

УДК 621.43

*А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Д.В. Мешков, инж.*

## **БАЗОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДИЗЕЛЯ, ОСНАЩЕННОГО СИСТЕМОЙ COMMON RAIL**

### **Введение**

Качественное регулирование мощности, имеющее место в дизелях, обуславливает то, что основное управление двигателем осуществляется процессом топливоподачи, оказывающим прямое воздействие на рабочий процесс. При этом система топливоподачи должна обеспечивать требуемую величину цикловой порции топлива, а также оптимальные с точки зрения экономичности двигателя и токсичности его отработавших газов угол опережения, величину максимального давления и дифференциальную характеристику впрыскивания на каждом режиме работы.

Наиболее современным решением задачи выбора оптимальных параметров впрыскивания для каждого режима работы двигателя является применение микропроцессорных систем управления (СУ) [1]. Такая СУ входит в состав современных аккумуляторных топливных систем Common Rail (CR) [2]. При электронном управлении процессом топливоподачи информация о двигателе от датчиков частоты вращения коленчатого вала, положения органа управления, углового положения коленчатого (распределительного) вала и ряда дополнительных датчиков поступает в электронный блок управления. На основании величины поступающих сигналов с использованием заложенных в запоминающем устройстве микропроцессора законов управления в блоке определяются требуемые параметры топливоподачи для данного режима работы дизеля (цикловая подача, угол опережения впрыскивания, давление в аккумуляторе) и на основе этого формируются управляющие импульсы на исполнительные механизмы [3].

Процесс выбора оптимальных значений управляющих воздействий на двигатель в зависимости от его параметров и возмущающих воздействий называется калибровкой (или адаптацией) системы управления [1, 2]. Полученные значения заносятся в запоминающее устройство микроконтроллера и называется матрицей управления (базовой характеристикой).

Одной из ситуаций, требующих выполнения калибровочных работ, является создание новой СУ к существующему двигателю [1]. При этом основой для проведения последующей калибровки, является определение (задание) первоначальных (базовых) матриц управления независимыми воздействиями. Обычно методы выбора базовых матриц управления и их калибровки являются техническими секретами производственных фирм [1].

Целью настоящей статьи является описание методики выбора матриц управления топливоподачей (угол опережения впрыскивания, цикловая подача и давление топлива в аккумуляторе) на примере дизеля 4СН12/14 (СМД-19Т), при оснащении его системой топливоподачи CR.

Приведенный ниже пример определения таких характеристик выполнен расчетно-экспериментальным методом – параметры опорных режимов работы дизеля получены с помощью его стендовых испытаний, параметры системы CR – расчетом с помощью математической модели.

### **Параметры работы двигателя. Опорные режимы**

Как правило, современные системы управления строятся на основе матриц размерностью 16×16 или

32×32, в зависимости от возможностей микроконтроллера [1]. Промежуточные значения определяются путем интерполяции. Очевидно, что увеличение размерности матрицы приводит к повышению точности определения значения управляющих воздействий, а уменьшение – к повышению быстродействия.

Для упрощения решения задачи отыскания значений управляющих воздействий во всем диапазоне режимов работы двигателя применяются аппроксимирующие зависимости, построенные на основе параметров двигателя, полученных на сравнительно

небольшом числе опорных режимов (обычно 10...15) [1].

В нашем исследовании были приняты 15 опорных режимов работы двигателя СМД-19Т, которые составляют, по сути, 3 нагрузочных характеристики, соответствующие номинальной ( $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ ), минимальной рабочей ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ ) и средней ( $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ ) частотам вращения коленчатого вала. Необходимые параметры топливоподачи опорных режимов, приведенные в табл. 1, были получены при испытаниях двигателя на автоматизированном стенде [4].

Таблица 1. Параметры топливоподачи опорных режимов

№ реж.	$n$ мин <sup>-1</sup>	$N_e$ кВт	$B_{ц}$ мм <sup>3</sup> /цикл	$\Theta$ гр. п.к.в.	$X$	$p_{впр\max}$ МПа	$p_{цил\text{ср}}$ МПа
1	2000	0,00	21,37	10,0	0,09	20	3,5
2	2000	23,90	41,85	10,0	0,29	30	4,2
3	2000	48,97	65,46	10,0	0,52	40	5,0
4	2000	74,05	89,26	10,0	0,76	50	6,0
5	2000	97,90	113,97	10,0	1,00	60	7,0
6	1500	0,00	16,60	13,0	0,04	20	3,5
7	1500	21,90	41,04	13,0	0,26	27	4,2
8	1500	43,00	66,96	13,0	0,49	30	5,0
9	1500	64,50	94,55	13,0	0,73	35	6,0
10	1500	86,00	124,86	13,0	1,00	40	7,0
11	1000	0,00	14,21	15,0	0,02	18	3,0
12	1000	10,53	31,84	15,0	0,17	19	3,5
13	1000	21,50	50,67	15,0	0,34	20	4,0
14	1000	31,65	72,03	15,0	0,53	22	4,7
15	1000	41,95	96,66	15,0	0,75	25	5,5

В таблице приведены:  $n$  – частота вращения коленчатого вала;  $N_e$  – эффективная мощность;  $B_{ц}$  – цикловая подача топлива;  $\Theta$  – угол опережения впрыскивания топлива (действительный);  $X$  – относительное положение органа управления;  $p_{впр\max}$  – максимальное давление впрыскивания;  $p_{цил\text{ср}}$  – среднее давление в цилиндре на участке впрыскивания.

#### Определение гидравлической характеристики системы Common Rail

Характеристика аккумуляторной системы топливоподачи с электронным управлением представля-

ет собой зависимость:  $B_{ц} = f(p_{ак}, \tau)$ , где  $p_{ак}$  – давление в аккумуляторе топлива;  $\tau$  – продолжительность управляющего импульса на электромагнитной форсунке.

Такая характеристика, приведенная на рис.1, получена путем расчета с использованием математической модели системы CR [5]. При моделировании были приняты конструктивные параметры форсунки, соответствующие параметрам форсунки фирмы Robert Bosch, за исключением диаметра распыляющих отверстий ( $d_p = 0,28 \text{ мм}$ ) и их количества ( $i_p = 4$ ).

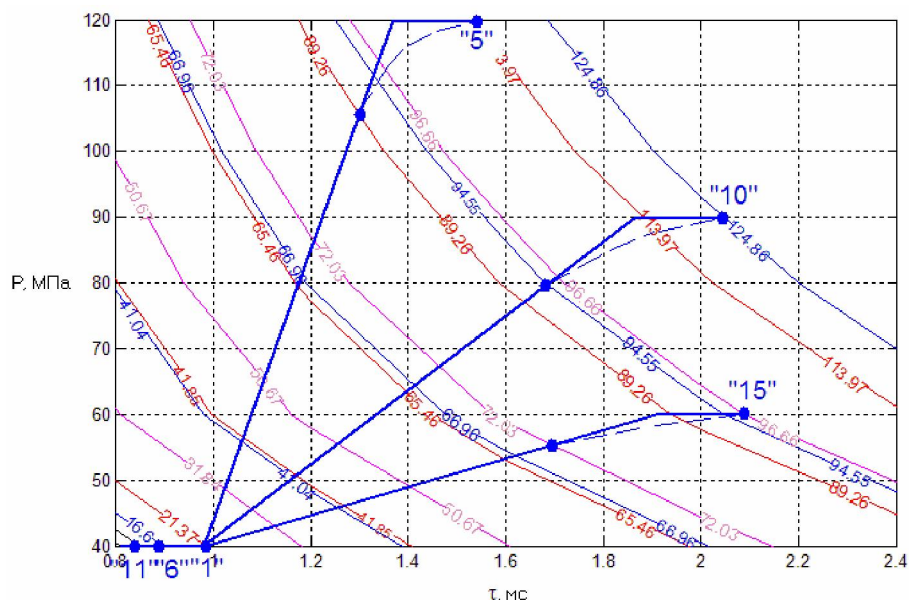


Рис. 1. Характеристика системы Common Rail

Особенностью приведенной на рис. 1 гидравлической характеристики является то, что в качестве изолиний на ней нанесены цикловые подачи, соответствующие опорным режимам работы двигателя.

#### Определение значений управляющих воздействий для опорных режимов

Определение значений управляющих воздействий для матриц  $p_{ак}$  и  $\tau$  на опорных режимах может быть выполнено графическим методом, который проиллюстрирован на рис.1. При этом последовательность действий следующая:

1) Задаемся диапазоном изменения давления топлива в аккумуляторе – от 40 до 120 МПа, что соответствует широко используемым параметрам работы системы Common Rail [3]. При этом необходимо учитывать, что чрезмерно высокое давление впрыскивания на режимах частичных нагрузок приводит к повышению эмиссии  $CH_x$  и твердых частиц [3, 7].

2) Исходя из того, что рациональная продолжительность впрыскивания при полной нагрузке по углу поворота составляет 18...20° п.к.в., задаемся уровнем давлений для режимов 5, 10, 15 (см. табл.1, рис. 1, т.т. «5», «10», «15», соответственно).

3) Для надежного обеспечения малых цикловых подач на режимах «нулевой» нагрузки, давление топлива в аккумуляторе должно быть минимальным (т.т. «1», «6» и «11», соответствующие режимам табл.1).

4) Используя, например, линейный закон совместного изменения  $p_{ак}$  и  $\tau$  для каждой нагрузочной характеристики определяют значения этих параметров для промежуточных опорных режимов, по точкам пересечения с соответствующими изолиниями цикловых подач.

Результаты занесены в табл.2.

Таблица 2. Результаты обработки параметров опорных режимов

№ реж.	$n$ мин <sup>-1</sup>	$N_e$ кВт	$P_{ак}$ МПа	$\tau$ мс
1	2000	0,00	40	0,98
2	2000	23,90	56	1,07
3	2000	48,97	80	1,18
4	2000	74,05	106	1,30
5	2000	97,90	120	1,54
6	1500	0,00	40	0,90
7	1500	21,90	50	1,16
8	1500	43,00	65	1,40
9	1500	64,50	81	1,67
10	1500	86,00	90	2,05
11	1000	0,00	40	0,85
12	1000	10,53	43	1,12
13	1000	21,50	50	1,40
14	1000	31,65	56	1,67
15	1000	41,95	60	2,10

**Определение матриц управляющих воздействий**

Используя стандартные средства двумерной интерполяции системы компьютерной математики MATLAB [6], произведен расчет таблиц, отражаю-

щих зависимости  $\Theta = f(X, n)$ ,  $p_{ак} = f(X, n)$  и  $\tau = f(X, n)$ , которые и являются матрицами или базовыми характеристиками управления.

Графическое представление матриц размерностью  $16 \times 16$  приведено на рис. 2, 3, 4.

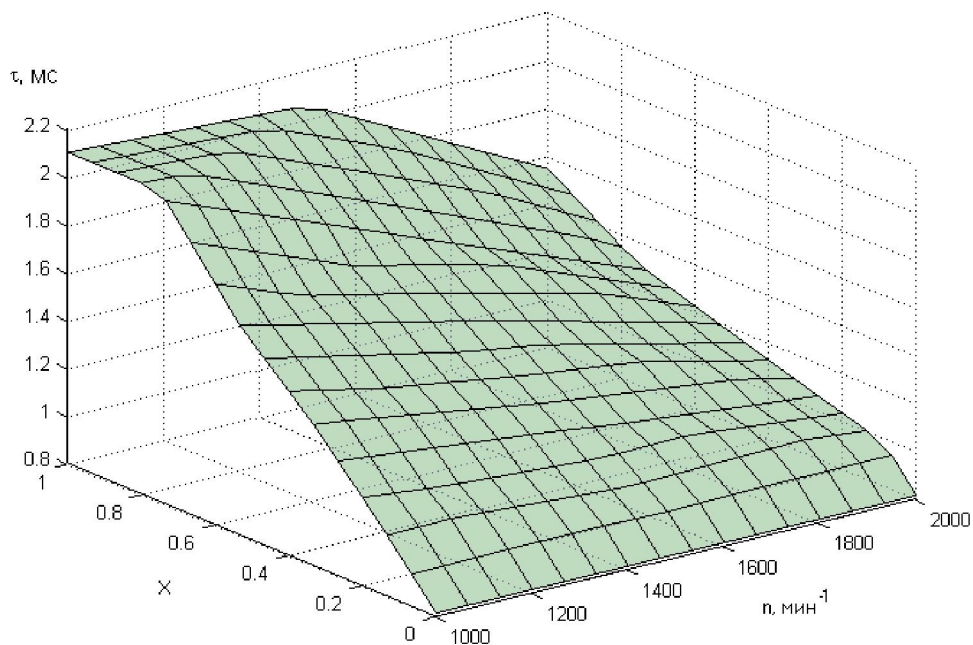


Рис. 2. Матрица  $\tau = f(X, n)$

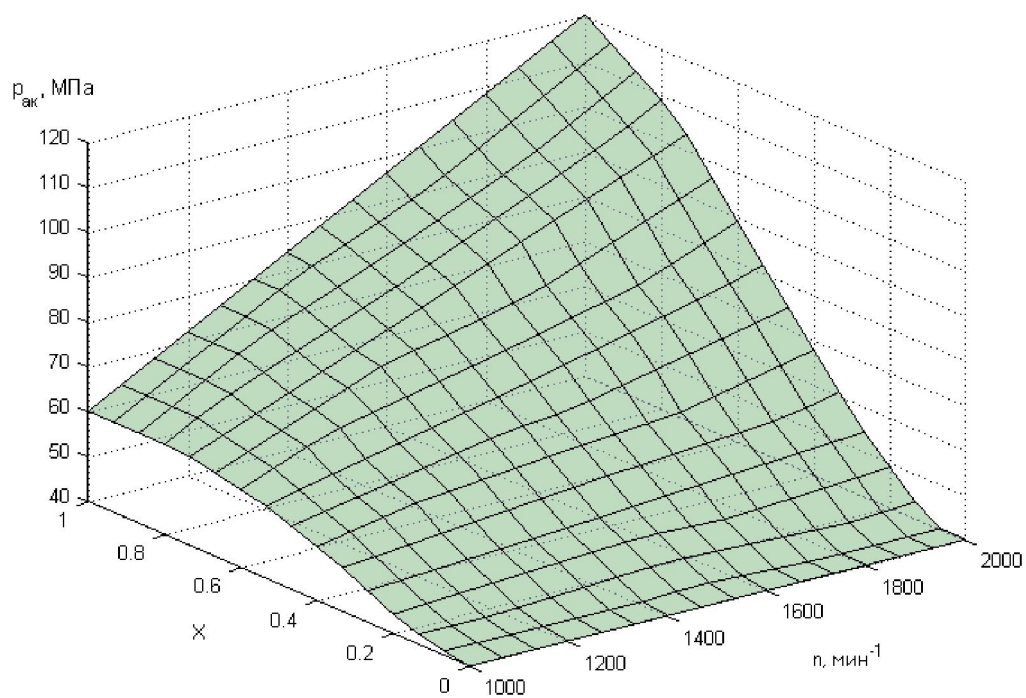


Рис. 3. Матрица  $p_{ак} = f(X, n)$

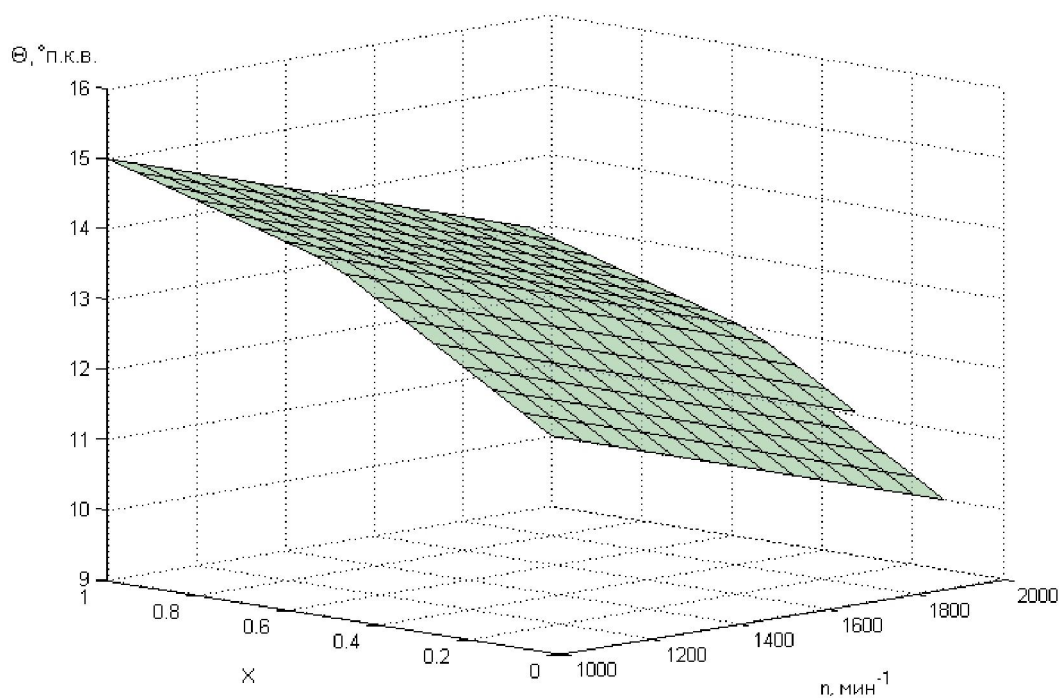


Рис. 4. Матрица  $\Theta = f(X, n)$

Полученные таким образом матрицы значений управляющих воздействий могут быть занесены в запоминающее устройство микроконтроллера, и использованы как базовая характеристика управления двигателя с системой Common Rail.

Для создания завершенной системы управления топливopодачей дизеля требуется выполнение следующих мероприятий:

а) дополнение полученной матрицы алгоритмами управления на переходных режимах (разгон, наброс и сброс нагрузки) и на специальных режимах (пуск, минимальная и максимальная частота вращения холостого хода, режим принудительного холостого хода и др.), что может быть осуществлено путем введения корректирующих воздействий по производным возмущающих воздействий либо по аналитическим зависимостям.

б) проведение калибровки базовых матриц в стендовых условиях для определения (уточнения) оптимальных значений управляющих воздействий, например угла опережения впрыскивания топлива  $\Theta$ .

#### Выводы

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Предложена открытая методика определения базовой характеристики управления топливopодачей дизеля, оснащенного системой Common Rail.
2. Методика может быть использована для определения матриц управления автотракторного дизеля СМД-19Т (4ЧН12/14) при оборудовании его системой Common Rail.
3. Для создания завершенной системы управления на базе предложенной методики необходима ее последующая калибровка на конкретном двигателе в стендовых условиях.

#### Список литературы:

1. Пинский Ф. И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие. – М. «Легион-Автодата», 2001. – 136 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. –М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 485 с.
3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. –

М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с. 4. Марченко А. П., Прохоренко А.А., Мешков Д. В. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПИ”. – 2006. – С.119-126. 5. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С.98-101. 6. Дьяконов В.П.

MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6®. Основы применения. Серия «Библиотека профессионала». – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с. 7. Мешков Д.В. Влияние многофазного впрыскивания топлива системой Common Rail на технико-экономические и экологические показатели быстроходного дизеля // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», 2007. – Вып. 10/46. – С.165–169.

УДК 621.436: 629.01

**В.Т. Турчин, інж. О.О. Зотов, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук,  
Л.П. Шевченко, д-р техн. наук**

## СУКУПНІСТЬ МОДЕЛЕЙ ОЦІНКИ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ В САПР

В процесі проектування та модернізації двигунів завжди постає складна задача забезпечення ресурсної міцності теплонапружених деталей камери згорання, в особливості поршнів високофорсованих дизелів. При цьому прогнозування ресурсної міцності поршня неодмінно передбачає застосування системного підходу, який базується на комплексі сучасних неекономічних математичних моделей та методах автоматизованого проектування. Водночас забезпечення високої ефективності САПР неможливо без впровадження на початкових стадіях підтримки проекту сукупності економічних моделей оцінки ресурсної міцності. Є зрозумілим, що отримання останніх повинно базуватися на достовірних неекономічних моделях верхнього рівня складності.

Відповідно до вказаного, метою роботи є розробка методики отримання економічних моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижніх рівнів складності та схем застосування комплексу моделей аналізу ресурсної міцності поршня в САПР.

Частково вказаної мети досягнуто в роботах [1,2]. Удосконалення відомих схем [1] нами виконано з урахуванням розробок [4-5] та наведено на рис.1, 2.

На рис.1 подано схему отримання моделей аналізу ресурсної міцності поршня нижніх рівнів складності. Тут вихідними даними (блок 1) є вектор конструктивних параметрів поршня  $x$ , номінальна потужність  $N_e$  та модель експлуатації  $\Xi$  двигуна.

Тут блоки 2-4 відповідають моделям верхнього рівня. Для визначення температурного (блоки 2-3) та напруженого-деформованого стану (блок4) передбачається використання методу скінчених елементів (МСЕ) в тривимірній постановці розв'язання задачі [2]. Методику отримання граничних умов (ГУ) для визначення температурного стану поршнів швидкохідних дизелів наведено в [1]. Для підвищення економічності процедури отримання моделей нижніх рівнів в [3] додатково введено комплекс моделей середнього рівня складності (блоки 5-7). Методика отримання моделей, описаних в блоках 5-7 наведена в [1]. В блоці 7 безпосередньо здійснюється аналіз величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня з урахуванням заданих конструктивних параметрів, рівня форсування двигуна та його технологічного призначення, які обираються у блоці 1. Модель оцінки ресурсної міцності поршня (блок 7) нами було удосконалено в [6]. Тут граничний стан конструкції досягається за виконанням умови  $d_{fs} = 1$ . За