

**ЛОДНЯ ВЯЧЕСЛАВ АЛЕКСАНДРОВИЧ**

**УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВУХТАКТНОГО ДВС  
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО  
ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ  
ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ**

*05.04.02 - тепловые двигатели*

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

Москва - 2000 г.

Работа выполнена на кафедре «Комбинированные двигатели внутреннего сгорания» инженерного факультета Российского университета дружбы народов.

Научный руководитель:  
кандидат технических наук

Гусаков С.В.

Научный консультант:  
доктор технических наук, профессор

Патрахальцев Н.Н.

Официальные оппоненты:  
доктор технических наук, профессор  
кандидат технических наук, доцент

Кустарев Ю.С.  
Кузнецов А.Г.

Ведущая организация:

Научно-исследовательский институт комбайновых и тракторных двигателей

Защита состоится " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2000 г. в " \_\_\_\_\_ " часов, на заседании диссертационного совета К 053.22 32 в Российском университете дружбы народов по адресу: 117198, г. Москва, ул. Орджоникидзе, д. 3.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке Российского университета дружбы народов по адресу: 117198, г. Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6.

Автореферат разослан " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2000 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
кандидат технических наук, профессор



Виноградов Л.В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования определяется тем, что в создании ДВС, отвечающих самым жестким требованиям по токсичности обработавших газов (ОГ) в сочетании с высокой экономичностью, наибольший прогресс достигнут, в основном, на двигателях автомобильного типа. В значительно меньшей степени развита теория и расчетные методы оптимизации параметров малоразмерных, в том числе двухтактных бензиновых ДВС (ДБ ДВС). Повышенное внимание к двухтактным малогабаритным ДВС определяется широкой сферой применения этих двигателей, а также рядом преимуществ перед ДВС, работающими по четырехтактному циклу. Важность данной работы определяется также тем, что в последние десятилетия решение вопросов топливной экономичности и токсичности ОГ, приобрело определяющее значение. От того насколько двигатель отвечает нормам национальных стандартов зависит его конкурентоспособность и возможность применения для привода различных категорий механизмов и транспортных средств.

Целью исследования являлось улучшение эколого-экономических показателей двухтактного бензинового ДВС ДК-8 путем замены традиционного карбюраторного способа смесеобразования на непосредственное впрыскивание топлива в цилиндр двигателя без существенных переделок базового двигателя.

Объект исследования. Бензиновый двухтактный двигатель с принудительным зажиганием ДК-8, его штатная и экспериментальная топливная аппаратура.

Научная новизна проведенной работы состоит в разработке расчетно-теоретической методики оценки влияния внутреннего смесеобразования на эмиссию оксидов азота с учетом степени концентрационной неоднородности смеси, вклад которых в суммарную токсичность в отработавших газах ДБ ДВС становится определяющим при данном типе смесеобразования. Также научная новизна состоит в разработке оригинальной конструкции системы впрыскивания бензина непосредственно в цилиндр высокооборотного двухтактного ДВС, на основе проведенных расчетно-теоретических исследований с применением созданной математической модели и программы расчета гидродинамических процессов в топливоподающей аппаратуре. Разработанная система топливоподачи, установленная на базовый двухтактный двигатель ДК-8, позволила на специально спроектированном исследовательском стенде, оснащенном аппаратурой для регистрации быстропротекающих процессов, с обработкой сигналов на компьютере в цифровой форме, получить новые данные о протекании рабочего процесса при непосредственном впрыскивании бензина в двухтактный высокооборотный двигатель с принудительным зажиганием, в ходе проведения экспериментальных исследований экономических, мощностных и ток-

сических характеристик, при изменении в широком диапазоне его регулировочных параметров. Проведенные исследования подтвердили теоретически обоснованную возможность создания системы механического впрыскивания, позволяющей улучшить эколого-экономические показатели, и определить перспективные направления работ по дальнейшему совершенствованию двухтактных бензиновых ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива

#### **Практическая значимость.**

На основе результатов выполненных работ на Гомельском заводе пусковых двигателей был создан опытный образец бензинового двухтактного двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива, показавший примерно на 20...25% лучшую экономичность по сравнению с карбюраторным вариантом при 40. 50% снижении эмиссии несгоревших углеводородов с ОГ.

**Реализация результатов работы.** Результаты диссертационной работы используются при исследовании возможности подготовки производства двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина на Гомельском заводе пусковых двигателей

**Апробация работы.** Диссертационная работа заслушана и одобрена на заседании кафедры "Комбинированные ДВС" Российского Университета Дружбы Народов в апреле 2000 г. Материалы, включенные в диссертацию, были представлены на VI Международном научно-практическом семинаре "Совершенствование и мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" в ВлГУ (г Владимир, 1997 г.), на 52-й Международной научно-технической конференции БГПА (г Минск, 1997 г), на Международной научно-практической конференции, посвященной памяти академика В. П. Горячкина в МГАУ им Горячкина (г Москва, 1998 г), на 35 научной конференции "Актуальные проблемы теории и практики инженерных исследований" в РУДН (г Москва, 1999г.), на 36 научной конференции инженерного факультета в РУДН (г Москва, 2000 г)

**Публикации.** Основное содержание диссертационной работы опубликовано в 4 печатных работах и одном патенте РФ

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа содержит 128 страниц машинописного текста, 76 рисунков, 11 таблиц и состоит из введения, четырех глав, выводов, списка использованной литературы, включающего 40 наименований и приложений

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность проведения работ, направленных на улучшение экологических и экономических показателей двухтактных бензиновых малоразмерных двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием

**В первой главе** проведен анализ конструкции, эксплуатации и применения ДБ ДВС и используемых на двигателях этого класса систем питания. Отмечается, что двигатели, оборудованные карбюраторными системами питания не могут отвечать постоянно растущим требованиям по экономичности и токсичности ОГ. Из проведенного анализа следует, что наиболее перспективным путем улучшения эколого-экономических показателей ДБ ДВС является применение непосредственного впрыскивания.

Проведен анализ существующих систем впрыскивания, применяемых на ДБ ДВС, показавший, что организация эффективного рабочего процесса возможна при использовании всех типов систем впрыскивания. Однако при применении механических систем впрыскивания значительно упрощается как сама система топливоподачи, так и конструкция ДВС. Следует отметить, что в настоящее время механических насосов дозирующих топливо до  $15 \text{ мм}^3/\text{цикл}$  при номинальной частоте вращения  $4500 \text{ мин}^{-1}$  в СНГ серийно не выпускается.

Отмечено, что большой вклад в совершенствование рабочих процессов ДБ ДВС внесли отечественные ученые: Ю.И. Будыко, Б.А. Взоров, Ю.В. Духнин, В.Э. Коганер, В.А. Ломовский, К.М. Маскенсков, А.Ф. Никольский, В.В. Панов, Г.П. Покровский, а также исследователи Японии, США, Германии, Франции.

Однако следует отметить недостаточность информации о методах оптимизации эффективных и индикаторных показателей ДБ ДВС при применении впрыскивания бензина. В частности, практически отсутствуют рекомендации по выбору типа системы впрыскивания при переходе с внешнего смесеобразования на внутреннее для конкретного ДВС с заданными конструктивными параметрами и типовые методики прогнозирования содержания вредных веществ в ОГ ДБ ДВС при непосредственном впрыскивании топлива.

Произведенный анализ опубликованных работ по исследованию применения непосредственного впрыскивания в ДБ ДВС позволил сформулировать основные задачи исследования:

1. Разработать расчетно-теоретическую методику оценки влияния внутреннего смесеобразования на образование оксидов азота, вклад которых в суммарную токсичность ОГ становится определяющим при данном типе смесеобразования

2. Теоретически обосновать схему системы непосредственного впрыскивания в ДБ ДВС ДК-8 и сформулировать требования к ее конструкции.

3. Разработать конструкцию системы подачи топлива, удовлетворяющую параметрам непосредственного впрыскивания бензина в цилиндр ДБ ДВС ДК-8, позволяющую варьировать ими в широком диапазоне, для проведения исследовательских работ по оптимизации процессов смесеобразования и сгорания.

4 Необходимо создать экспериментальную установку для исследования рабочего процесса бензинового двухтактного ДВС ДК-8 с непосредственным впрыскиванием топлива, включающую приборное оборудование для контроля за параметрами рабочего процесса и обеспечивающую возможность оптимизации показателей опытного двигателя за счет изменения параметров топливоподачи

5 Провести сравнительные экспериментальные исследования рабочего процесса ДБ ДВС ДК-8 при внешнем (карбюраторном) и внутреннем смесеобразовании, а также комплекс работ по экспериментальной доводке процессов смесеобразования и сгорания при непосредственном впрыскивании бензина

**Во второй главе** приводится теоретический анализ конструкции топливоподающего насоса. В основу разработки системы подачи топлива заложен принцип максимального использования серийно выпускаемых узлов и деталей, поэтому в качестве насосного элемента был использован насос высокого давления модели 63 1111009, производства ЧЗТА. Этот насос устанавливается на малоразмерные дизели МД-6, МД-8 и др.

При повышении частоты вращения кулачкового валика насоса высокого давления увеличиваются нагрузки на ролик толкателя плунжера, в связи с возрастанием сил инерции и ростом давления в полости нагнетания. Это приводит к увеличению контактных напряжений в паре кулачок – ролик и, как следствие, снижению показателей надежности насоса.

Одним из возможных решений указанной проблемы является изменение профиля кулачка. В качестве профиля, обеспечивающего снижение максимальных ускорений, был применен круговой эксцентрик.

Для проверки применимости привода такого типа была использована математическая модель гидродинамического расчета системы топливоподачи, учитывающая возможность возникновения свободных объемов и времени прохождения импульсов давления по трубопроводу высокого давления. Настройка модели производилась по данным индицирования на топливном стенде ТНВД дизеля МД-8. Адекватность расчетной модели была оценена по полученным графикам расчетных и экспериментальных значений максимальных давлений перед штуцером форсунки и продолжительности процесса топливоподачи в зависимости от величины цикловой подачи топлива для трех скоростных режимов.

В шатной комплектации максимальное положительное ускорение плунжера при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  составляет  $689 \text{ м/с}^2$ . При использовании в качестве привода кругового эксцентрика максимальное ускорение при частоте  $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$  равно  $555 \text{ м/с}^2$ , т. е. даже на максимальной частоте работы двигателя инерционные нагрузки составят около 80% нагрузок при работе насоса в шатной комплектации. Таким образом, общий уровень механической нагруженности насоса оказывается несколько меньшим, заложенного при его создании.

Было оценено влияние изменения частоты вращения кулачкового валика насоса и снижения контактных напряжений на надежность работы. Увеличение частоты с 1500 до 4500 мин<sup>-1</sup> при снижении напряжений на 20% дает примерно 30% снижение числа допустимых циклов нагружения. Исходя из рекомендаций ЦНИТА для привода насосов тракторных дизелей для значений допустимых контактных напряжений ( $\sigma_{\kappa}^{доп} = 1400 - 1500$  МПа), значение числа предельных нагружений составляет несколько более  $4 \cdot 10^8$  циклов. Сниженное на 30% примерно до  $3 \cdot 10^8$  количество циклов, тем не менее, при частоте вращения кулачкового валика насоса 4500 мин<sup>-1</sup> составляет не менее 1100 часов работы, что соизмеримо со сроком службы самого двухтактного двигателя. Таким образом, выбранный привод топливного насоса обеспечит его надежность в пределах ресурса двигателя, на который он устанавливается.

Повышенная частота вращения может служить причиной ухудшения наполнения нагнетательной полости насоса и снижения коэффициента подачи топливного насоса.

Для анализа качества наполнения надплунжерного объема топливом было исследовано на расчетной модели влияние изменения текущей величины свободных объемов над плунжером и давления в полости при различной частоте вращения кулачкового валика насоса.

Расчеты проводились при завышенной цикловой подаче топлива  $g_c = 23$  мм<sup>3</sup> при которой негативный эффект должен проявляться в наибольшей степени. Как свидетельствуют результаты расчета, процесс наполнения заканчивается для максимальной частоты вращения валика насоса до геометрического начала подачи. Расчет производился при отсутствии давления подкачки топлива и с применением подкачки топлива при его значении равном 0,3 МПа. В реальной конструкции подкачка топлива должна быть применена для исключения возможности нестабильной работы, связанной с появлением паровых пробок в питающем трубопроводе. Из расчетов следует, что повышение давления подкачки до 0,3 МПа уменьшает продолжительность наполнения на 30 град. ПКВ.

В результате анализа закономерностей топливоподачи при приводе толкателя насоса эксцентриком было установлено, что цикловая подача топлива при фиксированном положении органа управления не остается постоянной при изменении частоты вращения, что требует специальных мер для поддержания состава рабочей смеси в требуемых пределах. Это обстоятельство было учтено в разделе работы, посвященном рассмотрению принципов регулирования двухтактного ДВС с непосредственным впрыскиванием бензила.

Программа численного эксперимента по выявлению закономерностей топливоподачи при приводе толкателя насоса круговым эксцентриком состояла в варьировании частотой вращения валика привода насоса при фиксированном положении рейки управления цикловой подачей топлива.

Были получены графики изменения в функции угла поворота валика насоса (коленчатого вала двигателя) давления в надплунжерной полости насоса, давления в полости форсунки, величины подъема нагнетательного клапана, хода иглы форсунки и объемной скорости подачи топлива на градус ПКВ

Так гидродинамическим расчетом было определено, что максимальное давление топливоподачи составляет около 20 МПа, что является достаточным для обеспечения необходимой степени дисперсности топливного факела при механическом распыливании топлива. При повышенных цикловых подачах и пониженной частоте вращения проявляется эффект дробящего впрыска, что должно благоприятно сказаться на качестве распыливания топлива. Продолжительность топливоподачи не превышает 25...27 град ПКВ на номинальной частоте вращения, что полностью удовлетворяет условиям обеспечения высокоэффективного рабочего процесса. Угол опережения впрыскивания топлива в зависимости от скоростного режима и величины цикловой подачи изменяется незначительно, поэтому не требуются дополнительные устройства для его коррекции.

При непосредственном впрыскивании легкого топлива в цилиндр ДБ ДВС располагаемое время на процесс смесеобразования крайне ограничено и рабочая смесь на момент начала ее горения не однородна.

Наличие концентрационных неоднородностей в КС является причиной образования температурных неоднородностей в процессе горения топлива. Так как существует нелинейная связь между температурой и скоростью образования оксида азота, следует предположить, что содержание  $NO$  в ОГ будет зависеть от степени концентрационной неоднородности смеси. Используя обобщенное выражение для скорости образования  $NO$ :

$$\dot{d}(NO)/dt = 6 \cdot 10^{16} T_{eq}^{-0.5} \exp[-69090/T_{eq}] \cdot (O_2)_{eq}^{0.5} \cdot (N_2)_{eq}, \quad (1)$$

через равновесные величины концентраций  $O_2$  и  $N_2$ , а также зависимость температуры от локального состава смеси  $T_{eq} = f(\alpha_{лок})$  можно определить эмиссию  $NO$  в зависимости от степени неоднородности смеси.

Для вычисления равновесной концентрации кислорода было рассмотрено равновесие системы  $C - O - H$  с целью определения степени диссоциации  $CO_2 - x$  и  $H_2O - y$ . Доля кислорода (без учёта избыточного, при  $\alpha > 1$ ), находящегося в равновесии, определится как

$$(O_2)_{eq} = 1/2 \cdot 0,161 x + 1/2 \cdot 0,081 y. \quad (2)$$

Для того чтобы не проводить полный расчет диссоциации использовались данные равновесной степени диссоциации водяного пара и углекислого газа в зависимости от температуры и давления. Проведя интерполяцию на давления, характерные для сгорания топлива в цилиндре двигателя с искровым зажиганием и аппроксимировав зависимости сте-



пенной функцией, было получено выражение для вычисления равновесной концентрации кислорода при заданной температуре сгорания топлива

$$(O_2)_{eq} = 0,655 \cdot 10^{-6} (T_{eq}/1000)^{9,336} + 0,253 \cdot 10^{-8} (T_{eq}/1000)^{11,5}. \quad (3)$$

Для оценки качественной картины явления в качестве зависимости температуры сгорания от состава смеси использовалось выражение для адиабатической температуры пламени

$$T_{eq} = T_o + H_{U_{см}} / c_{p_{см}}, \quad (4)$$

где:  $c_{p_{см}}$  – теплоемкость смеси,  $H_{U_{см}}$  – низшая теплота сгорания смеси, вычисляемая по следующим зависимостям

$$\begin{cases} H_{U_{см}} = \chi H_U / (\alpha L_0 + 1) \\ \chi = 1, \text{ если } \alpha \geq 1, \text{ и } \chi = \alpha, \text{ если } \alpha < 1. \end{cases} \quad (5)$$

Считая процесс смешения подчиняющимся нормальному закону распределения, образующихся в локальных зонах концентраций топлива, можно записать функцию вероятности присутствия в КС количества топлива с заданной относительной концентрацией  $\rho_T$

$$\Phi(\rho_m) = 1/(2\pi\sigma^2)^{1/2} \exp[-1/2(\rho_m/\sigma - \rho_{m_{cp}}/\sigma)^2]. \quad (6)$$

Учитывая, что относительная концентрация топлива может быть вычислена через коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ :

$$\rho_m = \rho_T / \rho_{см} = \rho_T / (\rho_B + \rho_T) = 1/(\alpha L_0 + 1) \quad (7)$$

можно записать

$$\Phi(\alpha) = 1/(2\pi\sigma^2)^{1/2} \exp\{-1/2[1/\sigma(\alpha L_0 + 1) - 1/\sigma(\alpha_{cp} L_0 + 1)]^2\}, \quad (8)$$

где  $\alpha_{cp}$  – средний по КС коэффициент избытка воздуха,  $\sigma$  – среднеквадратичное отклонение относительной концентрации от средней – мера степени неоднородности смеси;  $L_0 = 15,0$  – стехиометрический коэффициент для бензина.

Используя соотношения (1), (3), (4), (5) и (8) можно вычислить суммарную концентрацию окислов азота, образующихся в КС за время  $t_K$  при заданном уровне неоднородности топливо – воздушной смеси и среднему по КС коэффициенту избытка воздуха

$$(NO)_{\alpha, \rho = const} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{t_K} \int_{\alpha_{min}}^{\alpha_{max}} \frac{d(NO)}{dt} [T_{eq}(\alpha)] \cdot \Phi(\alpha) d\alpha dt. \quad (9)$$

Результаты вычислений по выведенной зависимости ( 9 ) приведены на рис. 1.

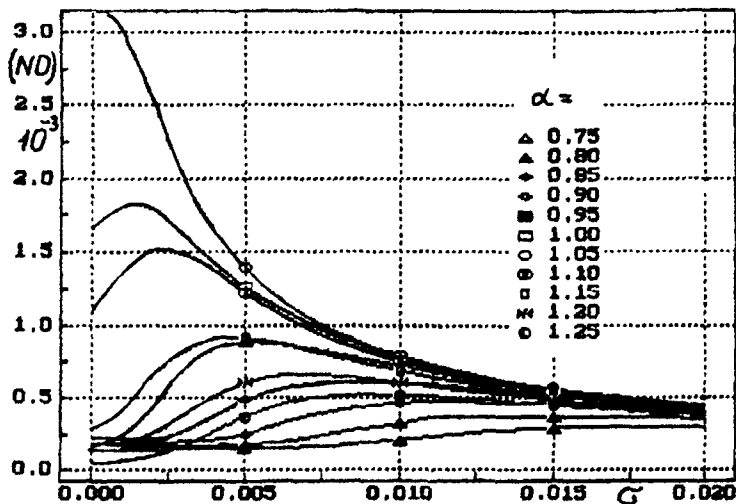


Рис 1 Содержание монооксида азота (ppm) в ОГ в зависимости от степени неоднородности смеси и среднего по КС коэффициента избытка воздуха

Как видно из графиков наибольшей концентрации  $NO$  при гомогенной смеси ( $\sigma = 0$ ) соответствует смесь несколько обедненного состава ( $\alpha = 1,05$ ) Именно для этого состава смеси увеличение степени неоднородности приводит к монотонному снижению концентрации оксида азота При дальнейшем обеднении, при горении гомогенной смеси концентрация  $NO$  снижается, а по мере увеличения степени неоднородности, первоначально наблюдается некоторый рост, а затем снижение концентрации монооксида азота. Максимум концентрации смещается в область большей температурно-концентрационной неоднородности при увеличении коэффициента избытка воздуха Характер протекания кривых концентрации  $NO$  для несколько переобогащенных смесей ( $\alpha=0,95\dots 0,85$ ) аналогичен. При достаточно богатых смесях ( $\alpha=0,80\dots 0,77$ ) наблюдается незначительный рост концентрации оксида азота во всем диапазоне увеличения концентрационной неоднородности

В третьей главе приведены описания разработанной на основании теоретических исследований системы непосредственного впрыскивания, методик, программ и результатов испытаний систем испытательного стенда, экспериментальной установки и анализ точности измерений

Разработанная система подачи топлива в цилиндр двигателя ДК-8 с частотой работы до 4000 циклов в минуту и цикловой подачей топлива от

5 до 20 мм<sup>2</sup>, схема, которой приведена на рис 2, монтируется на корпусе привода двигателя как прокладка между фланцем коленчатого вала и магнето. Таким образом, обеспечивается минимальная доработка двигателя при монтаже системы и синхронизация подачи топлива с положением коленчатого вала.

Для устранения нарушений работы двигателя, связанных с появлением паровой фазы бензина в линии низкого давления ТНВД, стендовая система топливоподачи была дооборудована топливопрокачивающим насосом, топливным аккумулятором, топливным фильтром тонкой очистки и линией возврата топлива. На выходе топлива из ТНВД в контуре циркуляции устанавливается жиклер для обеспечения повышенного давления в полости низкого давления топливного насоса. Штуцер подвода топлива имеет специальную конструкцию, обеспечивающую отвод газовой фазы из полости низкого давления ТНВД за счет установки перегородки, позволяющей отделить подводимое в насос топливо от отсеченного с пузырьками газовой фазы.

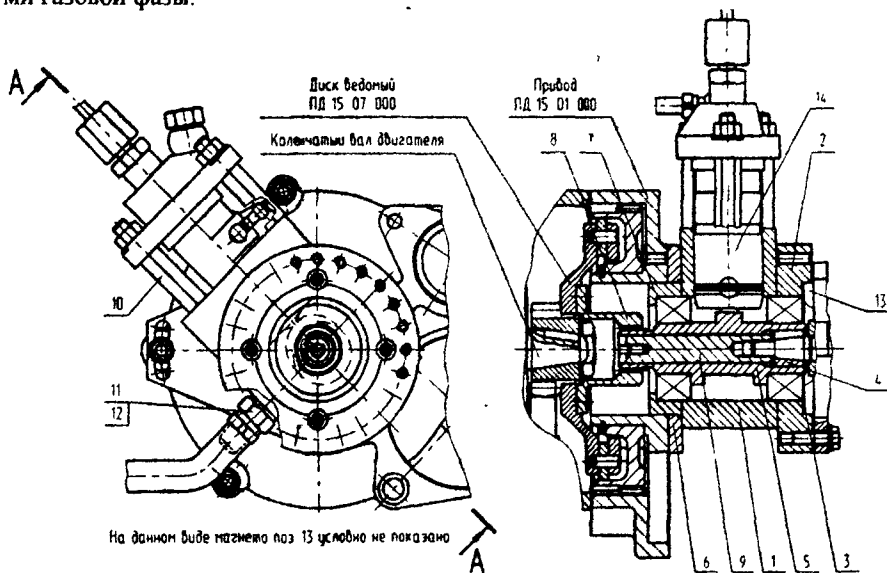


Рис 2 Схема насоса системы впрыскивания

Испытания смонтированной на двигателе топливной системы проводилось на тормозном стенде при прокрутке двигателя. Программа испытаний включала снятие серии расходных характеристик топливной системы при 8 - 10 различных положениях рейки топливного насоса и рабочих частотах вращения 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, и 4000 мин<sup>-1</sup>. Рейка топливного насоса приводилась от специального механизма с датчиком по-

положения регулирующего органа (рейки ТНВД) Диапазон изменения положения привода рейки составлял от 0 до 100 условных единиц. Форсунка была отрегулирована на давление открытия 2,5 МПа Результаты испытаний системы топливopодачи представлены на рис.3 Результаты показывают, что при положении рейки ТНВД меньше 30 увеличение частоты вращения приводит к увеличению цикловой подачи топлива, что объясняется увеличением активного хода плунжера за счет увеличения опережения начала нагнетания относительно геометрического начала подачи. При рейке больше 30 начинается сказываться дросселирование топлива в дополнительном канале. Чем больше активный ход плунжера, тем больше сказывается дросселирование топлива на величину цикловой подачи. Отмеченные явления позволяют при использовании топливного насоса плунжерного типа с золотниковым дозированием топлива сформировать необходимую характеристику топливopодачи по внешней скоростной характеристике за счет выбора определенного сечения дополнительного окна.

При переходе на внутреннее смесеобразование была применена раздельная система смазки на базе масляного насоса с принудительным приводом производства НЗТА марки 7 107-1011010/1. Подача масла практически линейно увеличивается с ростом частоты вращения. Средняя подача масла на один оборот двигателя составляет 0,42 мм<sup>3</sup>. При цикловой подаче топлива 14 мм<sup>3</sup> доля масла составляет около 3%.

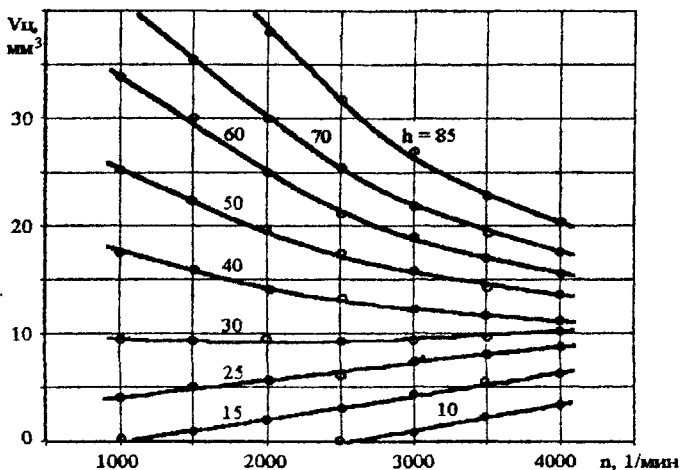


Рис 3 Скоростные характеристики топливopодачи механической системы при различных положениях рейки ТНВД.

Для исследования рабочего процесса ДБ ДВС при применении непосредственного впрыскивания топлива была создана экспериментальная ус-

тановка на базе одноцилиндрового двухтактного ДВС ДК-8 (1Д 7.2/5.8) жидкостного охлаждения производства Гомельского завода пусковых двигателей, оснащенная комплексом контрольно-измерительных приборов и аппаратурой для регистрации быстропротекающих процессов с обработкой сигналов на компьютере в цифровой форме. Экспериментальная установка, показанная на рис 4, была смонтирована на исследовательском стенде, снабженном нагрузочным устройством с балансирной подвеской

На всех этапах экспериментальных исследований регистрировались значения выбросов  $CO$  и  $CH$  при помощи газоанализатора ГИАМ - 29 и на выборочных режимах значения токсичных выбросов  $NOx$  с помощью вакуумированных поглотительных сосудов

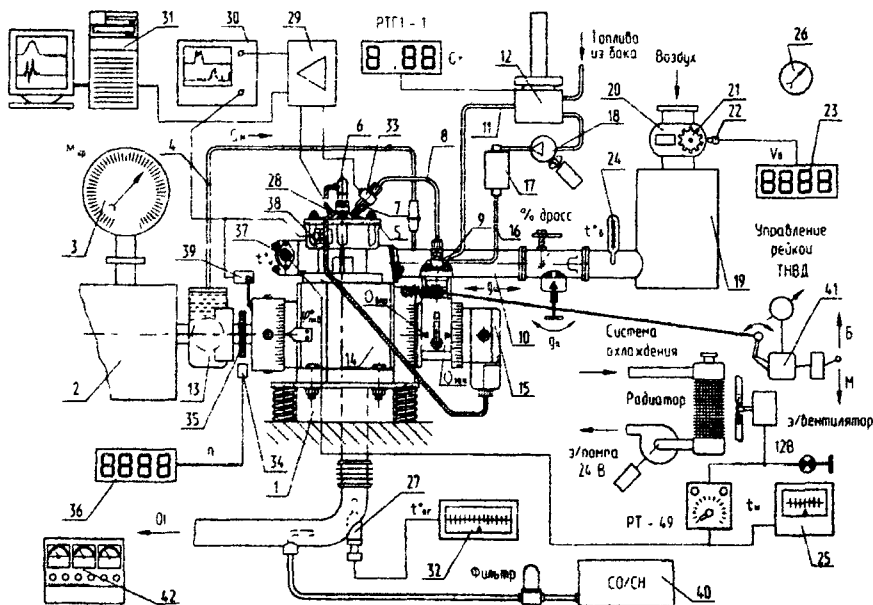


Рис 4 Схема экспериментальной установки

Экспериментальная установка была оснащена специально спроектированной автономной системой охлаждения двигателя с автоматическим поддержанием температуры охлаждающей жидкости в заданных пределах вне зависимости от нагрузочно - скоростного режима работы двигателя

**В четвертой главе** приводятся результаты экспериментальных исследований рабочего процесса ДБ ДВС ДК-8

Программа испытаний составлена с учетом сравнения характеристик двигателя ДК-8 при внешнем и внутреннем смесеобразованиях. Для сопоставления характеристик двигатель при внешнем смесеобразовании был

оборудован всеми теми же системами, что и при непосредственном впрыскивании. В ходе экспериментов снимались следующие серии регулировочных характеристик по составу смеси при испытаниях двигателя:

- при внешнем смесеобразовании (карбюраторный режим работы);
- с непосредственным впрыскиванием и при различных углах опережения зажигания (выбор оптимального угла зажигания);
- при оптимальном угле зажигания и впрыскиванием топлива против движения воздушного потока в цилиндре, организуемого при продувке цилиндра.
- при оптимальном угле зажигания и впрыскиванием топлива по направлению движения воздушного потока в цилиндре, организуемого при продувке цилиндра.

Испытания двигателя с внешним смесеобразованием проводились на частотах вращения 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, и 4000 мин<sup>-1</sup> при полностью открытой дроссельной заслонке и угле опережения зажигания 32 град. до ВМТ. На каждой частоте вращения снималась регулировочная характеристика по составу смеси. Характеристики снимались при обогащении смеси от начала устойчивой работы на бедной до окончания устойчивой работы при богатой смеси.

На первом этапе испытаний двигателя с внутренним смесеобразованием оценивалось влияние угла опережения зажигания на показатели двигателя, и по результатам выбирался оптимальный угол. Характеристики снимались на частоте вращения 2000 мин<sup>-1</sup>, при установочном угле опережения впрыскивания 128 град. до ВМТ и полностью открытой дроссельной заслонке. Угол опережения зажигания устанавливался 30, 34, и 38 град. до ВМТ. После анализа полученных результатов по мощностным и экономическим показателям был выбран угол опережения зажигания 32 град. до ВМТ.

Угол опережения впрыскивания устанавливался с учетом, что момент закрытия выпускного окна составляет 100 град. до ВМТ и достижение струи топлива газораспределительных окон с учетом задержки момента впрыскивания в динамике на частоте вращения 4000 мин<sup>-1</sup> происходит примерно через 40 град. после геометрического начала подачи топлива.

Испытания двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива в цилиндр против воздушного потока, организуемого в цилиндре двигателя при продувке проводились при частотах вращения 2000, 2500, 3000, 3500 и 4000 мин<sup>-1</sup>. Установочный угол опережения впрыскивания составлял 138 град. до ВМТ. Угол опережения зажигания - 32 град. Испытания двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива в цилиндр по направлению воздушного потока проводились при 2000, 2500, 3000, и 3500 мин<sup>-1</sup>. Впрыскивание топлива осуществлялось в сторону выпускного окна под углом 40° к оси цилиндра.

Коэффициент избытка воздуха рассчитывался по отношению воздух-

топливо, поступающих в двигатель.

Испытания проводились на топливе А-76 ГОСТ 2084-77, масле М-6/12Г, охлаждающая жидкость - вода. Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя поддерживалась на уровне 55-60°C системой автоматики.

Результаты экспериментов двигателя ДК-8 с внутренним смесеобразованием и впрыскиванием топлива против воздушного потока показали, что максимальная мощность 4,3 кВт получена при 4000 мин<sup>-1</sup>, удельном расходе топлива 480 г/кВт.ч, при максимальной температуре ОГ 710°C. Минимальный удельный расход топлива 403 г/кВт.ч получен при частоте вращения 3500 мин<sup>-1</sup>, когда максимальная температура ОГ составляла 680°C.

Результаты экспериментов двигателя ДК-8 с внутренним смесеобразованием и впрыскиванием топлива по направлению воздушного потока показали, что максимальная мощность 3,65 кВт получена при 3500 мин<sup>-1</sup>, удельном расходе топлива 390 г/кВт ч, при максимальной температуре ОГ 640°C и выбросах CO - 2,3% и CH - 1300 ppm. Минимальный удельный расход топлива 380 г/кВт.ч получен при частоте вращения 3500 мин<sup>-1</sup>, когда температура ОГ составляла 640°C, выбросы CO - 0,75% и CH - 1300ppm.

Двигатель с непосредственным впрыскиванием имеет лучшую (на 5 %) экономичность при подаче топлива по направлению воздушного потока, однако при таком способе подачи топлива на 8 % ниже эффективная мощность.

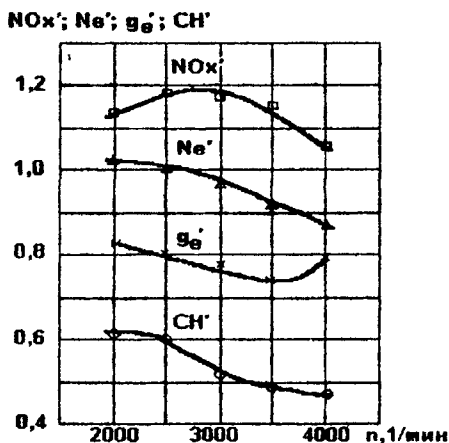


Рис.5 Сопоставление результатов испытаний двигателя ДК-8 при внешнем и внутреннем смесеобразованиях

Сопоставление результатов экспериментов при карбюраторном ре-

жиме подачи топлива и при непосредственной подаче в цилиндр двигателя приведено на рис 5. Приведенные на рисунке результаты представлены в виде внешних скоростных характеристик в относительных параметрах, которые представляют собой отношение параметров двигателя с непосредственным впрыскиванием к соответствующим параметрам при карбюраторном режиме.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1 Разработана расчетно-теоретическая методика оценки влияния внутреннего смесеобразования на эмиссию оксидов азота с учетом степени концентрационной неоднородности смеси, вклад которых в суммарную токсичность в отработавших газах ДБ ДВС становится определяющим при данном типе смесеобразования.

2 С целью перехода с внешнего смесеобразования на внутреннее был предложен эксцентриковый привод топливного насоса, обеспечивающий при частоте вращения валика насоса до  $4500 \text{ мин}^{-1}$  в пределах допустимых величину контактных напряжений в паре кулачок - толкатель и ресурс насоса, соизмеримый со сроком службы двигателя. Выявлено влияние повышенной частоты вращения на наполнение топливного насоса, определены закономерности подачи топлива при выбранном типе привода. В результате была теоретически обоснована схема системы непосредственного впрыскивания бензина ДБ ДВС ДК-8 и сформулированы требования к конструкции

3 На основании теоретических исследований разработана и изготовлена опытная система топливоподачи для непосредственного впрыскивания в двухтактный двигатель ДК-8 с применением серийно выпускаемого ТНВД модели 63.1111009 с учетом требований, предъявляемых к данному типу двигателей. Конструктивное исполнение системы механического впрыскивания позволяет варьировать регулировочными параметрами данной системы в широком диапазоне для проведения исследовательских работ по оптимизации процессов смесеобразования и сгорания.

4. Создана экспериментальная установка с ДБ ДВС ДК-8, оснащенной разработанной системой топливоподачи, позволившая провести исследование влияния внутреннего и внешнего смесеобразования на мощностные, экономические и экологические параметры двигателя

5. Оптимальный угол начала впрыскивания бензина в двигатель ДК-8 составляет  $130 \dots 140$  град. ПКВ до ВМТ из условий обеспечения максимальной экономичности во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя

6 На основе экспериментальных исследований наилучшую экономичность двигатель ДК-8 показал при подаче впрыскиваемого бензина по потоку продувочного воздуха.



7. Из условия обеспечения минимального расхода топлива при непосредственном впрыскивании был выбран угол опережения зажигания 32 град. ПКВ до ВМТ.

8. Непосредственное впрыскивание топлива в цилиндр позволяет улучшить экономичности работы двигателя во всем частотном диапазоне работы двигателя. Снижение удельного расхода топлива при частоте вращения 3500 мин<sup>-1</sup> составляет 25%. Выбросы углеводородов при частоте вращения более 2500 мин<sup>-1</sup> уменьшаются в два раза. Мощность двигателя до 2500 мин<sup>-1</sup> при непосредственном впрыскивании несколько выше, а затем начинает снижаться и при 4000 мин<sup>-1</sup> снижение достигает 12%;

9. Минимальный удельный эффективный расход топлива 380-400 г/кВт.ч наблюдался в диапазоне частот вращения 3000-3500 мин<sup>-1</sup> при впрыскиванием топлива по направлению воздушного потока

### РАБОТЫ, ОПУБЛИКОВАННЫЕ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Гиль М.Г., Гусаков С.В., Девянин С.Н., Кузнецов И.В., Лодня В.А., Пономарев Е.Г. Система непосредственного впрыскивания топлива для двухтактных малогабаритных ДВС // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VI научн. - практ. семинара - Владимир.: Изд - во ВлГУ, 1997. С. 211-213.

2. Лодня В.А. Создание системы непосредственного впрыскивания бензина для двухтактного малогабаритного двигателя производства ГЗПД // Технические вузы - республике. Материалы международной 52 - й НТК БГПА. - 1997 С. 56.

3. Лодня В.А., Юшин А.Е. Улучшение экономических и экологических показателей двухтактного малоразмерного ДВС при непосредственном впрыскивании бензина // Международная науч. - практ. конференция, посвященная памяти академика В. П. Горячкина: Доклады и тезисы Т.1. - М.: Изд - во МГАУ, 1998. - С. 154 - 156.

4. Девянин С. Н., Лодня В.А. Применение непосредственного впрыскивания на двухтактном двигателе ДК-8 // Актуальные проблемы теории и практики инженерных исследований: Сб. научных трудов. -М.: Машиностроение, 1999.- с. 127 – 129.

5. Патент на изобретение № 2131060, кл. F 04 В 1113/02, 5/00, 1999. "Многокомпонентный дозирующий насос". Гусаков С.В., Юшин А.Е., Пономарев Е.Г., Гиль М.Г., Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон, Лодня В.А.

Лодня Вячеслав Александрович (Беларусь)

**УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВУХТАКТНОГО ДВС  
ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО  
ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ  
ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ**

Одним из направлений улучшения эколого-экономических показателей двухтактных малоразмерных бензиновых ДВС является применение непосредственного впрыскивания. Разработана расчетно-теоретическая методика оценки влияния внутреннего смесеобразования на эмиссию оксидов азота с учетом концентрационной неоднородности смеси. Создана экспериментальная установка с бензиновым двухтактным ДВС ДК-8, оснащенной разработанной на основании теоретических исследований системой топливоподачи, позволяющая проводить исследование влияния внутреннего и внешнего смесеобразования на мощностные, экономические и экологические показатели двигателя ДК-8. Непосредственное впрыскивание топлива позволяет улучшить экономичность работы двигателя ДК-8 и снизить выбросы СН во всем частотном диапазоне по сравнению с карбюраторной системой питания. По результатам работы сделаны выводы и даны рекомендации.

Lodnya Vyacheslav Alexandrovich (Belarus)

**THE IMPROVEMENT OF PARAMETERS A TWO-STROKE ICE  
BY MEANS OF THE APPLICATION OF DIRECT  
INJECTION GASOLENE AND THE DEVELOPMENT  
OF PROCESS MICSING**

One of the directions of the improvement of ecological-economic indicators two-stroke small gasoline engines is applying direct injections. Is Developed the competitively-theoretical methodology of the evaluation of effect internal mixing on the emission of oxides nitrogen with allowance for concentration fluctuation of mixture. Is Created experimental installation with two-stroke gasoline engines DK-8 equipped developed on basic research by fuel system allowing to conduct the internal and external mixture on power, economic and the ecological indicators of engine ДК-8. Direct injection fuel lets to improve economical parameters the works of engine ДК-8 and to lower to abate emissions СН into entire frequency band compared as compared to carburetor system feeds. As to the results of work dra , conclusions and given to recommendations.

14 65 2000      2000      12      100      100      200

5105  
A. 91 07

