в момент нахождения поршня в нижней мертвой точке, на короткое время включаются в измерительную цепь. Последняя представляет собой цепь компенсации и измерение термо э.д.с. производится нулевым методом. При этом в качестве нуль-индикатора применяется электронный осциллограф, так только он способен реагировать на ток раскомпенсации каким бы коротким ни было время включения термопары в цепь компенсации. Для проведения измерений была создана специальная измерительная система на десять каналов, соответственно десяти точкам измерения температуры на поршне. Измерения температуры проводились на поршне третьего цилиндра.

Все остальные измерения проводились по общепринятым методикам.

Программой работы предусматривались следующие основные разделы экспериментального и аналитического исследования.

А. Исследование теплонпряженности двигателя на установившихся режимах, проводимое с целью выявления влияния на тепловое состояние двигателя нагрузки, числа оборотов и температуры охлаждающей воды.

Б. Исследование на переменных нагрузках, проводимые с целью изучения влияния частоты и амплитуды колебания нагрузки на тепловое состояние двигателя.

В. Исследование динамики изменения теплового состояния двигателя на переходных режимах: при прогреве двигателя после пуска и при нагружении, охлаждение двигателя при разгрузке и после остановки.

В третьей главе излагаются результаты экспериментального и аналитического исследования и дается анализ их.

Исследование теплового состояния двигателя на установившихся режимах показало, что температуры головки, гильзы и поршня возрастают линейно с повышением среднего эффективного давления, числа оборотов или средней скорости поршня и температуры охлаждающей воды.

Численные значения этих изменений приведены в табл. I.

Таблица I.

Сводная таблица результатов опытов по изучению влияния различных факторов на температуру деталей цилиндро-поршневой группы.

Деталь	$\frac{\Delta t}{\Delta P_e}$	$\frac{\Delta t}{\Delta t_{охла}}$	$\frac{\Delta t}{\Delta n}$	$\frac{\Delta t}{\Delta t_m}$
	$^{\circ}\text{C}/\text{кг}/\text{см}^2$	$^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$ охл.	$^{\circ}\text{C}/100$ об/мин	$^{\circ}\text{C}/\text{м}/\text{сек}$
Поршень	16-21	0,35-0,60	6,0-7,5	14,5-18,0
Головка	14-21	0,60-0,75	9,5-11,5	22,8-27,5
Гильза	8-13	0,70-0,85	4,0-5,0	9,6-12,0

На рис I показано температурное поле поршня в сечении, перпендикулярном оси коленчатого вала при двух разных нагрузках $P_e = 6,48$ и $0,87 \text{ кг}/\text{см}^2$. Как явствует из рисунка, распределение температуры неравномерное и несимметричное: максимум температур смещен в сторону лунки днища поршня, куда направлен факел горящего топлива, вы-

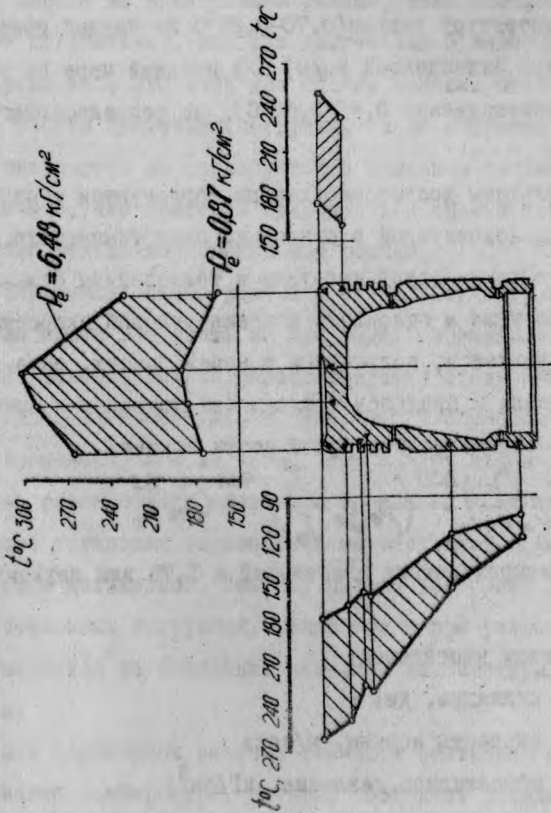


Рис 1

ходящий из вихревой камеры. Соответственно выше температура и боковой поверхности поршня со стороны лунки.

Как следует из данных, приведенных в таблице, наибольшее повышение температуры с ростом нагрузки наблюдается у поршня и головки. Изменение температуры охлаждающей воды в наибольшей мере влияет на температуру деталей непосредственно омываемых водой и главным образом на температуру гильзы (0,70–0,85°C на каждый градус изменения температуры охлаждающей воды) и в меньшей мере на температуру поршня (соответственно 0,45–0,60°C), не соприкасающегося с водой.

Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с опытными данными других исследователей в отношении поля температур поршня и влияния на его температуру нагрузки и температуры охлаждающей воды и несколько хуже в отношении влияния угловой скорости.

На основании результатов, полученных в наших опытах, была проведена проверка степени и пределов пригодности применения критерия А.К.Костина для оценки теплонпряженности поршня:

$$K_T = v \left(\frac{D}{v_r p_k} \right)^{0,38} \left(p_e g_e \frac{T_k}{T_0} \right)^{0,88} C_m^{0,5}, \quad (I)$$

где: $v = 1$ для четырехтактных двигателей и $1,78$ для двухтактных;

v_r - коэффициент наполнения;

D - диаметр цилиндра, дм;

C_m - средняя скорость поршня, м/сек;

p_e - среднее эффективное давление, кг/см²;

g_e - удельный расход топлива, кг/л.с.час;

p_k - давление воздуха перед впускными клапанами, кг/см²;

T_k и T_0 - температуры воздуха на впуске и в атмосфере, °к.

Температура поршня t_n при средней температуре воды в рубашке

выражается через этот критерий в следующем виде:

$$t_n = t_{охл.} + 103 \alpha K_T \quad (2)$$

Здесь коэффициент $\alpha = 0,45$ для алюминиевого поршня, $0,6$ - для поршня с камерой и 1 - для чугунного поршня.

Проверка показала, что применительно к вихрекамерному двигателю формула дает удовлетворительные результаты при определении температуры поршня на номинальном режиме, если коэффициенту α придавать такое же значение, как для двигателей с камерой в поршне.

Применение критерия для оценки влияния отдельных показателей режима работы двигателя (нагрузки, числа оборотов и т.д.) показало, что результаты не согласуются с опытными данными. Поэтому следует заключить, что критерий пригоден для оценки теплонпряженности двигателей только на номинальном режиме.

Неустановившиеся режимы с точки зрения теплового состояния двигателя можно разделить на два вида: переменные и переходные режимы.

Переменные режимы характеризуются столь кратковременными изменениями режима работы (нагрузки, числа оборотов или того и другого одновременно), что двигатель при каждом изменении не успевает достигать равновесного теплового состояния и температура деталей на глубине установки термпары (2 мм от поверхности омываемой газами) остается неизменной. Поэтому оценка теплового состояния двигателя на переменных нагрузках, также как и при установившихся режимах, производится на основании величины температуры в рассматриваемой точке.

При переходных режимах тепловое состояние описывается законом изменения температуры, который позволяет определить продолжительность переходного процесса и интенсивность изменения температуры.

При исследовании двигателя на переменных режимах нагрузка изменялась по синусоидальному закону с периодом в 10 сек при неизменном положении рычага управления регулятором. Амплитуда колебания нагруз-

ки характеризовалась коэффициентом неравномерности тормозного момента, представляющего собой отношение разности максимального и минимального значечий момента к его среднему значению, равному полусумме этих значений.

Результаты изучения теплового состояния двигателя на переменных нагрузках показаны на рис. 2.

Как следует из графиков с увеличением средней нагрузки и степени неравномерности её температура деталей возрастает примерно прямолинейно. При этом температура деталей цилиндро-поршневой группы несколько выше, чем при постоянных нагрузках, при одинаковых средних значениях их. Однако это повышение сравнительно не велико, поэтому оценку теплонапряженности на переменных нагрузках можно производить по результатам измерений на установившихся режимах с соответствующей поправкой на увеличение температуры.

Исследование динамики изменения теплового состояния двигателя на переходных режимах производилось в следующих случаях.

1. Прогревание двигателя после пуска на малых оборотах холостого хода, на максимальных оборотах холостого хода и на номинальном режиме (под полной нагрузкой).

2. Прогревание двигателя после скачкообразного изменения нагрузки, начиная с нулевой: в один прием до полной и ступенчато через 25% от полной.

3. Остывание двигателя после скачкообразного снижения нагрузки от полной до холостого хода.

4. Остывание двигателя после его остановки с режима полной мощности и с режиме холостого хода.

Во всех случаях началу переходного режима предшествовал установившийся режим, а пуск двигателя производился из холодного состояния.

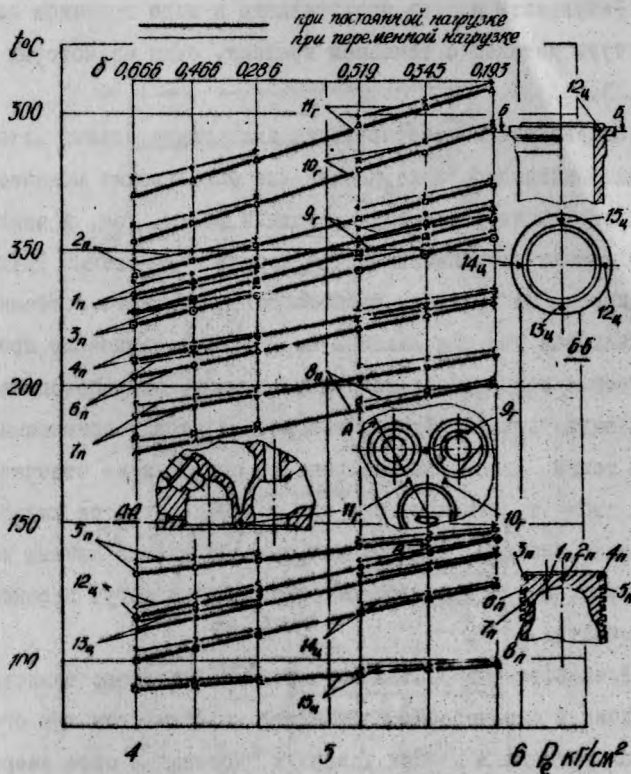


Рис 2

Отсчет показаний температуры производился через каждые 10 сек, что ограничивало число возможных точек измерения. Поэтому наблюдение велось за тремя точками (по одной в каждой детали) с наиболее высокой температурой.

Результаты опытов представлены в виде графиков изменения температуры деталей с течением времени, один из которых приведен на рис. 3.

Однако такая интерпретация экспериментальных материалов при её хорошей наглядности не удобна для определения количественных показателей характеризующих переходный режим. Так, в частности, при определении продолжительности переходного режима трудно установить момент наступления равновесного теплового состояния.

Учитывая это для анализа переходного теплового процесса применена теория регулярного теплового режима, разработанная профессором Г.М.Кондратьевым. Строго говоря эта теория применима только к твердым телам. Двигатель внутреннего сгорания не отвечает в полной мере этому требованию, так как в нем содержатся жидкостные включения (вода, масло). Однако, как показал анализ кривых изменения температуры, они с достаточным приближением могут аппроксимироваться экспонентой.

Разработанный анализ по методу регулярного теплового режима сводится к определению постоянной времени тела при его нагревании или охлаждении в данных условиях, которая в свою очередь позволяет определить продолжительность переходного режима и интенсивность процесса нагревания или охлаждения.

В период регулярного режима изменение температуры описывается уравнением экспоненты:

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\tau \delta} \text{ град}, \quad (3)$$

где: $\vartheta_0 = t_n - t_{\text{н}}$ - начальный перепад температуры (начальная

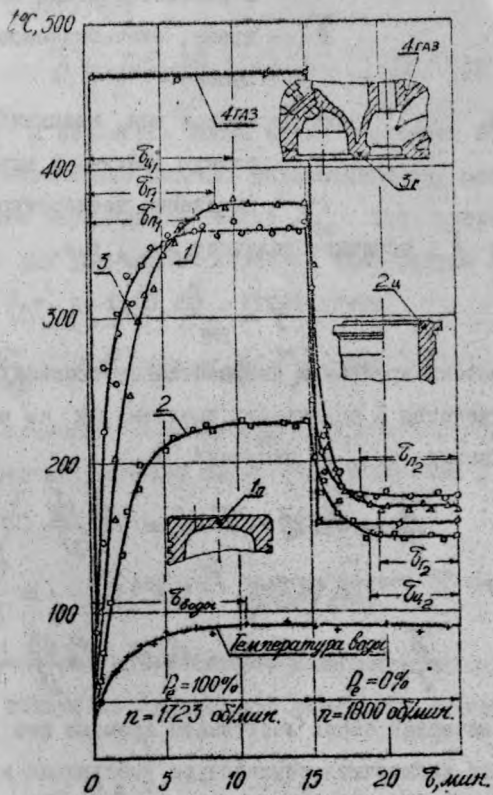


Рис 3

- избыточная температура);
- ϑ $t_n - t$ - избыточная температура в рассматриваемый момент;
- t_n, t_n и t - температура тела в начале и конце в рассматриваемый момент;
- δ - время, отсчитываемое от начала процесса;
- m - постоянная, имеющая размерность обратной времени и выражающая темп изменения температуры.

Величина T , обратная величине m , т.е.

$$T = \frac{1}{m} \quad (4)$$

имеет размерность времени и называется постоянной времени.

Если в равенство 3 подставить значение m из равенства 4 и прологарифмировать его, то получим:

$$\frac{\delta}{T} = \ln \vartheta_0 - \ln \vartheta = \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta} \quad (5)$$

Когда время δ станет равным T , то

$$\frac{\delta}{T} = 1 = \ln \vartheta_0 - \ln \vartheta = \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta} = \ln e \quad (6)$$

Отсюда физический смысл постоянной времени это время, по истечении которого избыточная температура уменьшится в e (\sim в 2,72 раза) и составит, примерно, 37% от начального значения. Отсюда же вытекает и способ определения постоянной времени. Для этого кривую изменения температуры согласно графика на рис. 3 необходимо перестроить в полулогарифмические координаты:

$$\ln \vartheta = f(\delta) \quad (7)$$

В этой системе координат изменение температуры представится

прямой линией (рис. 4).

Если на этом графике отложить по оси ординат изменение $\ln \vartheta$ на единицу, то соответствующий этому изменению интервал времени по оси абсцисс выразит постоянную времени.

Из равенства 5 следует:

$$\tau = T \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta} \quad (8)$$

Отсюда, зная T и задаваясь любым малым значением ϑ , при котором тепловой режим можно считать установившимся, можно найти продолжительность переходного режима $\tau_{пр}$. Так, например, время, необходимое для уменьшения перепада температуры ϑ до 1% от начального, т.е. до $0,01 \vartheta_0$, будет равно

$$\tau_{пр} = T \ln 100 \approx 4,6T, \text{ сек.}$$

Интенсивность изменения температуры во время переходного режима найдется дифференцированием по времени равенства 3 (заменив в нем m на $\frac{1}{T}$):

$$\frac{d\vartheta}{d\tau} = -\frac{1}{T} \vartheta_0 e^{-\frac{\tau}{T}} \text{ град/сек.} \quad (9)$$

Максимальное значение интенсивности изменения температуры, как это не трудно видеть из предыдущего равенства, имеет место при $\tau=0$ и равно

$$\left(\frac{d\vartheta}{d\tau}\right)_{\max.} = -\frac{\vartheta_0}{T} \quad (10)$$

Знак минус в равенствах 9 и 10 связан с тем, что при всяком переходном тепловом режиме перепад температур (избыточная температура) с течением времени убывает.

Проведенная по такой методике обработка результатов опытов

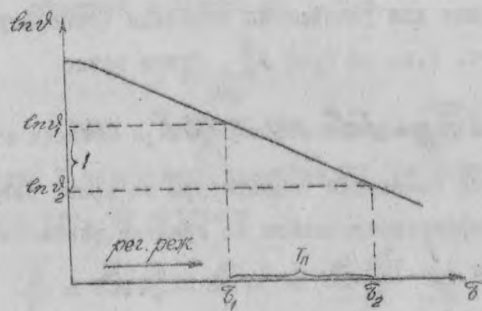


Рис 4

с двигателем Д-50 показала следующее.

Значение постоянной времени для деталей цилиндро-поршневой группы лежит в пределах 0,48-0,52 мин.

Соответственно этому значению постоянной времени продолжительность нагревания этих деталей до установившегося теплового состояния с приближением до 1% от начального перепада температуры составляет 2,1-2,4 мин.

Наибольшая интенсивность изменения температуры, соответствующая случаю прогревания двигателя сразу после пуска на режиме полной мощности, составляет 8,6 град/сек, что в 1,5 раза превышает интенсивность прогрева на холостом ходу при максимальном числе оборотов и в 3 раза интенсивность прогрева при нагружении до полной мощности после прогрева на малых оборотах холостого хода.

Для проверки возможности применения этого метода количественной оценки переходного теплового режима к двигателям другой размерности, были обработаны опытные материалы по измерению температуры поршней ряда двигателей на переходных режимах, приведенные в разных литературных источниках (см. табл. 2).

Как и следовало ожидать, с увеличением размеров поршня и соответственно его теплоемкости постоянная времени увеличивается. Она больше у чугунных поршней, чем у алюминиевых, что связано с разной теплопроводностью этих материалов.

Соответственно большему значению постоянной времени увеличивается и продолжительность переходного режима. Продолжительность прогрева, рассчитанная по величине постоянной времени, хорошо совпадает со значениями, определенными опытным путем.

Таблица 2

Характеристика теплового состояния поршня на переходных режимах
некоторых двигателей

Двигатель	Поршень	Рег. раб. двиг.		Температура		Пост. времени	Максим. интенсиф. прогрева	Пр. долж. прогрева	
		нач.	кон.	нач. кон.	перепзд			расчетн.	опытная
				°C	°C	мин.	°C/сек	мин.	мин.
Д30/40	чугун	пуск $M_e = 70\%$	$M_e = 60\%$	20	280	4,3	I	19,8	18-20
				300	40	260	I	19,8	-
ЧН30/38	алюм.	пуск	$M_e = 0$	15	165	1,6	1,7	7,4	7,8
Д120/165	алюм.	$M_e = 0$ $n = 1200$	$P_e = 6,1$ $n = 1200$	125	235	0,50	3,7	2,3	3
				235	130	0,51	3,4	2,4	2,7

Результаты аналитического и экспериментального исследований теплового состояния цилиндра-поршневой группы вихрекамерного тракторного дизеля Д-50 при работе его на разных режимах позволяют сделать следующие выводы.

При работе на установившихся режимах.

1. С повышением числа оборотов температура деталей цилиндра-поршневой группы растет линейно, причем для поршня рост составляет $6-7,5^{\circ}\text{C}$ на каждые 100 об/мин повышения скоростного режима или соответственно $14,5-18^{\circ}\text{C}$ на каждый 1 м/сек увеличения средней скорости поршня.

2. В зависимости от нагрузки температура также возрастает линейно. Для поршня на каждый 1 кг/см² повышения среднего эффективного давления рост температуры составляет $16-21^{\circ}\text{C}$, причем большие значения соответствуют середине днища поршня.

3. В зависимости от температуры охлаждающей среды повышение на каждый градус её вызывает рост температуры поршня на $0,45-0,6^{\circ}\text{C}$, а головки и гильзы на $0,6-0,85^{\circ}\text{C}$.

4. Наивысшая температура поршня на режиме полной нагрузки не превышает 295°C , гильзы - 205°C и головки (в перемычке между вставкой вихревой камеры и выпускным клапаном) - 355°C .

Это позволяет отнести двигатель Д-50 к числу двигателей с умеренной теплонпряженностью деталей цилиндра-поршневой группы.

5. Проверке применимости критерия Костина-Семенова для оценки теплонпряженности поршня показала, что он позволяет с достаточно хорошим приближением определять температуру поршня на режиме полной нагрузки, хорошо отображает влияние изменения скоростного режима, но показывает завышенное влияние нагрузки и темпера-

туры охлаждающей воды на изменение температуры поршня. При этом, на основании этого критерия, следует заключить, что по теплонапряженности поршня вихрекамерный двигатель следует приравнять к двигателю с камерой в поршне.

6. При работе двигателя на переменных нагрузках наблюдается повышение температуры всех деталей цилиндро-поршневой группы. Однако, это повышение невелико и соответствует сравнительно небольшому повышению среднего удельного расхода топлива на переменных нагрузках.

При работе на переходных режимах.

7. На переходных режимах (прогрев или остывание) двигатель можно уподоблять твердому однородному телу и применять к нему с достаточным приближением теорию регулярного режима, что позволяет характеризовать его тепловую инерцию "постоянной времени".

8. Значения постоянной времени для поршня, найденные нами как по результатам своих опытов, так и по опубликованным результатам опытов других исследователей, зависит от размеров и материала поршня. Причем, для изучаемого двигателя постоянная времени составила 0,5 мин.

9. Постоянная времени позволяет определять продолжительность прогрева и интенсивность прогрева. Для испытуемого двигателя продолжительность прогрева поршня составила 2,3 мин, если считать за конец прогрева момент, когда температура не дошла до установившейся на 1% от начального перепада, а максимальная интенсивность прогрева поршня после пуска и прогрева под полной нагрузкой составляет $8,6^{\circ}\text{C}/\text{сек}$, а при прогреве на малых оборотах холостого хода $2,7^{\circ}\text{C}/\text{сек}$.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Нгуен Донг Хо, Завадский И.П. Теплонапряженность дизеля при переменных нагрузках. «Промышленность Белоруссии» № 3, 1971.
2. Нгуен Донг Хо, Адамов В.М., Волчок Л.Я., Латокурский А.Г., Исследование разогрева и охлаждения деталей цилиндро-поршневой группы тракторного дизеля. Республиканский межведомственный сборник «Автомобиле- и тракторостроение», изд-во «Высшая школа», Минск (в печати).
3. Адамов В.М., Нгуен Донг Хо, Латокурский А.Г. Динамика разогрева деталей цилиндро-поршневой группы при пуске и нагружении тракторного дизеля.

(Тезисы доклада на III научно-технической конференции молодых ученых по проблемам механизации процессов сельскохозяйственного производства в Мелитопольском институте механизации сельского хозяйства (находится в печати), 1970.

Результаты работы докладывались:

I. На научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Белорусского политехнического института совместно с работниками промышленности и строительства в 1969, 1970 и 1971 г.г.

II. На III научно-технической конференции молодых ученых по проблемам механизации процессов сельскохозяйственного производства. МСХ СССР, Мелитопольский институт механизации сельского хозяйства, г. Мелитополь, 1971 г.

ЛТ 08066. Подписано в печать 13/VI-72г.
Формат 60x84^I/16. Объем 1.2 п.л.: 1.4 уч.-над. л. Тир. 200. Зак. 748. 1972г.
БПИ. Минск, Ленинский пр., 65.

