

ХАРЬКОВСКИЙ ИНСТИТУТ
ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

Доклад
МОТЛОХОВ Александр Владимирович

ВЫБОР ТИПА И ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ
ТОПЛИВОПОДАЧИ ДЛЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
С ВНУТРЕННИМ СМЕСОБРАЗОВАНИЕМ

05.04.02 - Тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических
наук

Харьков-1993

10 20 1993

Диссертационная работа выполнена на кафедре двигателей внутреннего сгорания Харьковского политехнического института

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор ДЬЯЧЕНКО В.Г.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор САХАРЕВИЧ В.Д.
кандидат технических наук,
профессор САНДОМИРСКИЙ М.Г.

Ведущая организация - ХКБД ПО "Завод имени Малышева".

Защита диссертации состоится "28" октября 1993 г.
в 13 часов в ауд. 313 на заседании специализированного
совета К II4.04.01 при Харьковском институте инженеров железно-
нодорожного транспорта по адресу:

310050, г. Харьков-5С, пл.Фейербаха, 7.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "22" сентября 1993 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук

В.И. ПЕЛЕПЕЙЧЕНКО

ЛНБ України ім. В. Стефаніка



00810657 (R)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение эксплуатационной экономичности и снижение токсичности отработавших газов являются одними из основных направлений совершенствования бензиновых двигателей внутреннего сгорания. Резервы улучшения показателей бензиновых двигателей традиционными методами, такими как повышение степени сжатия при использовании высокооктановых бензинов и совершенствование форм камер сгорания, практически исчерпаны. Дальнейшее улучшение показателей данного типа двигателей может быть достигнуто при разработке новых схем организации рабочих процессов с расслоением заряда в камере сгорания и переходе к качественному (комбинированному) регулированию мощности. Практическая реализация подобных рабочих процессов возможна при переходе от внешнего смесеобразования к непосредственному впрыскиванию бензина в камеру сгорания двигателя.

Применительно к двухтактным двигателям непосредственное впрыскивание бензина в камеру сгорания позволит существенно улучшить их экономические и экологические показатели. Разработка подобных схем организации рабочих процессов сдерживается отсутствием топливной аппаратуры способной обеспечить дозировку, подачу и распыливание бензина в цилиндре двигателя, а также практических наработок и рекомендаций по осуществлению расслоения заряда в камерах сгорания различных конструкций.

Цель и задачи исследования. Цель работы - выбор типа и основных параметров системы топливоподачи для бензинового двигателя с внутренним смесеобразованием.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- разработка схемы организации рабочих процессов двигателя с пневматической системой топливоподачи и конструкции элементов системы;
- разработка математической модели расчета процесса топливоподачи пневматической системой;
- экспериментальные исследования пневматической системы топливоподачи на четырехтактном двигателе с разделенной камерой сгорания;
- экспериментальные исследования пневматической и механи-

ческой систем впрыскивания бензина на двухтактном двигателе с неразделенной камерой сгорания, доводка рабочих процессов двухтактного двигателя с впрыскиванием бензина;

- сравнительная оценка эффективности применения пневматической и механической систем впрыскивания бензина.

Научная новизна. Разработан и защищен авторским свидетельством способ работы двигателя внутреннего сгорания с пневматической системой топливоподачи, конструкция двигателя с механической системой впрыскивания, применение которых позволяет осуществить расслоение заряда в камере сгорания двигателя и перейти к качественному (комбинированному) регулированию мощности бензинового двигателя, что существенно улучшает эксплуатационную экономичность и снижает токсичность отработавших газов данного типа двигателей.

Разработана методика расчета процесса топливоподачи пневматической системой, позволяющая с достаточной точностью оценить на стадии проектирования основные параметры системы.

Практическая ценность. Разработана конструкция двигателя и элементов пневматической системы топливоподачи, позволяющие осуществить предложенный способ работы двигателя. Проведены экспериментальные исследования двигателя, сформулированы основные требования к конструкции двигателя и элементов системы топливоподачи.

Разработана конструкция двухтактного двигателя с механической системой впрыскивания бензина. Подобраны регулировочные и конструктивные параметры двигателя и системы впрыскивания при которых осуществляется расслоение заряда в камере сгорания, что позволило существенно (до 40 %) улучшить экономичность по сравнению с базовым карбюраторным двигателем при работе на бензине, обеспечить работу двигателя с электрическим зажиганием на керосине и дизельном топливе.

Результаты разработок переданы предприятиям - изготовителям и включены в национальную программу по моторостроению. Министерством машиностроения, военно-промышленного комплекса и конверсии Украины утверждена и финансируется программа по подготовке производства систем впрыскивания бензина и двухтактных двигателей с системами впрыскивания для средств малой механизации.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всесоюзных научно-технических конференциях и семинарах: "Повышение топливной экономичности ДВС" (г.Уфа, УАИ, 1935 г.), "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах", (г.Москва, МВТУ, 1987 г.), "Применение впрыска- один из эффективных способов улучшения топливной экономичности бензиновых двигателей", (г.Владимир, НИКТИД, 1989 г.), на э-де МеМЗ (г.Мелитополь, 1987 г.), на научно-технических конференциях кафедр в ХИИТы (1986 г.) и ХПИ (1984-1990 г.г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ, в т.ч. 2 тезиса доклада, 2 авт.свид.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и приложений. Она имеет 215 стр. основного машинописного текста, 60 рис. Список использованных источников включает 62 наименования. Приложения содержат алгоритмы расчета процесса топливоподачи пневматической системой; документ, подтверждающий практическое использование результатов разработок; авторские свидетельства по теме диссертационной работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснованы актуальность проблемы и выбор направления исследований. Сформулированы цель и задачи исследования.

В первой главе приведены конструкции двигателей с рас-слоением заряда и рассмотрены особенности организации рабочих процессов, позволяющие осуществить расслоение. На примере рассмотренных конструкций сформулированы требования к системе топливоподачи бензинового двигателя с внутренним омесеобразованием. С учетом сформулированных требований рассмотрены возможности существующих систем топливоподачи- электронных, механических и пневматических. Показано, что для организации рабочих процессов с подачей бензина непосредственно в камеру сгорания могут быть использованы механические и пневматические системы топливоподачи, обеспечивающие подачу топлива в среду с повышенным противодавлением. Существующие конструкции электронных систем впрыскивания не обеспечивают подачу топлива в

среду с противодействием, что не позволяет применять их для двигателей с внутренним смесеобразованием с подачей топлива на такте сжатия. В связи с этим в данной работе исследуются два типа систем топливоподачи - механическая и пневматическая применительно к двигателям с разделенной и неразделенной камерой сгорания. Приводится обзор конструкций топливных насосов и форсунок механических систем впрыскивания способных работать на маловязких сортах топлива. Среди существующих конструкций для исследований в данной работе выбрана конструкция топливного насоса с эластичным уплотнением плунжера как наиболее перспективная, а из форсунок - клапанная форсунка, надежно работающая на бензине и обеспечивающая его удовлетворительный распыл при относительно невысоких давлениях впрыскивания.

Приведены обзор конструкций пневматических систем топливоподачи, в которых используется сжатый воздух для подачи и распыливания топлива в цилиндре двигателя, схемы организации рабочих процессов с их применением от компрессорных дизелей до современных конструкций. Рассматривается разработанная и защищенная авт.свид. схема организации рабочих процессов двигателя с разделенной камерой сгорания и пневматической системой топливоподачи (рис. I). Отмечается, что применение пневматических систем топливоподачи, совмещающих функции систем питания двигателя топливом и наддува, может обеспечить качественно новый результат в плане улучшения показателей бензиновых двигателей.

Во второй главе рассматривается методика расчета основных показателей пневматической системы топливоподачи. Приведена математическая модель расчета процесса топливоподачи пневматической системой, в основу которой положен метод расчета газообмена, предложенный профессором Н.М. Глаголовым. Применительно к пневматической системе топливоподачи данный метод используется для расчета параметров рабочего тела в цилиндрах двигателя и компрессора, в нагнетательном трубопроводе в период массообмена между ними. Изменение параметров рабочего тела в надпоршневых объемах и трубопроводе определяется при совместном решении дифференциальных уравнений сохранения энергии и уравнений состояния записанных для каждого из объемов и уравнений динамики движения клапанов (нагнетательного клапана компрессора и клапана пневматической форсунки):

Схема пневматической системы топливоподачи

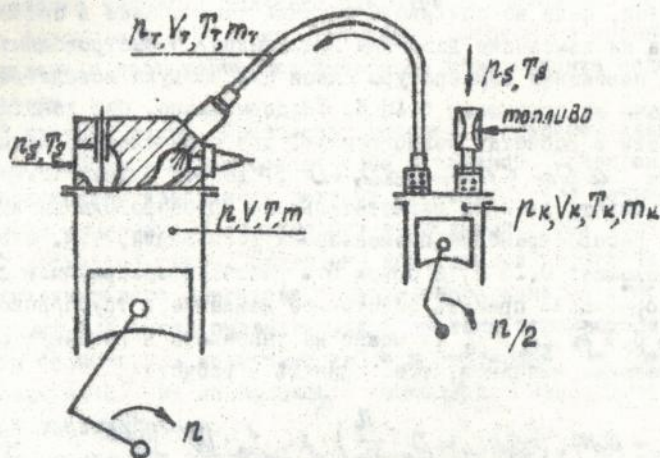


Рис. 1

$$dm_k \cdot i_k + dQ_{kr} = d(m_k \cdot i_k) - V_k \cdot dp_k; \quad (1)$$

$$\frac{dm_k}{m_k} = \frac{dp_k}{p_k} + \frac{dV_k}{V_k} - \frac{dT_k}{T_k}; \quad (2)$$

$$dm_k \cdot i_k - dm_r \cdot i_r + dQ_{rr} = d(m_r \cdot i_r) - V_r \cdot dp_r; \quad (3)$$

$$\frac{dm_r}{m_r} = \frac{dp_r}{p_r} + \frac{dV_r}{V_r} - \frac{dT_r}{T_r}; \quad (4)$$

$$dm_s \cdot i_s + dm_r \cdot i_r + dQ_r = d(m \cdot i) - V \cdot dp; \quad (5)$$

$$\frac{dm}{m} = \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T}; \quad (6)$$

$$(m_H + \frac{1}{2} m_{nH}) \cdot \frac{d^2 h_H}{d(\psi/6n)^2} = (p_k - p_r) \cdot f_H; \quad (7)$$

$$(m_\varphi + \frac{1}{2} m_{n\varphi}) \cdot \frac{d^2 h_\varphi}{d(\psi/6n)^2} = (p_r - p) \cdot f_\varphi. \quad (8)$$

Приведенная система расчетных уравнений несколько упрощается, если не учитывать влияние теплообмена в системах впуска на изменение давления в цилиндре. В быстроходных двигателях повышение температуры смеси или воздуха вследствие теплоотдачи не превышает 6-10 К. Следовательно, без заметной погрешности в расчетах можно принять для определяющих режимов работы $dQ_{HT} = dQ_{TT} = dQ_{T} = 0$. В данном случае также можно не учитывать влияние нагнетательного трубопровода на запаздывание распространения элементарных возмущений, т.к. его длина не превышает 0,15 м, а объем 6 % рабочего объема цилиндра компрессора. Если принять остаточное давление в трубопроводе порядка $0,5 P_{k \max}$, то можно не учитывать и конечную скорость перемещения клапанов, т.е. принять в расчетах

$$dm'_r = dm_k = \rho_k \left(\frac{r}{r_k} \right)^{1/2} \cdot \mu_r \cdot f_r \cdot W \cdot \frac{dP_k}{8r_k} \quad (9)$$

Решая совместно оставшиеся уравнения 1, 2, 5 и 6 относительно изменения давления в надпоршневых полостях цилиндра компрессора и двигателя получим:

$$dP_k = \frac{\kappa r_k}{V_k} \left(\frac{1}{\rho_k} dm_k - dV_k \right); \quad (10)$$

$$dP = \frac{\kappa r}{V} \left[\frac{1}{\rho} (a dm_s + a' dm_k) - dV \right]. \quad (11)$$

Система дифференциальных уравнений (10, 11) решалась численными методами интегрирования на ЭВМ.

Проверка достоверности математической модели осуществлялась сравнением расчетной кривой изменения давления в цилиндре компрессора с осциллограммой изменения давления в цилиндре компрессора на участке топливоподачи. Отклонение расчетных данных от экспериментальных не превышает 5 %.

С использованием разработанной математической модели был рассчитан процесс подачи топливоздушной смеси компрессором в цилиндр двигателя. Основными факторами, влияющими на продолжительность подачи, максимальное давление подачи, коэффициент подачи и мощность потребляемую компрессором являются давление открытия и площадь проходного сечения клапана форсунок. Для выбора этих параметров использовано математическое планирование двухфакторного эксперимента и получены в графич-

ческом виде серии изолиний, которые позволяют выбрать приемлемое сочетание значений давления открытия и проходного сечения клапана форсунки при условии достижения выбранного уровня давления подачи и достижения максимального коэффициента подачи компрессора.

В третьей главе. Приведено описание экспериментального стенда и метрологическое обеспечение испытаний. Приведен расчет погрешностей измеряемых величин. Показано, что точность проводимых измерений удовлетворяет требованиям ГОСТ 14346-81.

В четвертой главе. Приведены конструкция четырехтактного четырехцилиндрового двигателя с разделенной камерой сгорания, конструкция элементов пневматической системы топливоподачи, результаты безмоторных испытаний системы топливоподачи, результаты экспериментальных исследований двигателя с пневматической системой топливоподачи.

Двигатель для исследования схемы организации рабочих процессов с пневматической системой топливоподачи разработан на базе дизеля ВАЗ-341. За счет увеличения объемов основной камеры сгорания в днище поршня и вихревой камеры в головке цилиндров степень сжатия базового двигателя была уменьшена до II. Данное значение степени сжатия для экспериментального двигателя было принято по результатам экспериментов, исходя из условия бездетонационной работы двигателя на бензине с октановым числом 72-76. При этом было выдержано равенство объемов основной и дополнительной камер сгорания.

По скоростной характеристике холостого хода экспериментальный двигатель стабильно работал до 5000 мин^{-1} . Часовой расход топлива на малых и средних частотах вращения на 8-10 % ниже, чем у серийно выпускаемых отечественных карбюраторных двигателей. Содержание оксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах удовлетворяет требованиям действующих и перспективных стандартов.

Для обеспечения стабильной работы двигателя с расщепленным зарядом в камере сгорания при работе двигателя под нагрузкой был применен наддув двигателя от автономного компрессора. Применение наддува, как показали результаты предварительных экспериментов, для двигателя с разделенной камерой сгорания необходимо для обеспечения работы на больших нагрузках, сопоставимых с уровнем мощности карбюраторного двигателя. Результаты исследований показали, что для достижения $P_e = 0,9 \text{ МПа}$

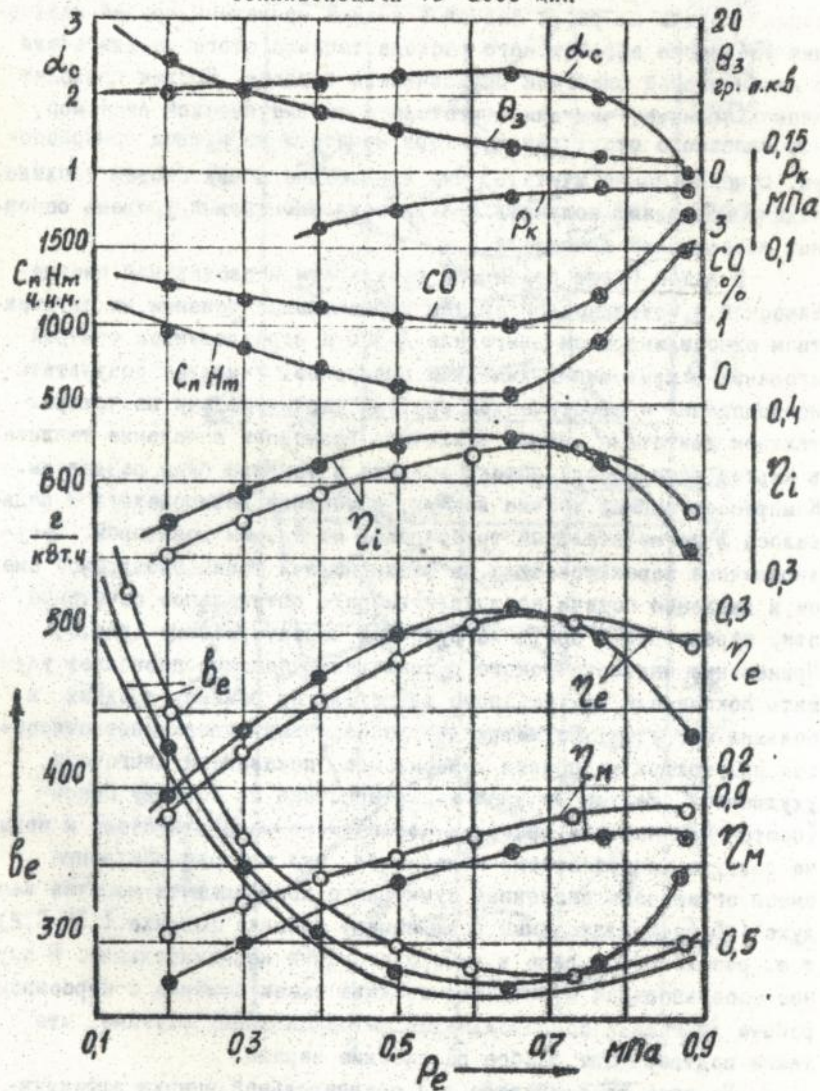
достаточно повышения давления на впуске до $P_k = 0,14$ МПа, на режимах средних нагрузок до $P_k = 0,115-0,125$ МПа. На малых нагрузках до $P_e = 0,4$ МПа возможна работа двигателя без наддува.

Результаты экспериментальных исследований двигателя с пневматической системой топливоподачи представлены на рис.2. Снижение удельного эффективного расхода топлива отмечается практически по всей характеристике и оставляет 5-7 %. Повышение индикаторного КПД экспериментального двигателя по сравнению с карбюраторным двигателем ВАЗ-2103 составляет, примерно, 10 %. Значение суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha_c = 2-2,4$ свидетельствует о расслоении заряда в камере сгорания двигателя. Эти значения α_c обеспечиваются за счет концентрации всей цикловой порции топливовоздушной смеси в объеме дополнительной камеры сгорания. При равенстве объемов основной и дополнительной камер сгорания и указанных значениях суммарного коэффициента избытка воздуха по всему объему камеры сгорания, значение коэффициента избытка воздуха смеси в дополнительной камере сгорания составляет $\alpha_{г.к.} = 1-1,2$ практически по всей характеристике. На режиме номинальной мощности смесь в дополнительной камере сгорания обогащается до значений

$\alpha_{г.к.} = 0,5-0,6$. При принятой сферической форме дополнительной камеры сгорания поток воздуха из основной камеры образует интенсивный вихрь, который при малых и средних цикловых подачах топлива обеспечивает гомогенизацию смеси в объеме дополнительной камеры сгорания, а при больших - отбрасывание топлива на периферию камеры к электродам свечи зажигания. Это является причиной увеличения периода задержки воспламенения, переноса процесса сгорания на линию расширения, снижения экономичности.

Необходимо отметить, что экспериментальный двигатель работал по характеристике холостого хода с комбинированным регулированием мощности. Для улучшения показателей двигателя применялось частичное дросселирование воздуха на впуске. Под нагрузкой до $P_e = 0,4$ МПа двигатель работал с комбинированным регулированием мощности, выше - при качественном регулировании мощности только за счет изменения количества подаваемого топлива. Бездетонационная работа двигателя со степенью сжатия 11 на бензине А-72 и смеси бензина с дизтопливом, октановое число которой 50-55, свидетельствует о его высоких антидетонацион-

Нагрузочная характеристика двигателя с разделенной камерой сгорания и пневматической системой топливopодачи $n = 2000$ мин⁻¹



○ — двигатель ВАЗ-2103; ● — с пневматической системой;
 — — с механической системой

Рис. 2

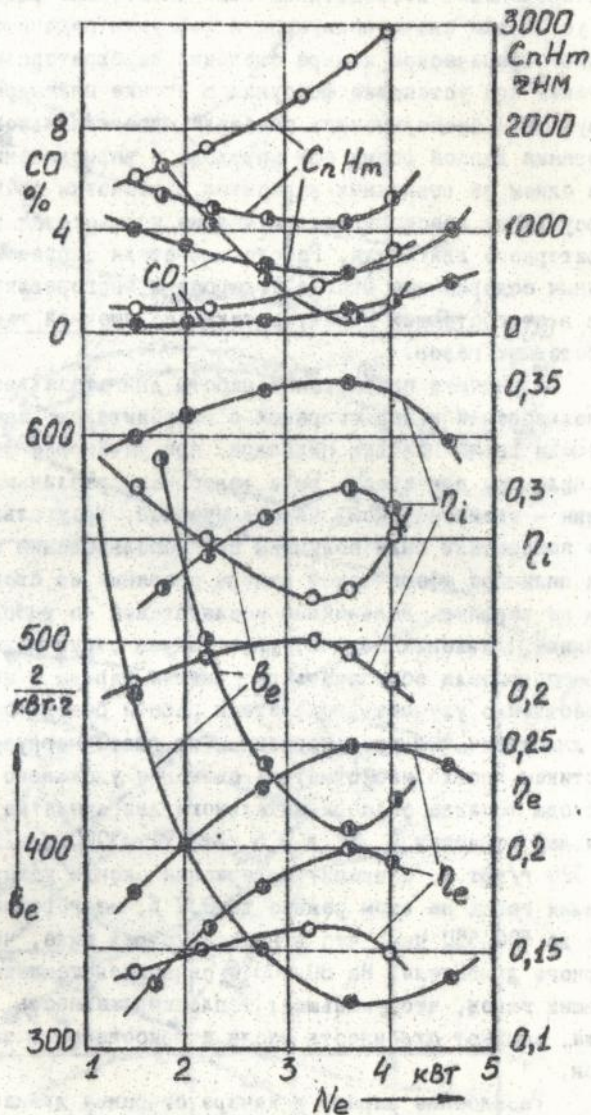
ных качествах.

Для сравнения эффективности применения двух типов систем топливopодачи на рис.2 сплошной линией приведена кривая изменения удельного эффективного расхода топлива этого же двигателя с механической системой впрыскивания бензина. Кривая проходит несколько ниже, чем для двигателя с пневматической системой, что связано с отсутствием потерь мощности на привод компрессора. В целом можно считать, что применение обеих систем топливopодачи позволяет получить практически одинаковый уровень основных показателей двигателя.

В пятой главе приведены результаты исследований пневматической и механической систем впрыскивания бензина на двухтактном одноцилиндровом двигателе Д-300 с неразделенной камерой сгорания и кривошипно-камерной продувкой. Учитывая результаты исследований пневматической системы топливopодачи на четырехтактном двигателе, чтобы исключить возможное попадание топлива в картер компрессора потоки воздуха и топлива были разделены. Компрессор сжимал только воздух, а топливо дозировалось и подавалось в нагнетательный трубопровод отдельным дозатором. Регулировочные характеристики по фазам подачи топливозвоздушной смеси и давлению подачи позволили выбрать оптимальное сочетание этих параметров и снять нагрузочную характеристику (рис.3). Применение пневматического распыливания бензина позволяет улучшить показатели двухтактного двигателя на режимах средних и больших нагрузок. На малых нагрузках, ввиду увеличения относительных потерь на привод компрессора, показатели двигателя ухудшаются. Регулировочная характеристика по составу смеси (постоянная частота вращения коленчатого вала двигателя и подача воздуха компрессором) показывает, что пределы обеднения смеси ограничены значением суммарного коэффициента избытка воздуха 1,5 (действительный коэффициент избытка воздуха 1,15-1,2), т.е. расслоение заряда в камере сгорания незначительное. В случае использования в качестве топлива смеси бензина с керосином работа двигателя сопровождается детонационными стуками, что также подтверждает слабое расслоение заряда.

На этом же двигателе для сравнительной оценки эффективности применения двух типов систем топливopодачи была установлена механическая система впрыскивания бензина - односекционный насос с магнетным уплотнением плунжера и клапанная форсунка.

Сравнение нагрузочных характеристик двигателя Д-300 с различными системами топливоподачи, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$



○—○ - с карбюратором; ◐—◐ - с пневматической системой; ●—● - с механической системой

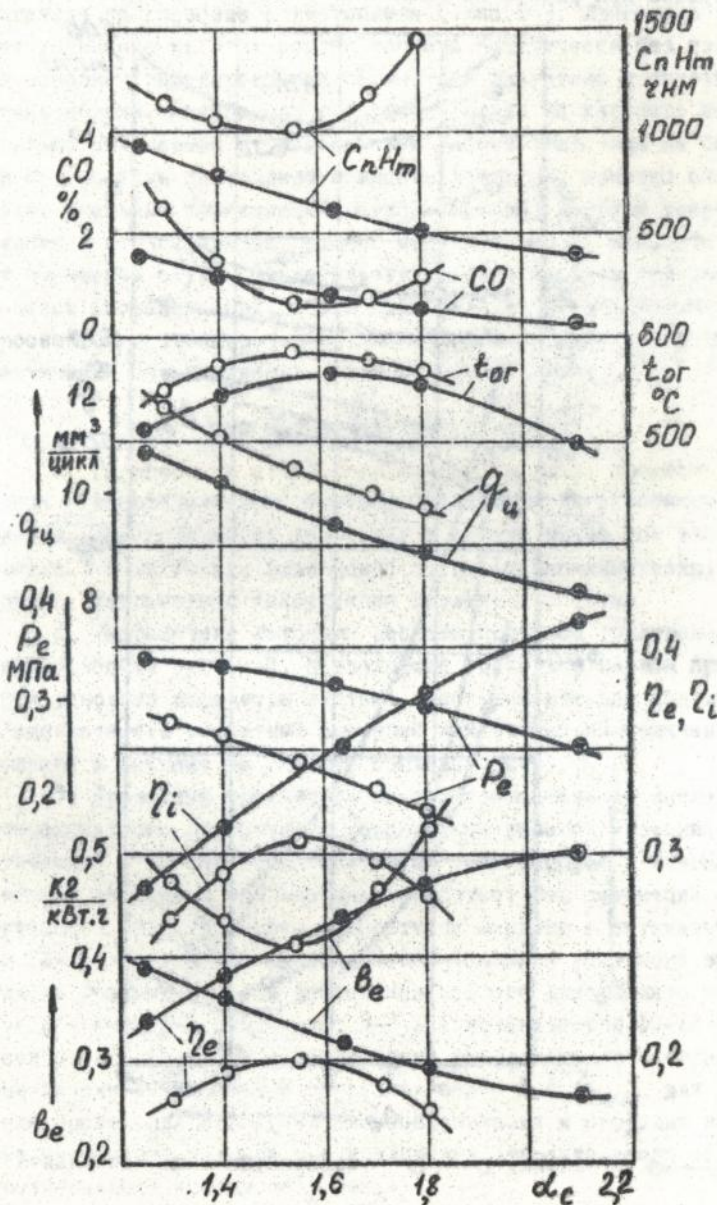
Рис. 3

При проведении исследований были опробованы различные варианты установки свечи зажигания и форсунки подачи топлива в серийной сферической камере сгорания карбюраторного двигателя, а также при установке форсунки в стенке цилиндра двигателя. Результаты экспериментов показали, что использование камеры сгорания данной формы при переходе к впрыскиванию бензина ни при одном из возможных вариантов установки свечи зажигания и форсунки не обеспечивает улучшение показателей базового карбюраторного двигателя. Работа двигателя сопровождается повышенным содержанием оксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах, а также повышенной температурой отработавших газов.

Улучшение показателей работы двигателя достигается при использовании камер сгорания с вытеснителем, составляющим 50 % площади днища головки цилиндра, при установке форсунки в стенке цилиндра двигателя. Были опробованы различные камеры сгорания - эллиптической, цилиндрической, треугольной формы. Лучшие показатели были получены при использовании смещенной от оси цилиндра сферической камеры сгорания со свечой зажигания при ее вершине. Дальнейшие исследования по выбору фаз подачи топлива, давления подачи, угла конуса струи подаваемого топлива позволили обеспечить расслоение заряда в камере сгорания, существенно улучшить показатели работы базового карбюраторного двигателя. По представленным на рис. 3 нагрузочным характеристикам необходимо отметить снижение удельного эффективного расхода топлива экспериментального двигателя на режиме номинальной мощности ($N_e = 3,6$ кВт, $n = 3000$ мин⁻¹) с 520 г/кВт.ч до 320 г/кВт.ч, снижение содержания оксида углерода в отработавших газах на этом режиме до 0,2 %, несгоревших углеводородов до 600-650 чмн, что в несколько раз ниже, чем у карбюраторного двигателя. На 80-100°C снизилась температура отработавших газов, что уменьшает теплонпряженность деталей двигателя, снижает оклонность масла к коксованию в зоне выпускных окон.

Расслоение заряда в камере сгорания двигателя подтверждает и регулировочная характеристика по составу смеси (рис. 4). Двигатель стабильно работает до значений $\alpha_c = 2,1$, что с учетом 20-25 % потерь воздуха на продувку будет соответствовать действительному значению коэффициента избытка воздуха в камере сгорания двигателя $\alpha = 1,5 - 1,65$.

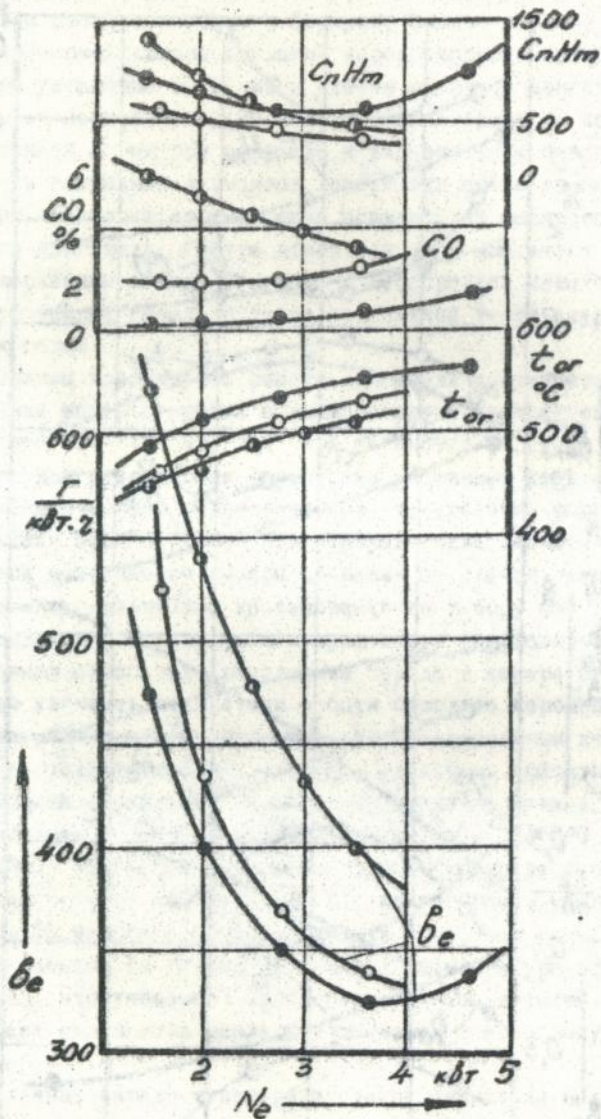
Регулировочные характеристики по составу смеси двигателя Д-300 с системами впрыскивания бензина, $n = 3000$ мин⁻¹



○ — с пневм. системой; ● — с мех. системой

Рис. 4

Нагрузочные характеристики двигателя с механической системой впрыска при работе на различных сортах топлива, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$



●—● - бензин; ○—○ - керосин; ●—● - дизельное топливо

Рис. 5

Проверена также возможность работы экспериментального двигателя на керосине и дизтопливе (рис.5). Двигатель работает устойчиво на этих сортах топлива практически без изменения основных регулировочных параметров двигателя и системы топливоподачи. Показатели работы двигателя на керосине несущественно отличаются от показателей работы двигателя на бензине. При переходе на дизтопливо мощность двигателя заметно снижается, растет удельный эффективный расход топлива, выбросы токсичных веществ с отработавшими газами. Ограничением по мощности служит появление стука, свидетельствующего о жестком протекании процесса сгорания. При работе двигателя на смесях бензина с керосином и дизтопливом в равном отношении двигатель работает практически без изменения основных показателей.

Основные результаты и выводы

1. Разработана схема организации рабочих процессов двигателя с использованием системы пневматического распыливания топлива, обеспечивающая дозировку и подачу малых доз топлива, порядка $3-4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, независимо от их физико-химических свойств. Разработана конструкция элементов системы.

2. Разработана методика расчета процесса топливоподачи пневматической системой, позволяющая оценить в первом приближении основные параметры системы. Экспериментально подтверждена адекватность расчетных значений действительным значениям давлений в системе на участке топливоподачи.

3. Проведены сравнительные экспериментальные исследования четырехтактного двигателя с разделенной камерой сгорания с пневматической и механической системами топливоподачи. Двигатель с обеими системами топливоподачи работает без детонации с качественным регулированием мощности на бензине с октановым числом 72-76 при степени сжатия 10-12. Снижение удельного эффективного расхода топлива экспериментального двигателя с пневматической системой составляет 5-7 % с механической 10-12 %, выбросов оксида углерода и несгоревших углеводородов с отработавшими газами 50-80 %. При нагрузках более $0,5 P_{e \max}$ для улучшения протекания процессов смесеобразования и сгорания необходимо применение наддува или увеличения относительного объема дополнительной камеры сгорания.

4. Практическое использование пневматической системы топливоподачи возможно при применении отдельного дозатора топлива и разделения потоков воздуха и топлива. Использование в качестве дозатора топлива карбюратора не перспективно, т.к. возможно попадание топлива из надпоршневой полости компрессора в картер.

5. Использование пневматического распыливания топлива на двухтактном двигателе с неразделенной камерой сгорания улучшает экономичность на режиме номинальной мощности по сравнению с карбюраторным двигателем на 10-15 %. На режимах малых нагрузок, вследствие увеличения механических потерь, показатели экспериментального двигателя, по сравнению с карбюраторным вариантом, ухудшаются.

6. На двухтактном двигателе с механической системой впрыскивания бензина достигнуто расслоение заряда в камере сгорания двигателя до $\alpha_c \times 2$, снижение удельного эффективного расхода топлива на 30-40 %, выбросов оксида углерода на 50-80 %, несгоревших углеводородов в 2-3 раза, по сравнению с карбюраторным вариантом двигателя.

7. Двигатель с механической системой впрыскивания топлива работает на бензине, на смесях бензина с керосином и дизтопливом, а также на чистых сортах этих топлив при высоком уровне основных показателей практически без изменения регулировочных параметров двигателя и системы топливоподачи.

8. По результатам сравнительных исследований двух типов систем топливоподачи на двигателях с различными схемами организации рабочих процессов механическая система впрыскивания топлива с использованием топливного насоса с манжетным уплотнением плунжера и клапанной форсунки, более предпочтительна, обеспечивает высокий уровень показателей бензиновых двигателей с внутренним смесеобразованием, расширяет ресурсы моторных топлив.

9. По результатам выполненных совместно с ХНПО ФЭД исследований Министерством машиностроения, военнопromышленного комплекса и конверсии Украины утверждена программа подготовки производства систем впрыскивания бензина и двухтактных двигателей с системами впрыскивания для средств малой механизации.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих научных трудах:

1. Мотлохов А.В., Дьяченко В.Г. Математическое моделирование процессов подачи топливовоздушной смеси пневматической системой автомобильного двигателя. /Двигатели внутреннего сгорания.-Харьков-1985 г., № 42.-С.95-100.

2. Мотлохов А.В.-Экспериментальные исследования пневматической системы топливоподачи. (Деп. в УкрНИИТИ 10.11.86 № 253 Ук-86 ДЕП).

3. Дьяченко В.Г., Мотлохов А.В. Исследование пневматической системы топливоподачи.-Тезисы докладов /Всесоюз. научн. техн. конфер.-Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах.- Москва.-М-1987.- С.86.

4. Мотлохов А.В., Дьяченко В.Г., Амосов С.В. Применение впрыска- один из эффективных способов улучшения топливной экономичности бензиновых двигателей.-Тезисы докладов /Всесоюз. научно-практ. семинар.-Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС.-Владимир.- 1989. -С.16.

5. Дьяченко В.Г., Мотлохов А.В., Амосов С.В. Не каждый двухтактный серьезный конкурент четырехтактному, /Автомобильная промышленность, 1992, № 9.

6. А.с. 1188347. Способы работы двигателя внутреннего сгорания /В.Г.Дьяченко, А.В.Мотлохов, А.С.Цеслинский, С.В.Амосов.-опубл. в Б.И. № 40, 1985.

7. А.С. 1370294. Форсунка пневматической системы топливоподачи для двигателя внутреннего сгорания. /В.Г.Дьяченко, А.В.Мотлохов, В.Ю.Диденко.-Опубл. в Б.И. № 4, 1988.



Ответственный за выпуск
к.т.н. ГУБИН А.И.

Подписано к печати
Формат бумаги 50x84 1/16. Бумага для множ. аппаратов.
Печать офсетная. Усл. печ. лист 1,25. Заказ 551. Тираж 100.

Издание ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.
Тип. ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

AB 28.243

AB 28.243