

УДК 621.436.038

*А.В. Грицюк, д-р техн. наук, А.Н. Врублевский, д-р техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.,  
А.А. Овчинников, асп.*

## ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АДАПТИВНОГО ЗАДАНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ 4ЧНА-1 8,8/8,2 В УСЛОВИЯХ МОТОРНОГО СТЕНДА

### Введение и постановка задачи

Уменьшение среднеэксплуатационного расхода топлива автомобильным дизелем и удовлетворение норм экологических законодательств возможно только с учетом реальных условий его работы в составе транспортного средства. В этом случае необходимо добиваться рациональных параметров на характерных для эксплуатации режимах работы дизеля, которые, как показывают исследования [1], находятся далеко от номинального режима. Механизмы адаптивного задания цикловой порции топлива, а также угла опережения впрыскивания, в разделенной топливной системе непосредственного действия автомобильного дизеля позволит решить поставленную задачу. В КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» для автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2) разработана и прошла отработку на безмоторном стенде [2] топливная аппаратура со связанной системой управления.

Следующим этапом работ является проведение моторных испытаний.

**Цель данной работы** – определить параметры топливоподачи, обеспечивающие эффективную работу автомобильного дизеля с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха в условиях эксплуатации.

Для достижения данной цели необходимо:

- разработать методику и провести моторные испытания дизеля;
- провести анализ результатов испытаний, построить характеристические карты и получить экспериментально-расчетные зависимости параметров топливоподачи от частоты вращения коленчатого вала и давления наддува.

**Объектом исследования** является автомобильный дизель 4ДТНА1 с непосредственным впрыскиванием топлива, оснащенный разделенной топливной аппаратурой, в состав которой входит топливный насос высокого давления (ТНВД, рис. 1) с профилем кулачковой шайбы, обеспечивающим повышенную скорость перемещения плунжера на участке активного хода (2,86 м/с при частоте

вращения кулачкового вала 1500 мин<sup>-1</sup>). ТНВД оборудован гидромеханическим регулятором, оснащенный комплексом корректоров:

- гидромеханическим и пневматическим корректорами цикловой подачи;
- гидромеханическим и пневматическим корректорами угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ, рис. 2).

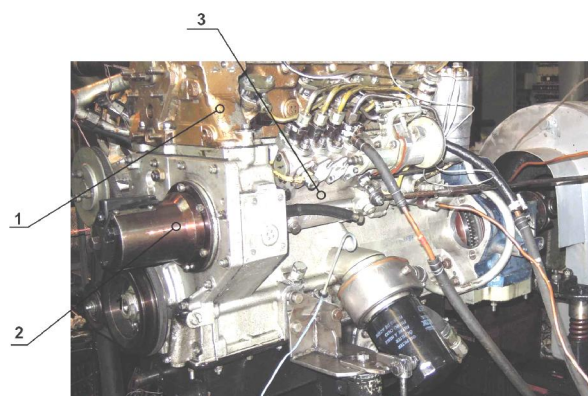


Рис. 1. Фрагмент дизеля 4ДТНА1, оборудованного технологическим угломеном:  
1 – дизель в составе моторного стенда;  
2 – технологический угломен; 3 – ТНВД

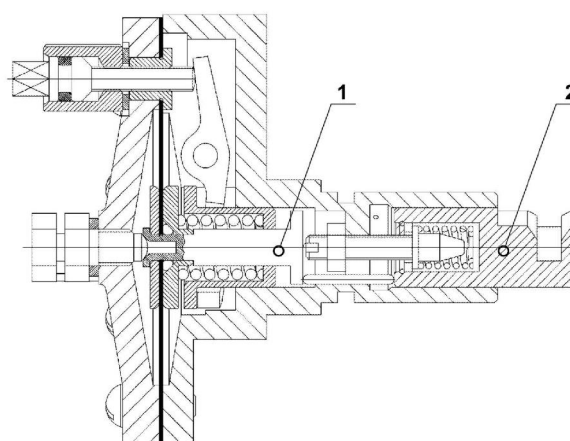


Рис. 2. Пневмогидравлический корректор угла опережения впрыскивания топлива:  
1 – пневматический корректор УОВТ; 2 – топливный корректор УОВТ

Подробное описание комплексной схемы ТНВД и регулятора приведены в [2].

На дизель установлены закрытые форсунки с дифференциальным поршнем [3], обеспечивающие повышение давления впрыскивания и ступенчатую характеристику топливоподачи на режимах холостого хода и малых нагрузок.

#### Методика проведения испытания

На время проведения моторных испытаний дизель оснащался пьезодатчиками, регистрирующими давление газа в цилиндре и топлива у форсунки. При подготовке испытаний составлен ортогональный план двухфакторного эксперимента, в котором значения варьируемых параметров – частоты вращения коленчатого вала  $n_{KB}$  и давления наддува  $P_S$ , приведены в табл. 1.

Выбор УОВТ для режимов, заданных планом эксперимента, осуществлялся с помощью технологического угламена (см. рис. 1), позволяющего оператору изменять положение золотника плунжера насоса на работающем дизеле. Наилучшие значения  $\Theta_{ВВР}$  приведены в табл. 1. Критерием при выборе  $\Theta_{ВВР}$  являлись значения максимального давления сгорания, которые по условиям надежной работы дизеля 4ДТНА1 не должны превышать 14 МПа, а также температура отработавших газов. Для режимов холостого хода ( $P_S = 0,1$  МПа) дополнительно ставилось условие минимизации шума, производимого двигателем. При этом мероприятиями по снижению шума являлись уменьшение  $\Theta_{ВВР}$  и организация ступенчатого впрыскивания с помощью форсунки с дифференциальным поршнем.

Таблица 1. План-матрица и результаты экспериментального исследования

Точка	$n_{KB}$ , мин <sup>-1</sup>	$P_S$ , МПа	$\Theta_{ВВР}$ , град. до ВМТ	$q_{ц}$ , мм <sup>3</sup>	$P_\phi$ , МПа
1	3600	0,19	26	15,1	50,5
2	3600	0,13	28	12,3	52,3
3	2400	0,19	21	23,2	40,0
4	2400	0,13	26	10,8	37,8
5	3000	0,16	23	9,1	36,9
6	4200	0,16	30	36,7	60,9
7	1800	0,16	22	32,8	50,1
8	3000	0,22	22	42,0	54,4
9	3000	0,1	28	10,3	35,6
10	4200	0,22	28	43,2	64,2
11	4200	0,1	32	18,6	53,1
12	1800	0,22	22	44,8	52,3
13	1800	0,1	20	8,4	39,0

Определение действительного  $\Theta_{ВВР}$  и продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр дизеля во время испытаний производится, как правило, при помощи регистрации перемещения иглы форсунки. Организация измерения перемещения иглы в малогабаритной форсунке с дифференциальным поршнем – задача трудно выполнимая. Момент начала подачи топлива, а также продолжительность впрыскивания, в процессе испытаний определялись по кривой изменения давления топлива у штуцера форсунки ( $P_\phi$ ). Сопоставление величин геометрического и действительного УОВТ (рис. 3) подтверждает их положительную корреляционную связь (при коэффициенте корреляции 0,85). Такой характер зависимости объясняется особенностями формирования характеристики топливоподачи с помощью форсунки с дифференциальным поршнем [3].

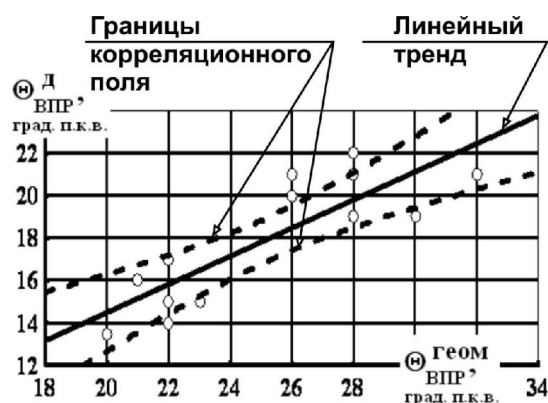


Рис. 3. Положительная корреляционная связь действительного и геометрического угла опережения впрыскивания топлива

#### Определение давления впрыскивания

Зафиксированное в эксперименте давление у форсунки (рис. 4) на каждом режиме оказалось меньше значений, полученных при безмоторных испытаниях [2]. Объясняется это противодействием в цилиндре, отсутствующим в условиях безмоторных испытаний и влияющим на начало, продолжительность подачи и на давление впрыскивания.

Приведенная графическая зависимость  $P_\phi = f(n_{KB}, P_S)$  показывает, что давление у штуцера форсунки, достигая максимума 73 МПа при  $n_{KB} = 4200$  мин<sup>-1</sup>, в области средних нагрузок понижается до 52 – 40 МПа. Именно на этих режимах в данной топливной системе происходит формирование ступенчатого впрыскивания.

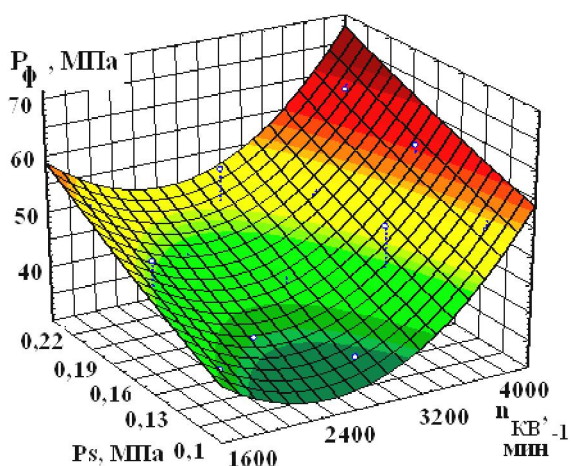


Рис. 4. Поверхность  $P_\phi = f(n_{KB}, P_s)$

**Определение параметров адаптивного задания топливоподачи**

Полученные на основании данных табл. 1 графическая (рис. 5) и полиномиальная (1) зависимости  $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB}, P_s)$ , показывают необходимый диапазон изменения геометрического УОВТ (20 – 34 град. п.к.в.), который должен быть обеспечен посредством пневмогидравлического корректора (см. рис. 2). Данный диапазон оказался по длительности идентичен приведенному в [2], но смещенным в сторону большего угла. Особо следует выделить область изменения  $n_{KB}$  1600 – 2000 мин<sup>-1</sup>, где геометрический УОВТ целесообразно устанавливать равным 22 град. п.к.в.

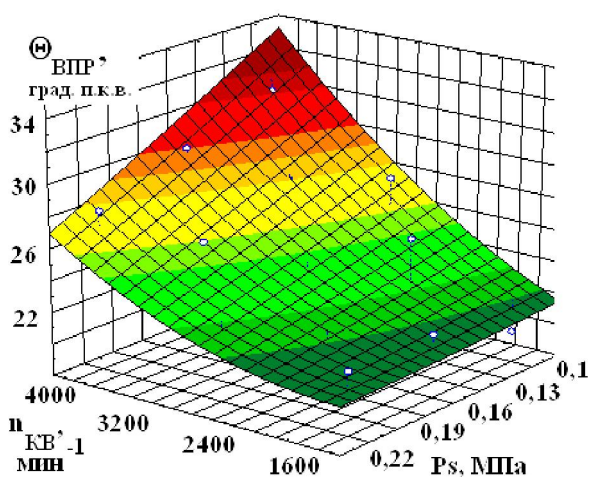


Рис. 5. Поверхность  $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB}, P_s)$

Зависимость рис. 6 позволяет проследить характер изменения геометрического  $\Theta_{ВПР}$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и выявить область, в которой необходима коррекция угла начала подачи от давления наддува. Такая об-

ласть наиболее выражена в диапазоне  $n_{KB}$  2400 – 3000 мин<sup>-1</sup>. Сгущение точек на краях данной кривой свидетельствуют о возможности отключения или минимизации влияния пневмокорректора на процесс установки УОВТ.

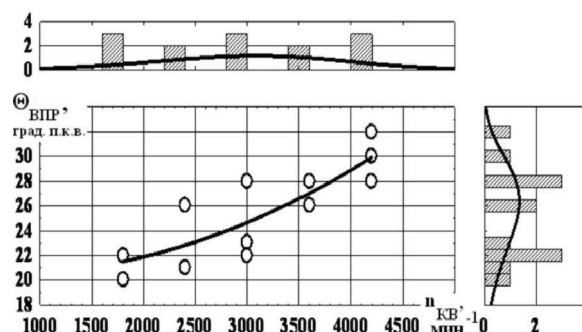


Рис. 6. Корреляционное поле с гистограммами зависимости  $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB})$

$$\Theta_{ВПР} = 17,19 + 0,0019 \cdot n_{KB} + 19,472 \cdot P_s + 7,3 \cdot 10^{-7} \cdot n_{KB}^2 + 14,43 \cdot P_s^2 - 0,0172 \cdot n_{KB} \cdot P_s, \quad (1)$$

Выявленные закономерности требуют изменения не только регулировочных параметров корректора УОВТ, но и установки в нем пружин с другими характеристиками.

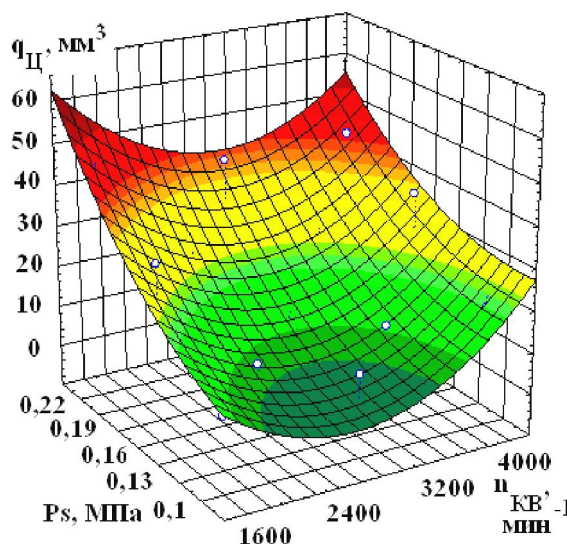


Рис. 7. Поверхность  $q_c = f(n_{KB}, P_s)$

Зависимость  $q_c = f(n_{KB}, P_s)$ , графический (рис. 7) и полиномиальный (2) вид которой приведены, свидетельствует о реализации корректором подачи топлива необходимой в эксплуатации ха-

рактеристики. Полученная область ограничения топливоподачи (рис. 7) при  $n_{KB}$  2000 – 3400 мин<sup>-1</sup> позволяет в указанном диапазоне частот вращения коленчатого вала снизить температуру и токсичность отработавших газов.

$$q_{Ц} = 63,1 - 0,0457 \cdot n_{KB} - 13,54 \cdot P_S + 9,03 \cdot 10^{-7} \cdot n_{KB}^2 + 1223,6 \cdot P_S^2 - 0,0464 \cdot n_{KB} \cdot P_S \quad (2)$$

### Выводы

Моторные испытания подтвердили эффективность предложенного способа адаптивного задания параметров топливоподачи с использованием пневмогидравлических корректоров, установленных на ТНВД.

Повышение давления впрыскивания с 34 до 72 МПа за счет применения в топливной аппаратуре непосредственного действия форсунки с дифференциальным поршнем позволяет снизить удельный эффективный расход топлива. При этом необходимо обеспечить величины общего хода топливного корректора УОВТ и общего хода пневматического корректора УОПТ, эквивалентные изменению  $\Theta_{ВВР}$  на 16 град. п.к.в.;

Бывшая точка наиболее рационального впрыска (3,0 - 3,5 мм хода плунжера), к которой привязывались калибр и топливный корректор УОВТ, должна быть отстроена на среднее положение рабочего хода поршня угломена. Среднее положение этого поршня (далее 0 град по безмоторному стенду) обеспечивается подбором жесткостей пружин пневмокоректора при давлении топлива в системе регулятора частоты вращения ТНВД, соответствующее  $n_{кул. вала} = 1200$  мин<sup>-1</sup> и  $P_S = 0,15$  МПа.

УДК 621.436

*С.П. Кулманаков, канд. техн. наук, В.А. Сеницын, д-р техн. наук, О.В. Дробышев, инж.*

## ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ДИНАМИКИ РАЗВИТИЯ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ ДЛЯ ТРАДИЦИОННОГО И БИОТОПЛИВА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

### Введение

История развития двигателей с воспламенением от сжатия, на сегодняшний день насчитывает уже более ста двадцати лет. Этот тип двигателей прошел сложный процесс эволюции от предложен-

ной Рудольфом Дизелем идеи компрессорного впрыскивания угольной пыли до современных высокооборотных машин, в которых воплощено множество достижений научно-технического прогресса.

### Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с.
2. А.В. Грицюк *Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления* / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2011. – №2. – С. 69 – 74.
3. *Разработка и исследование форсунки для двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного дизеля* / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – №2. – С. 97 – 101.

### Bibliography (transliterated):

1. Grekhov L.V. *Tplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizeley: uchebnik dlja vuzov* / L.V. Grekhov, N.A. Ivashenko, V.A. Markov – M.: Legion-Autodata, 2004. – 344 s.
2. Grytsuk A.V. *Otrabotka toplivnoy apparatury avtomobilnogo dizelja so svjazannoy sistemoy upravlenija* / A.V. Grytsuk, A.N. Vrublevskiy, G.A. Sherbakov, A.A. Ovchinnikov // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – 2011. – №2 – S. 69 – 74.
3. *Razrabotka i issledovanie forsunki dlja dvuhfaznogo vpryskivaniya toplyva v cilindr vysokooborotnogo dizelja* / A.N. Vrublevskiy, A.V. Grytsuk, G.A. Sherbakov, A.V. Denisov // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – 2006. – №2 – S. 97 – 101.

ной Рудольфом Дизелем идеи компрессорного впрыскивания угольной пыли до современных высокооборотных машин, в которых воплощено множество достижений научно-технического прогресса.