ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, Ю.В. Андреев, И.В. Огнев

ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания являются тепловой энергоустановкой, получившей широкое распространение в различных секторах экономики. Широкое распространение ДВС делает актуальной проблему усовершенствования рабочего процесса (РП).

Усовершенствование РП дизеля предполагает улучшение показателей экономичности (удельного расхода топлива и индикаторного КПД) и параметров экологии (содержание вредных компонентов в отработавших газах) в основном за счет улучшения процессов смесеобразования и сгорания.

В настоящее время во всех промышленно развитых странах наметилась устойчивая тенденция к усовершенствованию РП дизелей повышением давления впрыска топлива. В отличие от большинства других методов улучшения экономических и экологических показателей рабочего процесса дизеля, повышение давления впрыскивания топлива позволяет при определенных условиях обеспечить одновременное улучшение топливной экономичности дизеля и снижение эмиссии наиболее значимых компонентов отработавших газов дизелей – сажи и окислов азота (NO_x) [1].

Целью настоящей работы является анализ возможности улучшения экономических и экологических характеристик рабочего процесса дизеля за счет интенсификации процесса впрыска топлива.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МОТОРНАЯ УСТАНОВКА

Объектом исследования выбран быстроходный дизель ЧН 15/15 с камерой сгорания типа Гессельман (объемный способ смесеобразования).

Общая схема экспериментальной моторной установки для испытания семейства дизелей ЧН 15/15 и ЧН 15/18 представлена на рис. 1.

Экспериментальная установка оснащена вспомогательными системами и агрегатами, а также обычной и специальной измерительной аппаратурой.

Для торможения и измерения крутящего момента дизеля использовался гидротормоз. Двигатель устанавливался на стенд и соединялся с гидротормозом промежуточной опорой с упругой пальцевой муфтой.

Для контроля частоты вращения вала двигателя применен счетчик частоты вращения СЧВ, с погрешностью измерения $\pm$0,2 %, импульсы на который подаются от индуктивного датчика ДЧВ.

Автономная система охлаждения дизеля вне зависимости от режима работы двигателя обеспечивает возможность регулирования в широких пределах температуры охлаждающей жидкости и масла.

Система выхлопа оснащена газоотводящими устройствами с пробоотборными зондами для анализа ОГ на дымность и содержание токсических компонентов. Содержание окислов азота измерялось химическим методом (на реактив Зальцмана) с помощью фотоколориметра ФЭК-56М.

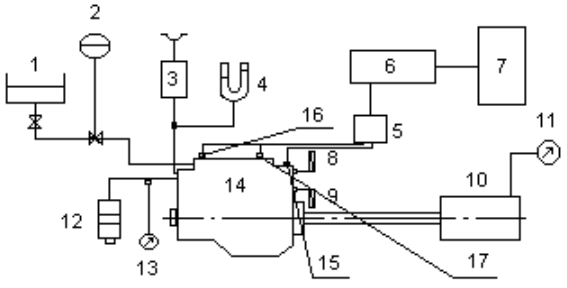

Рис. 1. Схема экспериментальной моторной установки: 1 – топливный бак; 2 – расходомер топлива; 3 – устройство для замера расхода воздуха; 4 – водяной пьезометр; 5 – блок усилителей сигналов; 6 – цифровой запоминающий осциллограф; 7 – ЭВМ; 8 и 9 – ртутные термометры для замера температуры масла и охлаждающей жидкости; 10 – гидротормоз; 11 – динамометр; 12 – глушитель; 13 – манометрический термометр; 14 – дизель; 15 – охлаждаемый пьезодатчик; 16 – индуктивный датчик подъема иглы; 17 – тензометрический датчик давления топлива

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ВПРЫСКА ТОПЛИВА

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА, ИЗМЕРЕНИЕ И ОБРАБОТКА ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

В основу методики исследований положен сравнительный метод. Стендовые исследования проводились в два этапа. Они предусматривали определение оптимальных регулировок получения эффективных и индикаторных показателей, данных по токсичности отработавших газов и измерения параметров топливоподачи и внутрицилиндровых процессов. На первом этапе проводилось исследование дизелей со штатной системой топливоподачи, на втором – исследовались различные комплектации и регулировки топливной аппаратуры.

В ходе испытаний на каждом режиме производилась регистрация следующих величин:

- Разрежение на впуске регистрировалось при помощи U – образного водяного пьезометра.
- Часовой расход топлива $G_т$ определялся весовым способом (определялось время расхода 1 кг топлива).
- Давление в цилиндре Pz и Pc замерялось охлаждаемым пьезодатчиком.
- Для замера температуры масла и охлаждающей жидкости применялись ртутные термометры, для замера температуры выхлопных газов – манометрический термометр.
- Характеристика движения иглы замерялась при помощи встроенного в форсунку индуктивного датчика подъема иглы.
- Давление топлива перед форсункой замерялось тензометрическим датчиком.
- Крутящий момент регистрировался динамометром.
- Расход воздуха замерялся мерным соплом.

Мощностные параметры, удельный эффективный расход топлива g_e определялись по методике [1].

В выполненных исследованиях индикаторная диаграмма использовалась для определения: максимальных значений давления и температуры, скорости нарастания давления; среднего индикаторного давления; угловых отметок характерных точек и участков диаграммы, таких как угол начала сгорания, период задержки воспламенения и др.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В ходе работ по совершенствованию дизелей семейства ЧН 15/15 предполагалось повысить степень сжатия с 14,5 до 15,8 за счет установки различных вариантов поршневой группы.

При увеличении степени сжатия повышается плотность воздушного заряда, находящегося в объеме камеры сгорания. Если при этом не повышать давление впрыскиваемого топлива, то при впрыске в более плотную среду происходит снижение дальнобойности факела и увеличивается угол раскрытия факела, что приводит к ухудшению эффективности сгорания топлива. В то же время, как отмечено в работе [2], для соблюдения равенства трех основных критериев системы топливоподачи при повышении давления впрыска необходимо подобрать оптимальные значения диаметров отверстий распылителя.

В ходе проведенных работ предполагалось улучшать показатели рабочего процесса за счет увеличения давления впрыска. При этом для соблюдения равенства трех основных критериев системы топливоподачи (продолжительности впрыска, дисперсности распыливания и дальнобойности факелов за период индукции базового и опытного дизелей) подбирались оптимальные значения диаметров отверстий распылителя. Для этого использовалась методика подбора топливной аппаратуры дизеля с наддувом, описанная в работе [2]. Для исследуемого дизеля ЧН 15/15 результаты расчета приведены на рисунке 2.

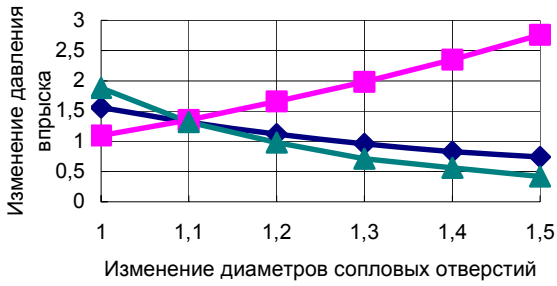

Рис. 2. Зависимость изменения давления впрыска $\Delta P^н/\Delta P$ от изменения диаметра сопловых отверстий распылителя $d_c^н/d_c$ дизеля ЧН 15/15: -□- – $d_k = d_k^н$; -◊- - $L_ф=L_ф^н$; -Δ- - $τ_в=τ_в^н$

В ходе расчетных исследований принималось во внимание то, что технически осуществимое увеличение давление впрыска топлива при комплектации опытного дизеля топливной аппаратурой ЯЗТА составляет около 40%.

Из анализа рис. 2 отверстий серийных дизелей (начало координат) при увеличении давления впрыска топлива до 40% не обеспе-

чивается равенство трех основных критериев системы топливоподачи. Поэтому предложено увеличить диаметр сопловых отверстий распылителя в 1,1 раза (с 0,28 до 0,3 мм).

В ходе проведенных экспериментальных исследований сокращалась продолжительность впрыска при возрастающем давлении впрыска за счет увеличения объемной скорости вытеснения топлива плунжером. Достигается это за счет изменения размерности ТНВД и оптимизации профиля кулачка вала ТНВД.

При анализе влияния сокращения продолжительности впрыска топлива с 35 до 26 град п. к. в. (распылители форсунки $9x0{,}28x160^0$ и $9x0{,}3x160^0$) на мощностные, экономические и экологические параметры цикла дизеля ЧН15/15 (табл. 1) при его форсировании выявлено:

- При увеличении давления впрыска топлива на номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля равной 2600 мин$^{-1}$ эффективная мощность N_{e3} увеличивается с 419,5 до 430,6 кВт (на 2,6%).
- Удельный эффективный расход топлива g_e на номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля равной 2600 мин$^{-1}$ уменьшается с 259,5 до 252,7 г/(кВт ч) (на 2,7%).
- Максимальное давление сгорания P_z от которого зависят нагрузки на детали КШМ на номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля равной 2600 мин$^{-1}$ возрастает с 9,9 до 10,4 МПа (на 5,1%).
- Содержание оксида углерода (CO) уменьшилось с 4,31 до 4,11 г/м^3 (на 4,9 %), окислов азота (NO_x) с 3,49 до 3,63 г / м^3 (на 4 %), содержание углеводородов (C_xH_y) уменьшилось с 0,25 до 0,24 г / м^3 (на 4,2 %), содержание твердых частиц снизилось с 0,11 до 0,10 г / м^3.

Таким образом, при увеличении давления впрыска топлива происходит улучшение экономических параметров цикла дизеля, повышается эффективность сгорания топлива, содержание токсичных компонентов в отработавших газах снижается. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЧН 15/15 при увеличении давления впрыска топлива с 95 МПа до 125 МПа приведена на рисунке 3.

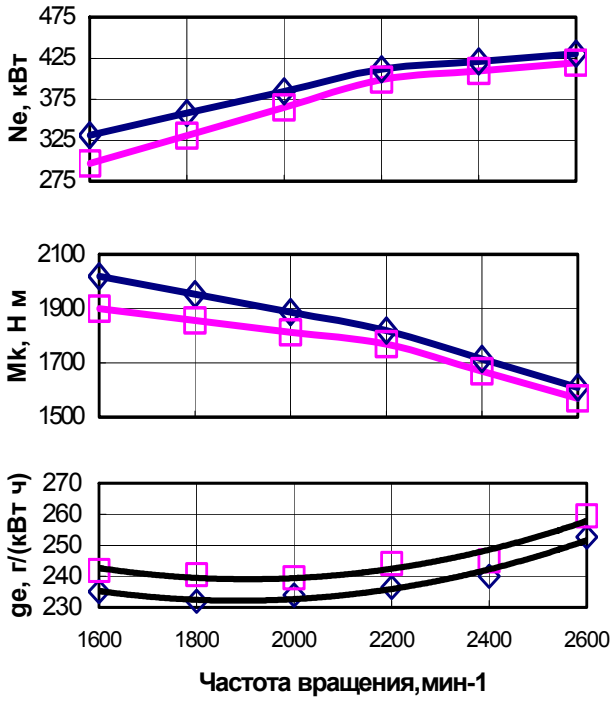

Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЧН 15/15: -□ - давление впрыска 95 МПа; -◊- - давление впрыска 125 МПа

Таблица 1 – Результаты экспериментального исследования влияния повышения давления впрыска на показатели рабочего процесса дизеля

ε	15,8			15,8		
n, мин$^{-1}$	2600	2200	1600	2600	2200	1600
N_{e3}, кВт	430,6	411,4	331,2	419,5	398,9	296,6
g_e, г/(кВт ч)	252,7	236,4	235,1	259,5	244,1	241,9
P_z, МПа	10,4	10,2	9,2	9,9	10,3	9,9
CO, г/м^3	4,11	-	-	4,31	-	-
C_xH_y, г/м^3	0,24	-	-	0,25	-	-
NO_x, г/м^3	3,49	-	-	3,63	-	-
Тв.ч, г/м^3	0,1	-	-	0,11	-	-
$\varphi_{впр}$, град п.к.в.	26			35		
$P_{впр}$, МПа	до 125			до 95		

ВЫВОДЫ

1. Анализ литературных данных выявил, что резервы повышения индикаторного КПД дизеля необходимо искать в интенсификации процессов смесеобразования и сгорания. Одним из перспективных направлений усовершенствования рабочего процесса дизеля является интенсификация впрыска топлива, которая при определенных условиях позволяет обеспечить одновременное улучшение топливной экономичности дизеля и снижение токсичности отработавших газов.

2. Само по себе увеличение давления впрыска без согласования с формой камеры сгорания не может привести к улучшению рабочего процесса дизеля. При увеличении давления впрыска топлива изменяются такие важные элементы процессов топливоподачи и смесеобразования, как продолжительность впрыска, дисперсность распыливания и динамика факелов топлива, поэтому необходимы мероприятия по согласованию параметров топливной струи с формой камеры сгорания дизеля.

3. В ходе анализа влияния сокращения продолжительности впрыска за счет увеличения давления впрыска топлива при проведении работ по совершенствованию дизеля ЧН 15/15 выявлено, что при сокращении продолжительности впрыска топлива и согласовании параметров ТА с геометрией КС происходит улучшение экономических параметров цикла дизеля, повышается эффективность сгорания топлива, содержание токсичных компонентов в отработавших газах снижается (например, эффективная мощность N_{e3} увеличивается на 2,6%, удельный эффективный расход топлива g_e уменьшается на 2,7%, максимальное давление сгорания P_z возрастает на 5,1%, содержание оксида углерода (CO) уменьшается на 4,9 %, окислов азота (NO_x) - на 4 %, содержание углеводородов (C_xH_y) - на 4,2 %).

ЛИТЕРАТУРА

1. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – М.: Агропромиздат, 1991.- 208 с.

2. Матиевский Д.Д., Свистула А.Е., Андреев Ю.В., Огнев И.В. Результаты исследования согласования параметров топливной струи с формой камеры сгорания дизеля / Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды межд. науч.-техн. конф. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – С. 122 – 124.

3. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. - М.: Высшая школа, 1975. - 314 с.

4. Свистула А.Е., Матиевский Г.Д. Выбор параметров топливоподающей аппаратуры двигателя постоянной мощности // Совершенствование дизелей: Межвуз сб. Барнаул: Изд-во АлтПИ, 1991. С.57 - 65.

5. Топливная аппаратура повышенной энергии впрыскивания. Тарковский Л.М., Соколов М.Г., Зиняев А.Б. – Автомобильная промышленность, 1990. - №1 - С. 13-14.