

ная разгрузка линии высокого давления. На рис. 5 представлена пространственно-временная диаграмма распространения волн давления для такой системы, а на рис. 6 приводится сопоставление расчетных и экспериментальных осциллограмм для этой системы, хорошее совпадение которых позволяет распространить заключения, сделанные на основе расчетных диаграмм к работе реальной системы.

При исключении возможности образования двухфазной среды в линии высокого давления волновые процессы в трубопроводе интенсифицируются и становятся более заметными некоторые его особенности. Например, из рис.5 лучше видно, что колебания давления во входном и выходном сечениях трубопровода происходят в противофазе и являются гармоническими затухающими колебаниями. Кроме того, после упорядочения свободных колебаний жидкости в трубопроводе имеется сечение, в котором давление среды по времени не изменяется, хотя давление в концах трубопровода сильно колеблется (сечение "А" на рис. 5). Это означает, что в трубопроводе имеется элементарный участок, на котором при свободных колебаниях среды в течение любого промежутка времени масса среды не изменяется. Этот элементарный участок или сечение можно назвать центром равновесия колебаний. Было установлено, что место расположения этого сечения зависит от соотношения объемов полостей, подключенных к началу и концу трубопровода, в данном случае от соотношения объемов надклапанной полости насоса и полости форсунки. Но простой математической зависимости от этого отношения не было выявлено. Кроме того, амплитуды колебаний во входном и выходном сечениях трубопровода также зависят от соотношения этих объемов – в начальном сечении с большим концевым объемом граничной полости амплитуда колебаний меньше, а в конечном сечении

трубопровода с меньшим концевым объемом граничной полости амплитуда колебаний больше, что подтверждается также и экспериментально (рис.6).

Выводы.

Разработанная методика математического моделирования волновых процессов в линии высокого давления дизельной системы впрыска имеет высокую адекватность, которая позволяет применить ее для решения практических задач. Методика адекватно моделирует процессы распространения волны давления с превращением ее в ударную волну и колебательные процессы в двухфазной среде. Проведенные численные исследования волновых процессов как при наличии, так и при отсутствии двухфазной среды в линии высокого давления позволили выявить некоторые особенности этих процессов, имеющие как теоретическое, так и прикладное значение.

Список литературы:

1. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. *Топливные системы и экономичность дизелей* –М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. *Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок.* –М.: Машиностроение, 1982. 128 с.
3. Керимов З.Х. *Особенности математического моделирования двухфазной среды с релаксацией в дизельных топливовпрыскивающих системах//* *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Международной научно-практической конференции.* –Владимир, Россия, 2003. С.257-260.
4. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. *Численное решение многомерных задач газовой динамики.* –М.: Наука, 1976. 400 с.

УДК 621.436.03

Н.К. Рязанцев, д-р. техн. наук, А.Б. Богаевский, канд. техн. наук,

П.Я. Перерва, канд. техн. наук

ВЫБОР ЗАКОНА ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЯ 588ДА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ-01

Одним из наиболее эффективных и простых средств воздействия на рабочий процесс дизеля является управление процессом топливоподачи. Работы в этом направлении, помимо улучшения экономических и экологических показателей транспортных дизелей, позволяют также улучшить динамические и пусковые качества двигателя, увеличить ресурс его работы, обеспечить адаптацию к изменяющимся условиям эксплуатации [1, 2].

Наиболее сложной задачей, которую необходимо решить при разработке микроконтроллерных сис-

тем управления топливоподачей, является определение оптимальных законов управления, которые будут реализованы в составе программно-алгоритмического обеспечения.

В качестве характеристики, которая определяет максимально допустимую подачу топлива при определенной частоте вращения коленчатого вала дизеля, выбран закон изменения коэффициента избытка воздуха.

В качестве объекта выбран силовой агрегат дизель-поезда ДЭЛ – 01 типа 588ДА с двухтактным 6-

ти цилиндрическим дизелем. Для исследования были использованы характеристики топливных насосов дизеля и приводного компрессора. Дизель имеет постоянный угол опережения впрыска топлива на всех частотах вращения коленчатого вала.

Решение поставленной задачи будет осуществляться с использованием трехмерных сеточных моделей, причем модели могут быть представлены в наглядной графической форме или в виде аналитических выражений, аппроксимирующих графические представления.

На рис. 1 представлены в виде графической трехмерной сеточной модели характеристики топливных насосов с учетом противодавления на впрыске в требуемых диапазонах изменения частоты вращения коленчатого вала и положения реек топливных насосов. Зависимость $g = f(n, h)$ получена экспериментальным путем.

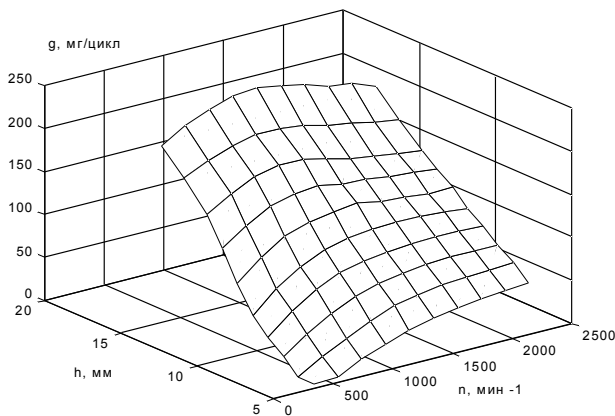


Рис. 1. Характеристики топливных насосов

По известным выражениям, приведенным в [3] и [4], определяем такие характеристики воздухо-снабжения приводного компрессора, как температура воздуха в выходном патрубке компрессора $T_k(n)$, давление в выходном патрубке компрессора $p_k(n)$ и плотность подаваемого воздуха $\rho_s(n)$ перед впускными органами.

$$\pi_k = \left[1 + \left(\frac{n}{n_{max}} \right)^2 \cdot \left(\frac{H}{H_{ном}} \right) \cdot \left(\pi_{кн}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$T_k = T_o \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{ксп}} \right)$$

$$p_k = \pi_k \left(P_o - 0,06 \cdot \frac{n}{n_{max}} \right)$$

$$\rho_s = \frac{P_k \cdot 9,81 \cdot 10^4}{R \cdot T_k}$$

где π_k — текущее значение степени повышения давления в компрессоре; $\pi_{кн}$ — максимальная степень повышения давления, равная в рассматриваемом дизеле 2,35 при n_{max} ;

n — текущая частота вращения мин^{-1} ; $n_{min} = 800 \text{ мин}^{-1}$; $n_{max} = 2200 \text{ мин}^{-1}$;

p_0 — атмосферное давление, равное $1,03 \text{ кг/см}^2$;

$\frac{H}{H_{ном}}$ — относительное изменение коэффициента напора. В исследуемом диапазоне частот вращения среднее значение отношения по данным [3] равно 0,9;

$\eta_{ксп}$ — средний к.п.д. компрессора, равный 0,7644 в исследуемом диапазоне частот вращения коленчатого вала;

$k=1,4$; $T_0 = 293 \text{ К}$;

R — газовая постоянная, равная $287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.

Результаты вычислений приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты вычислений T_k, p_k, ρ_s .

$n, \text{ мин}^{-1}$	$T_k, \text{ К}$	$p_k, \text{ кг/см}^2$	$\rho_s, \text{ кг/м}^3$
800	305,61	1,1325	1,2666
1000	312,70	1,1986	1,3102
1200	321,38	1,2844	1,3660
1400	331,62	1,3921	1,4349
1600	343,45	1,5251	1,5179
1800	356,85	1,6872	1,6161
2000	371,83	1,8829	1,7309
2200	388,38	2,1178	1,8639

Зависимость $\rho_s(n)$ аппроксимируется в виде полинома третьей степени

$$\rho_s(n) = 1,1856 + 2,5991 \cdot 10^{-5} \cdot n + 7,4103 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 2,4631 \cdot 10^{-11} \cdot n^3$$

И в дальнейших исследованиях по дизель-агрегату используется именно это выражение.

Принципиально можно получить аналитические выражения для $T_k(n)$ и $p_k(n)$.

Используя зависимости $\rho_s(n)$ и $g(n, h)$, определяем значения коэффициента избытка воздуха $\alpha(n, h)$ в виде трехмерной сеточной модели. Для этого воспользуемся общеизвестным выражением:

$$\alpha = \frac{V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_s}{g \cdot L_o}$$

где V_h — объем двигателя, равный $2,71 \text{ дм}^3$;

ρ_s — плотность воздуха;

η_v — коэффициент наполнения для рассматриваемого дизеля при $n = 800 \dots 2200 \text{ мин}^{-1}$ в среднем равный 0,76;

g — массовая цикловая подача топлива;

L_o — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива, равное $14,3 \text{ кг/кг}$.

Значения коэффициента $\alpha(n, h)$ приведены в таблице 2, а на рис. 2 зависимость $\alpha(n, h)$ представлена в графической сеточной форме.

Таблица 2. Значение коэффициента избытка воздуха α .

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	13,15	7,94	6,21	5,22	5,02	4,9	5,03	5,22
6,5	6,15	4,54	3,77	3,6	3,56	3,67	3,82	3,99
7,5	3,68	3,07	2,84	2,78	2,83	2,94	3,15	3,39
8,5	2,63	2,32	2,26	2,27	2,35	2,5	2,68	2,88
9,5	2,09	1,89	1,87	1,91	2,0	2,13	2,33	2,55
10,5	1,6	1,53	1,55	1,58	1,75	1,89	2,06	2,22
11,5	1,31	1,28	1,32	1,44	1,53	1,68	1,82	1,99
12,5	1,11	1,10	1,15	1,25	1,38	1,5	1,65	1,83
14	0,97	0,97	1,01	1,08	1,18	1,29	1,43	1,57
15,5	0,83	0,83	0,86	0,92	1,00	1,11	1,21	1,37

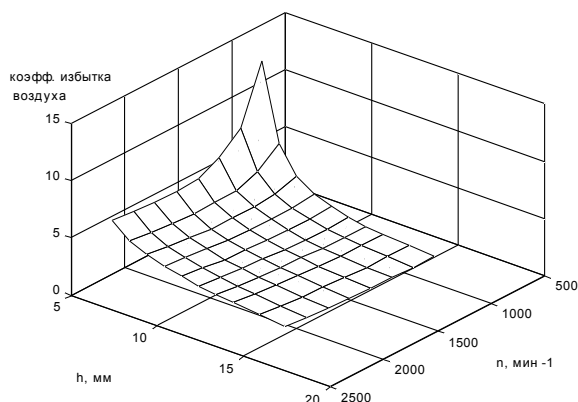


Рис. 2. Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения и положения рейки топливного насоса

На основании сеточной модели представляется возможным аналитическим (или графическим, как показано на рис. 3) путем определить максимально допустимое значение положения рейки топливных насосов с целью обеспечения необходимой величины коэффициента α .

Если исходить из требуемого значения $\alpha = 1,4$, то значения положений реек топливных насосов для соответствующих частот вращения коленчатого вала приведены в таблице 3.

Полученные значения положения рейки используются при программировании характеристики ограничения топлива в составе программно-алгоритмического обеспечения электронного регулятора.

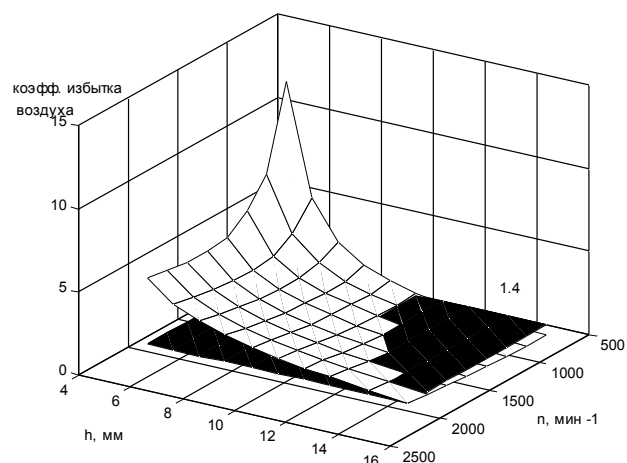


Рис. 3. Пример графического определения характеристики ограничения топлива

Таблица 3. Расчет требуемых значений положений реек.

n , мин ⁻¹	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
h , мм	11,07	10,88	11,01	11,43	12,2	13,27	14,6	15,56

Полученные значения могут быть подкорректированы в процессе экспериментальных исследований и эксплуатационных испытаний.

Итак, проведенные исследования позволили разработать методику определения оптимального закона подачи топлива на основе трёхмерных сеточных моделей, который будет реализован в составе программно-алгоритмического обеспечения электронного регулятора дизеля 588ДА.

Список литературы:

1. Богаевский А.Б., Басов О.В., Дубровский В.З., Синельникова Л.Б., Прокопович В.И., Бородин Ю.С. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки дизель – поезда ДЭЛ – 01 // Вестник ХПИ, вып. 26 // тем. вып. ДВС. Сб. науч. трудов., Харьков, 2001 г.- с.52 – 58.
2. Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Басов А.В., Синельникова Л.Б. Улучшение технико-экономических показателей дизель-агрегата дизель-поезда на основе микропроцессорной системы управления. // ДВС. Двигатели внутреннего сгорания. - 2002.-№1.- г. Харьков. - с. 55-57.
3. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Согласование характеристик двухтактного транспортного дизеля и компрессора системы наддува по обеспечению устойчивой работы компрессора // Вісник інж. Академії. - 2002. - №1.- с. 43 – 50.
4. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. - М.: Машиз, 1963. - 640 с.