М302143

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им.Н.Э.Баумана

На правах рукописи

БЕДНЯГИН Лев Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПУСКОВЫХ ДВУХТАКТНЫХ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(05.04.02 – тепловые двигатели)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1976

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана

На правах рукописи

БЕДНЯГИН Лев Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПУСКОВЫХ ДВУХТАКТНЫХ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(05.04.02 – тепловые двигатели)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Т302143

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1302143
Бедняягин Л.В. Исследование

Москва 1976

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана и в Научно-исследовательском конструкторско-технологическом институте тракторных и комбайновых двигателей (г.Владимир).

Научный руководитель - заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор М.Г.Круглов.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, доцент А.В.Николаенко; кандидат технических наук, доцент А.С.Радзиван.

Ведущее предприятие: Отраслевое конструкторско-технологическое бюро по пусковым двигателям и редукторам (г.Гомель).

Автореферат разослан "____" _____ 1976 г.

Защита диссертации состоится "____" _____ 197_г. на заседании специализированного Совета по тепловым машинам и теоретическим основам теплотехники в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана по адресу: Москва, I07005, Лефортовская набережная, д.I.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская ул., 5, МВТУ, ученому секретарю Совета по тепловым машинам и теоретическим основам теплотехники.

Ученый секретарь Совета
к.т.н., доцент Э.А.Манушин

Л I0I858 от 29/X-76г. Объем I п.л. Тип. МВТУ. Зак. 1926 Тир.I00

ФУ[illegible]ЬНАЯ

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

АКТУАЛЬНОСТЬ работы. В решениях XXУ съезда Коммунистической партии подчеркнута необходимость повышения технического уровня выпускаемой продукции, как важнейшего условия ускорения научно-технического прогресса и повышения эффективности народного хозяйства. Для пуска тракторных дизелей в нашей стране широко применяются пусковые агрегаты - вспомогательные двухтактные карбюраторные двигатели в комплекте с редукторами. Низкий технический уровень серийных агрегатов вызывает дополнительные затраты средств при их изготовлении и эксплуатации, не позволяет снижать нижний температурный предел холодного пуска тракторных дизелей, затрудняет их компоновку на дизелях, особенно малой мощности, что приводит к росту числа модификаций пусковых агрегатов и увеличивает номенклатуру запасных частей. Среднегодовые затраты в народном хозяйстве на производство и поддержание в работоспособном состоянии эксплуатируемого парка пусковых тракторных агрегатов достигают 250млн. рублей в год. Для удовлетворения нужд промышленности и сельского хозяйства к концу IO-й пятилетки планируется увеличение их выпуска примерно на 30%, для чего ведутся работы по реконструкции и расширению специализированных заводов. Поэтому задача повышения технического уровня пусковых агрегатов для организации производства на новых площадях двигателей с перспективными параметрами является весьма актуальной.

ЦЕЛЬ исследований - разработка комплекса мероприятий, повышающих технический уровень и эффективность применения на тракторах пусковых агрегатов с двухтактными карбюраторными двигателями. Основными задачами проведенных исследований являлось:

I. Теоретическое обоснование и экспериментальная проверка мероприятий по повышению технического уровня пусковых тракторных агрегатов с двухтактными карбюраторными двигателями.

2. Обоснование рационального количества типоразмеров двигателей.

3. Разработка и экспериментальная проверка зависимостей между основными параметрами пускового двигателя и износостойкостью деталей его цилиндро-поршневой группы.

4. Экспериментальная проверка эффективности мероприятий по обеспечению требуемого моторесурса перспективных двигателей при их работе на более форсированных режимах.

МЕТОДЫ исследований - сочетание расчетных и экспериментальных методов, включающих безмоторные исследования износостойкости

деталей на макетных образцах с применением искусственного запыливания воздуха, а также моторные испытания серийных и специально спроектированных двигателей.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА. Разработанные методологические принципы оптимизации типоразмерного ряда пусковых тракторных агрегатов позволяют оценить технико-экономический уровень каждой модели и обосновать выбор рационального количества типоразмеров пусковых двигателей. Предложенные и экспериментально проверенные аналитические зависимости относительной долговечности деталей цилиндро-поршневой группы двигателей от режимов их работы и конструктивных параметров с достаточной для инженерной практики точностью отражают наблюдаемые закономерности изнашивания деталей и позволяют на основе долговечности серийных двигателей прогнозировать ресурс вновь создаваемых или модернизируемых двигателей на стадии проектирования, что имеет важное научное и народнохозяйственное значение.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. В результате исследований даны рекомендации по повышению энергетических параметров серийных пусковых двигателей на 30-45% и уменьшению удельного расхода топлива на 25+30%; разработана конструкция пускового агрегата, которая по сравнению с серийной базовой моделью обладает в 3 раза меньшей материалоемкостью и габаритными объемами при увеличении на 25% величины максимального момента прокручивания коленчатого вала дизеля; обоснована целесообразность уменьшения типоразмеров двигателей с 5-ти моделей до 2-х. Это позволяет при внедрении результатов исследований планируемое в 10-й пятилетке увеличение выпуска агрегатов осуществить на имеющихся производственных площадях заводов пусковых двигателей и обеспечивает народнохозяйственный экономический эффект около 35 млн.рублей в год.

АПРОБАЦИЯ. Диссертационная работа рассматривалась на заседаниях кафедры ДВС МВТУ им. Н.Э.Баумана и секции НТС НИКТИДа (г.Владимир) и была одобрена. Основные положения диссертации докладывались на научно-технических конференциях в НИКТИД, во Владимирском политехническом институте, в Московском автодорожном институте и на Всесоюзном семинаре по ДВС в МВТУ им. Н.Э.Баумана.

По материалам исследований опубликовано 16 работ, в том числе 9 статей, одно авторское свидетельство и 7 научных отчетов, депонированных во ВНТИЦ.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ. Результаты исследований использованы в работах, проводимых в отрасли тракторного и сельскохозяйственного

машиностроения по повышению параметров серийных пусковых двигателей ПД-8М, ПД-10У, П-350.

Общий экономический эффект от внедренных мероприятий составил около 4 млн.рублей в год. Рекомендации по уменьшению рабочего объема пусковых двигателей , применению автоматических клапанов для управления впуском горючей смеси и другим конструктивным элементам реализованы Головной конструкторской организацией на пусковых двигателях П-250 и П-25I. Анализ показателей надежности серийных пусковых агрегатов использован при разработке отраслевых нормативов и карт технического уровня изделий. Тема по созданию типажа перспективных пусковых агрегатов с 1975г. включена в отраслевой план ОК и НИР Министерства Тракторного и Сельскохозяйственного машиностроения.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Работа изложена на 154 стр. машинописного текста включая введение, пять глав, общие выводы, 66 рисунков на 38 страницах, 13 таблиц и список литературы из 119 наименований.

Повышению технического уровня пусковых двигателей в тракторной промышленности в течение последних лет уделялось большое внимание: в 1965г. был утвержден типоразмерный ряд пусковых двигателей, состоящий из 5 моделей; в 1967г. при разработке типажа редукторов дополнительно предлагалось ввести еще одну модель двигателя с меньшим рабочим объемом; разрабатывались варианты типажа с использованием серийных двигателей; создавались двигатели, не предусмотренные типажом и т.д. Из сказанного следует, что в вопросе выбора параметрического ряда пусковых двигателей отсутствовали обоснованные решения, а предлагаемые конструкции по своим характеристикам не отвечали требованиям тракторостроителей. Кроме того, оставались открытыми вопросы обеспечения требуемой долговечности деталей при работе двигателей на более форсированных режимах. Указанное положение привело к необходимости постановки сформулированных выше задач и проведения исследований для их решения.

В главе I рассмотрены технико-экономические показатели пусковых тракторных агрегатов с двухтактными карбюраторными двигателями, показано развитие параметров двигателей аналогичной конструкции зарубежного и отечественного производства за последние 25 лет. Выполнен обзор работ, посвященных улучшению процесса газообмена и форсированию двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой, дано обоснование задач исследования.

Глава II посвящена технико-экономическому обоснованию параметрического ряда пусковых двигателей, обоснованию мероприятий по повышению технического уровня отдельных моделей и выводу зависимостей, устанавливающих связь между долговечностью деталей цилиндро-поршневой группы двигателя и его параметрами.

Глава III содержит описание экспериментальной установки, объектов исследования, программы и методики исследований, методики оценки погрешностей результатов исследований.

В главе IV рассмотрены результаты исследования относительной износостойкости деталей цилиндро-поршневой группы двигателей и сравнительной работоспособности шатунных подшипников различной конструкции, дана оценка влияния на показатели пускового двигателя систем впуска, выпуска, отношения S/D при $D=const$ и некоторых других конструктивных факторов.

В главе V приведены технические показатели и краткое описание конструкции пускового агрегата, спроектированного с учетом результатов исследования в качестве базовой модели перспективного типоразмерного ряда. Дано экономическое обоснование целесообразности его внедрения на Гомельском заводе пусковых двигателей.

Технико-экономическое обоснование выбора параметрического ряда пусковых агрегатов. При исследовании параметрических рядов изменение затрат, связанных с производством и эксплуатацией пусковых агрегатов, рассматривалось в зависимости от изменения количества моделей и программы их выпуска при условии обеспечения прокручивания коленчатых валов тракторных дизелей с пусковой частотой вращения в наиболее тяжелых условиях, регламентированных ГОСТ. Учитывая специфику работы пускового агрегата его технико-экономический уровень оценивался удельными затратами, отнесенными к единице максимального крутящего момента, подведенного к коленчатому валу дизеля.

$$g = \frac{З}{M_{g\,max}} = \frac{З}{M_{max} \cdot n_{max}} \cdot \frac{n_g}{\eta_p}, \qquad (I)$$

где $З$ – приведенные годовые затраты, руб.; $M_{g\,max}$ – максимальный момент прокручивания коленчатого вала дизеля, кгм; M_{max} – максимальный крутящий момент, развиваемый пусковым двигателем, кгм; n_{max} – максимальная частота вращения коленчатого вала пускового двигателя, об/мин; n_g – частота вращения коленчатого вала дизеля, обеспечивающая его пуск при заданных минимальных температурах окружающей среды, об/мин; η_p – к.п.д. передачи.

Затраты в сфере производства или себестоимость пускового агре-

гата исследуемого параметрического ряда рассматривались как функция стоимости материалов $Ц_{мi}$, комплектующих изделий, полуфабрикатов $Ц_{пфi}$ и прочих затрат $С_{прi}$ (зарплата, накладные и другие расходы).

Так как параметрический ряд представляет собой группу конструктивно и технологически однородных изделий, величины $Ц_{мi}$, $Ц_{пфi}$ и $С_{прi}$ при одинаковой программе выпуска пропорциональны отношению масс передела i-го изделия $(Q_i - q_i)$ и изделия исходного ряда $(Q_0 - q_0)$, где Q_0 и Q_i - масса соответственно базового и i-го агрегата, q_0 и q_i - масса комплектующих изделий.

Затраты на материалы

$$Ц_{мi} = Ц_{м0} \frac{Q_i - q_i}{Q_0 - q_0} \qquad (2)$$

стоимость полуфабрикатов

$$Ц_{пфi} = Ц_{пф0} \frac{Q_i - q_i}{Q_0 - q_0} \left(\frac{B_0}{B_i}\right)^{z_1}, \qquad (3)$$

прочие затраты

$$С_{прi} = С_{пр0} \left(\frac{Q_i - q_i}{Q_0 - q_0}\right)^{2/3} \left(\frac{B_0}{B_i}\right)^{z_2}, \qquad (4)$$

где B_i - программа выпуска i-го агрегата; z_1 и z_2 - показатели степени, характеризующие коэффициенты изменения стоимости соответственно полуфабрикатов и прочих затрат в функции программы выпуска.

Затраты в сфере эксплуатации рассматривались как функция приведенной к одному году суммы затрат на технические уходы, текущие ремонты, капитальные ремонты, реновацию и горюче-смазочные материалы. Учитывалось изменение стоимости запасных частей в функции изменения программы выпуска изделий и материалоемкости, количество и трудоемкость капитальных ремонтов в функции долговечности и материалоемкости двигателя, изменение амортизационных отчислений.

На основании выполненных расчетов предлагается суммарные приведенные годовые затраты в руб. для условий рядовой эксплуатации определять по формуле:

$$З_p = \sum \left[\frac{A + k_g Q_i}{\left(\frac{B_i}{B_0}\right)^{2/7} \left(\frac{T_{кpi}}{3000}\right)^{0,5}} + \tau \lambda Ц_T G_{Ti} \right] B_i, \qquad (5)$$

где $T_{кpi}$ - ресурс двигателя до I-го капитального ремонта, моточас работы дизеля; τ - годовая продолжительность работы пускового двигателя, час.; λ - коэффициент, учитывающий снижение расхода топлива на частичных нагрузках двигателя; $Ц_T$ - стоимость топлива, руб.; A - постоянная величина (стоимость комплектующих изделий, затраты на доставку запчастей к месту устранения отказов, технический уход и т.д.). При серийном исполнении изделий величина A для пускового

двигателя 24 руб., для редуктора - 6 руб., для пускового агрегата 30 руб. Величина $\varepsilon \lambda_{ц_r} \approx 1$ $\frac{\text{руб.час}}{\text{кг}}$, $k_q = 0{,}6$ руб/кг.

Исходя из планируемой программы выпуска тракторных двигателей и закономерности изменения массы пускового двигателя от его мощности, формулы (I,5) позволяют определить рациональное количество типоразмеров пусковых двигателей, при котором затраты будут минимальные, и дать количественную оценку эффективности мероприятий по снижению материалоемкости за счет форсирования двигателя, повышению унификации, увеличения долговечности, снижению расхода топлива и т.д. Согласно расчетам снижение в 3 раза материалоемкости серийного пускового агрегата уменьшит затраты на 26 млн.руб. в год, повышение долговечности двигателя в рядовых условиях эксплуатации с 3000 до 6000 тыс.часов работы тракторного дизеля - на 19 млн.руб., концентрация производства пусковых агрегатов только на одном заводе - на 15 млн.рублей, снижение на 25% расхода топлива - на 750 тыс.рублей в год.

В работе рассмотрены возможности снижения материалоемкости пусковых двигателей за счет увеличения максимального крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, а также за счет разработки более рациональной конструктивной схемы пускового агрегата в целом. Степень форсирования двигателя выбиралась с учетом обеспечения долговечности.

Влияние параметров двигателя на долговечность его деталей

Заданный гаммапроцентный ресурс серийного пускового агрегата до I-го капитального ремонта лимитируется износостойкостью деталей шатунного подшипника коленчатого вала и поршневого компрессионного кольца.

Методы оценки долговечности шатунного подшипника известны. Для оценки долговечности деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) общепризнанных зависимостей нет: одни считают темп износа функцией частоты вращения коленчатого вала, другие - средней скорости поршня и т.д. Проведенный анализ показал, что известные формулы не отражают фактических закономерностей и требуют уточнения.

Для расчета долговечности деталей ЦПГ предложены зависимости, позволяющие на основе известных темпов изнашивания и ресурса серийных двигателей, прогнозировать ресурс вновь создаваемых или модернизируемых двигателей на стадии проектирования.

При выводе формул в известную зависимость, согласно которой величина износа J пропорциональна произведению пути трения ℓ_g на удельное давление в сопряжении q, введен дополнительный фактор δ,

характеризующих удельную массу пыли (или агрессивной среды), приходящуюся на единицу трущейся поверхности деталей,

$$J = c_1 \cdot l_g \cdot q^{y} \cdot \delta^{\prime}, \qquad (6)$$

где y - показатель степени, определяемый опытным путем; c_1 - постоянный коэффициент.

В относительных величинах

$$\frac{J}{J_0} = \frac{l_g}{l_{g_0}} \cdot \left(\frac{q}{q_0}\right)^{y} \cdot \frac{\delta}{\delta_0}, \qquad (7)$$

где показатели с индексом "0" относятся к двигателю прототипу.

При одинаковой запыленности воздуха и коэффициенте его очистки количество пыли, попавшей в цилиндр за цикл, пропорционально количеству поступившего воздуха. Тогда учитывая, что

$$p_e = \frac{2700 \varphi_0 \gamma_0 \eta_u}{g_e \alpha \cdot l_0},$$

$$\delta = \frac{c_2 \cdot \varphi_0 \cdot \eta_u \cdot \gamma_0 \cdot V_h}{F_g} = c_3 \frac{p_e g_e \alpha}{F_g / V_h}, \qquad (8)$$

где φ_0 - коэффициент избытка горючей смеси, отнесенной к условиям окружающей среды; γ_0 - плотность воздуха при параметрах окружающей среды; V_h - рабочий объем цилиндра; η_u - коэффициент использования горючей смеси; g_e - удельный расход топлива; α - коэффициент избытка воздуха; p_e - среднее эффективное давление; F_g - площадь поверхности зеркала цилиндра; c_2, c_3 - постоянные величины.

Относительная поверхность F_g/V_h геометрически подобных двигателей при увеличении рабочего объема уменьшается пропорционально $(V_h/V_{h_0})^{1/3}$. При увеличении отношения $S/D = \xi$ и постоянном рабочем объеме она увеличивается пропорционально $(\xi_0/\xi)^{1/3}$.

Таким образом, относительное изменение удельного количества пыли при изменении параметров рабочего процесса и геометрических размеров двигателя

$$\delta/\delta_0 = \left(V_h/V_{h_0}\right)^{1/3} \cdot \frac{p_e}{p_{e_0}} \cdot \frac{g_e}{g_{e_0}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_0} \cdot \left(\frac{\xi}{\xi_0}\right)^{1/3}. \qquad (9)$$

Путь трения для поршня и колец пропорционален средней скорости поршня, для цилиндра равен произведению частоты вращения коленчатого вала на суммарную высоту поршневых колец. Для геометрически или афинно подобных двигателей

$$\left(q/l_0\right)_{nk} = \left(V_h/V_{h_0}\right)^{1/3} \cdot \frac{n}{n_0} \cdot \left(\frac{\xi}{\xi_0}\right)^{2/3}, \quad \left(q/l_{0,4}\right) = \left(V_h/V_{h_0}\right)^{1/3} \cdot \frac{n}{n_0} \cdot \left(\frac{\xi_0}{\xi}\right)^{1/3}. \qquad (10)$$

На поршневое кольцо действует сумма сил от упругости кольца p_y и давления газов p_z. Из анализа результатов исследований темпов изнашивания компрессионного кольца при различных p_z, проведенных в НАТИ, для диапазона $p_z = 1 \div 8$ кг/см^2 с достаточной точностью можно принять

$$\left(\frac{q}{q_0}\right)^{y} = \left(\frac{p_y + p_z}{p_{y_0} + p_{z_0}}\right)^{y} \approx \left(\frac{p_z}{p_{z_0}}\right)^{0{,}33 \cdot p_{z\,max} \cdot 1}. \qquad (11)$$

где $\rho_{e\,max}$ - наибольшее из рассматриваемых значений ρ_e.

Тогда относительная скорость изнашивания поршневого кольца

$$\left(\frac{J_r}{J_{r_0}}\right)_{пк} = \left(\frac{V_h}{V_{h_0}}\right)^{1/3} \cdot \frac{n}{n_0} \cdot \left(\frac{\rho_e}{\rho_{e_0}}\right)^{2,33}_{max} \left(\frac{s}{s_0}\right)^{1/3} \frac{g_e}{g_{e_0}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{D}{D_0} \cdot \frac{C_m}{C_{m_0}} \left(\frac{\rho_e}{\rho_{e_0}}\right)^{2,33}_{max} \frac{g_e}{g_{e_0}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_0}, \quad (12)$$

цилиндра

$$\left(\frac{J_r}{J_{r_0}}\right)_{ц} = \left(\frac{V_h}{V_{h_0}}\right)^{1/3} \cdot \frac{n}{n_0} \cdot \left(\frac{\rho_e}{\rho_{e_0}}\right)^{2,33}_{max} \left(\frac{s}{s_0}\right)^{1/3} \frac{g_e}{g_{e_0}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{D}{D_0}\right)^{1} \cdot \frac{n}{n_0} \left(\frac{\rho_e}{\rho_{e_0}}\right)^{2,33}_{max} \frac{g_e}{g_{e_0}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_0}. \quad (13)$$

Долговечность деталей определяется по отношению предельно-допустимых износов, пропорциональных диаметру цилиндра, к фактическим.

Относительная долговечность поршневых колец -

$$\left(\frac{H}{H_0}\right)_{пк} = \left(\frac{V_{h_0}}{V_h}\right)^{1/3} \left(\frac{s}{s}\right)^{1/3} \frac{n_0}{n} \left(\frac{\rho_{e_0}}{\rho_e}\right)^{2,33}_{max} \frac{g_{e_0}}{g_e} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha} = \frac{C_{m_0}}{C_m} \left(\frac{\rho_{e_0}}{\rho_e}\right)^{2,33}_{max} \frac{g_{e_0}}{g_e} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha}, \quad (14)$$

цилиндра -

$$\left(\frac{H}{H_0}\right)_{ц} = \left(\frac{V_{h_0}}{V_h}\right)^{1/3} \left(\frac{s}{s_0}\right)^{1/3} \frac{n_0}{n} \left(\frac{\rho_{e_0}}{\rho_e}\right)^{2,33}_{max} \frac{g_{e_0}}{g_e} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha} = \frac{D_0}{D} \cdot \frac{n_0}{n} \cdot \left(\frac{\rho_{e_0}}{\rho_e}\right)^{2,33}_{max} \frac{g_{e_0}}{g_e} \cdot \frac{\alpha_0}{\alpha}. \quad (15)$$

Анализ результатов исследования износостойкости деталей цилиндро-поршневой группы показывает: при прочих одинаковых условиях долговечность цилиндра, поршня, поршневых колец у геометрически подобных двигателей при изменении рабочего объема не изменяется; уменьшение отношения S/D при постоянном рабочем объеме и частоте вращения коленчатого вала повышает долговечность пускового двигателя, при постоянных диаметре цилиндра и средней скорости поршня не влияет на долговечность поршневого кольца; уменьшение высоты колец и их количества снижает скорость изнашивания цилиндра; улучшение качества рабочего процесса повышает долговечность деталей цилиндро-поршневой группы.

Из сказанного следует, что повышение частоты вращения коленчатого вала пускового двигателя при $D = const$ и $C_m = const$ не окажет существенного влияния на способность двигателя сохранять заданные энергетические параметры при изнашивании деталей ЦПГ в процессе эксплуатации и будет лимитироваться только надежностью работы шатунного подшипника.

Анализ развития конструкций 2 - х тактных двигателей и выполненные расчеты показали целесообразность применения в большой головке шатуна сепараторного игольчатого подшипника, обеспечивающего повышение долговечности и допускающего работу при более высокой частоте вращения коленчатого вала.

Экспериментальные исследования. Цель исследований: проверка зависимостей относительной долговечности деталей ЦПГ двигателей, полученных аналитическим путем; проверка эффективности применения игольчатых сепараторных подшипников в большой головке шатуна при работе на более форсированных режимах, оценка возможностей увеличения максимального крутящего момента за счет повышения величины среднего эффективного давления.

Сравнительная износостойкость деталей ЦПГ исследовалась на

двигателях с рабочим объемом 60÷735 см^3, с диаметрами цилиндров 62,72 и 105 мм и отношением S/D 0,32÷1,37 по ускоренной методике с искусственным запыливанием воздуха. Испытания проводились трехчасовыми этапами с постоянной цикловой подачей пыли на единицу рабочего объема цилиндра. Количество объектов испытаний выбиралось из из условия получения точности оценки износа колец в пределах 10% при вероятности (надежности выводов) $\gamma = 0,9$. Было испытано : 63 комплекта деталей ЦПГ на 6 моделях двигателей при $S/D = var$ и постоянных D и C_m и 23 комплекта на 3 моделях двигателей при $D = var$ и постоянных n и c_m . Двигатели работали в режиме компрессора с подачей пыли через невозвратный клапан, расположенный на головке цилиндра (66 комплектов), и на режиме прокрутки с подачей пыли через карбюратор (19 комплектов). Полученные закономерности дополнительно проверялись на 8 двигателях 4-х типоразмеров при их работе на режиме постоянной мощности N_e = 6л.с.. Через каждые 3 часа работы определялась величина изнашивания деталей и снималась скоростная характеристика. Испытания продолжались до снижения мощности на установленную предельно-допустимую величину (15%).

Сравнительная проверка работоспособности шатунных подшипников проводилась на серийных пусковых двигателях ПД-8М, ПД-10 (П-350). Были испытаны серийная конструкция с бессепараторным роликовым подшипником и опытная конструкция с игольчатым сепараторным подшипником. Для проведения измерений коленчатые валы изготавливались с разъемными пальцами кривошипа. Было исследовано влияние на тепловое состояние подшипников нагрузки при различных скоростях вращения, температуры охлаждающей жидкости, угла опережения зажигания, коэффициента избытка воздуха, соотношения бензина и масла в горючей смеси и т.д. В ходе испытаний определились предельно-допустимые по тепловому состоянию скоростные режимы и износостойкость.

На серийных, опытных или специально изготовленных двигателях было исследовано влияние на показатели двигателей фаз газораспределения, формы и количества продувочных каналов, различных конструкций управления впуском горючей смеси, элементов выпускной системы, форм камер сгорания и т.д.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований. Результаты экспериментов подтвердили правомерность теоретических зависимостей для определения долговечности деталей ЦПГ двигателей. Относительная скорость изнашивания поршневых колец при $D = const$

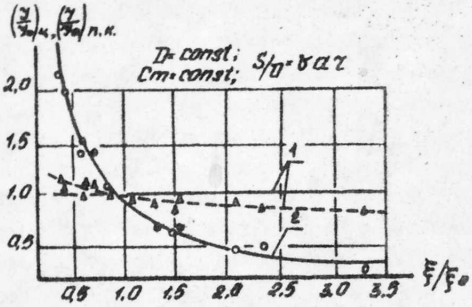


Рис.I

I - компрессионные кольца
2 - цилиндр

и $C_m = const$ по результатам экспериментальных исследований (пунктирная линия на рис.I) несколько отличается от теоретической (кривая I): при уменьшении S/D она увеличивается пропорционально $(n/n_0)^{0,16}$, что можно объяснить ухудшением условий смазки при прохождении поршнем мертвых точек в связи с нарушением гидродинамического эффекта. При оценке износа колец коэффициент вариации изменялся от 0,I67 до 0,356 при среднем значении 0,268. Точность оценки износа колец при надежности выводов P =0,9 находилась в пределах 7 + II%, точность оценки износа цилиндров I2 + 25%.

Экспериментально подтверждено, что деталью, лимитирующей сохранение заданной мощности серийного пускового двигателя, является компрессионное кольцо. Так, при $C_m = const$ и одинаковой мощности продолжительность работы до предельно-допустимого снижения энергетических параметров у более форсированных короткоходных двигателей (N_e/V_h =29,4 $\frac{л.с.}{л}$; S/D =0,695) была такая же как у серийных длинноходных двигателей типа ПД-I0У (N_e/V_h =I7,3 $\frac{л.с.}{л}$, S/D =I,I8). Смена поршневых колец после достижения предельно-допустимых износов приводит к практически полному восстановлению первоначальной мощности двигателя. Это свидетельствует об отсутствии равноизносостойкости колец и цилиндра и подтверждает целесообразность смены колец в процессе эксплуатации.

Результаты сравнительных испытаний подшипников подтвердили имеющиеся в литературе сведения о преимуществах игольчатых сепара-

торных подшипников, которые оказались примерно в 5 раз долговечнее серийных роликовых и надежнее работали при частоте вращения коленчатого вала более 5000 об/мин. В процессе испытаний были проверены различные конструкции сепараторов и материалы для их изготовления. Наиболее надежно работали подшипники со стальными термообработанными сепараторами при увеличенных радиальных зазорах 0,05÷0,08мм .

Основными причинами нарушения работоспособности шатунных серийных подшипников являются износы деталей в процессе эксплуатации, перегрев и заклинивание роликов. Основным фактором, влияющим на тепловое состояние шатунного подшипника, являются скоростной и нагрузочный режимы работы двигателя. Угол опережения зажигания, соотношение бензина и масла в топливной смеси, температура охлаждающей жидкости, регулировка карбюратора на тепловое состояние шатунного подшипника влияют незначительно. Предельно-допустимая температура шатунного подшипника составляет 105÷110°С и наступает у серийных двигателей при частоте вращения 4600-4800 об/мин., у двигателей с игольчатыми сепараторными подшипниками - при более 8000 об/мин.

Исследования влияния конструктивных факторов на показатели двигателей выявили возможность их значительного улучшения. Так, на двигателях типа ИЖ-10У уменьшение угла опережения зажигания с 27° до 23°, увеличение степени сжатия с 6,2 до 7,5 , увеличение длины впускного трубопровода на 100 мм, уточнение фаз газораспределения, применение головки с кольцевым вытеснителем и поршневых колец с улучшенной конструкцией замка обеспечивает повышение максимального крутящего момента на 30%, снижение удельного расхода - 25%. На двигателях ИЖ-8М за счет уменьшения угла опережения зажигания с 29° до 18°, увеличения степени сжатия с 6,6 до 7,5 , увеличения длины впускного трубопровода на 110 мм, уточнения фаз газораспределения и улучшения конструкции впускного канала цилиндра достигнуто увеличение максимального крутящего момента и мощности на 30% и снижение удельного расхода топлива на 30%.

По сравнению с серийной системой управления впуском юбкой поршня применение плоского вращающегося золотника или автоматических лепестковых клапанов при рациональной длине впускной системы увеличивает максимальную мощность двигателя примерно на 15%, максимальный крутящий момент - на 30%. Применение рациональной длины впускной системы на серийных двигателях повышает максимальный крутящий момент на 10÷15% и уменьшает удельный расход топлива

на I0+I5%.

По сравнению со свободным выпуском отработавших газов через короткий патрубок при рациональной длине выпускной трубы постоянного диаметра мощность двигателя повышается на I0-I5%. Специально сконструированная выпускная система повышает мощность двигателя на I5-20%. Неблагоприятная в отношении использования газодинамических явлений длина выпускной системы может значительно снизить мощность пускового двигателя. Так, на серийном двигателе П-350 глушитель снижает мощность на 20+25%.

Применение 3-х канальной продувки позволяет увеличить время-сечение продувочных каналов и окон и повышает максимальный крутящий момент на 5-6%, максимальную мощность на 8+I0%. При одинаковом время-сечении мощность возрастает незначительно.

Сравнительные испытания различных форм камер сгорания выявили некоторое преимущество камеры сгорания с кольцевым вытеснителем, обеспечивающей повышение крутящего момента до 5% во всем скоростном диапазоне; при этом двигатель работает без признаков детонации при более высоких степенях сжатия.

В Ы В О Д Ы

I. В ходе исследований выявлены возможности значительного повышения технического уровня и эффективности применения на тракторах пусковых агрегатов с двухтактными карбюраторными двигателями.

Пусковой агрегат, спроектированный с учетом результатов исследований, по сравнению с серийной моделью имеет в 3,2 раза меньшие габариты, в 3 раза меньшую материалоемкость, в I,4 раза меньшую трудоемкость изготовления и обеспечивает возможность снижения предела холодного пуска дизелей на 5+8°С. При его внедрении удельные затраты , отнесенные к единице максимального крутящего момента прокручивания коленчатого вала дизеля, снижаются в 2 раза: с 2,3 руб/кгм до I,I2 руб/кгм. Народнохозяйственный экономический эффект составит около 35 млн. рублей.

2. Основными путями повышения технического уровня пусковых двигателей являются увеличение максимальной частоты вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления на режиме максимального крутящего момента, снижение материалоемкости и трудоемкости изготовления, повышение долговечности узлов, лимитирующих моторесурс двигателей, повышение унификации.

Для их реализации следует уменьшить объем основного базового двигателя ПД-I0 путем снижения хода поршня с 85 до 55-60 мм,

применять впускные автоматические лепестковые клапаны, подбирать параметры впускной и выпускной систем, карбюратор, угол опережения зажигания, фазы газораспределения на скоростном режиме максимального крутящего момента, применять для сопряжения палец кривошипа- большая головка шатуна игольчатый сепараторный подшипник, изменить компоновочную схему двигателя и технологичность конструкции агрегата в целом.

3. Максимальный крутящий момент серийных пусковых двигателей за счет регулировки угла опережения зажигания, подбора фаз газораспределения, применения автоматических клапанов или использования газодинамических явлений во впускной системе, а также некоторых конструктивных изменений - может быть увеличен на 25+30%.

4. Степень форсирования пусковых двигателей по частоте вращения коленчатого вала лимитируется долговечностью поршневого кольца и шатунного подшипника коленчатого вала. Для обеспечения заданного ресурса необходимо среднюю скорость поршня сохранить на уровне I0-II м/сек и применить игольчатый сепараторный подшипник.

5. Разработана зависимость для комплексной оценки технико-экономических показателей как отдельных пусковых двигателей, так и типоразмерного ряда агрегатов в целом, позволяющая обосновать выбор рационального количества моделей пусковых двигателей и оценить эффективность мероприятий по повышению их технического уровня.

6. На основании проведенных технико-экономических исследований рекомендовано применять для пуска тракторных дизелей 2 модели пусковых двигателей вместо 5: для дизелей с рабочим объемом от 4л (Д37Е) до IIл (А-0I) одну модель двигателя мощностью I0+I2 л.с. и для дизелей с рабочим объемом до I5л (Д160) вторую, мощностью 20+22 л.с. При увеличении количества моделей затраты при производстве и эксплуатации пусковых двигателей возрастают.

7. Предложены зависимости относительной долговечности деталей цилиндро-поршневой группы, позволяющие на основе известной скорости изнашивания серийных двигателей прогнозировать их ресурс на стадии разработки конструкции. Результаты износных испытаний деталей ЦПГ ряда модельных установок и различных пусковых двигателей с высокой степенью точности подтвердили закономерности, полученные аналитическим путем.

8. Результаты исследования переданы в промышленность и используются как в работах по повышению технических показателей серийных пусковых двигателей, так и при создании перспективных пусковых агрегатов.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

I. Беднягин Л.В., Хиврич И.Д. Исследование работоспособности шатунного подшипника 2-х тактного ДВС с кривошипно-камерной продувкой. Мотовелопромышленность № 2,1970 .

2. Беднягин Л.В., Хиврич И.Д., Артамонов М.Д. Анализ развития параметров двухтактных карбюраторных двигателей с кривошипно-камерной продувкой. Мотовелопромышленность № 2,1971 .

3. Беднягин Л.В., Чумаченко В.З. Пусковые двигатели типажа 1965-1970 г.г. Результаты испытаний. Сб."Совершенствование тракторных двигателей и их агрегатов", г.Владимир,1971 .

4. Беднягин Л.В., Кисина В.Н. Надежность пусковых двигателей в эксплуатационных условиях. Сб. "Совершенствование тракторных двигателей и их агрегатов", г.Владимир,1971 .

5. Беднягин Л.В., Яговкин В.А. К вопросу экономического обоснования параметрического ряда пусковых двигателей. Сб."Совершенствование тракторных двигателей и их агрегатов", г.Владимир,1971 .

6. Беднягин Л.В., Яговкин В.А. Влияние выпускной системы на показатели пусковых двигателей. Тракторы и сельхозмашины № 1,1972 .

7. Беднягин Л.В. Пути улучшения технико-экономических показателей пусковых тракторных двигателей. Сб."Проблемы форсирования и надежности тракторных двигателей", г.Владимир,1972 .

8. Беднягин Л.В. К вопросу определения относительной долговечности деталей цилиндро-поршневой группы различных двигателей . "Автомобильный транспорт" выпуск 24, Иваново-Владимир,1972 .

9. Беднягин Л.В. Влияние количества компрессионных колец и их хромирования на долговечность деталей ЦПГ двигателя ЦД-8М . Сб. "Повышение надежности и долговечности двигателей" выпуск 5 (36) ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, М,1974 .

I0. Беднягин Л.В., Хиврич И.Д. Устройство для смазки шатунного подшипника. Авторское свидетельство № 307I99.