ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ ВОЛГОГРАДСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Серия

ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Выпуск 1

№ 6(44) Межвузовский сборник научных статей
Издается с января 2004 г. 2008

Волгоград
2008

УДК 621.1 + 621.3

Учредитель: ГОУ высшего профессионального образования
"Волгоградский государственный технический университет"

Сборник зарегистрирован в Управлении регистрации и лицензионной работы в сфере массовых коммуникаций федеральной службы по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия ПИ № ФС77–25660 от 13 сентября 2006 г.

Главный редактор сборника "Известия ВолгГТУ"
д-р хим. наук, проф. член-корр. РАН *И. А. Новаков*

Редакционная коллегия серии:
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Федянов* (научный редактор)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. Н. Шилин* (зам. научного редактора)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Васильев* (зам. научного редактора)
д-р техн. наук, проф. Волжского филиала МЭИ *В. С. Кузеванов*
д-р техн. наук, проф. Пензенской гос. технолог. академии *Н. А. Прошин*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Г. Н. Злотин*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Дьячков*
канд. техн. наук, доцент регионального центра сбережения *А. М. Ларцев*
канд. техн. наук, ст. преп. ВолгГТУ *К. О. Долгов* (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. № 6(44) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – 106 с. – (Сер. Процессы преобразования энергии и энергетические установки. Вып. 1).
ISSN 1990–5297

В сборнике помещены статьи, содержащие результаты теоретических и экспериментальных исследований в области тепло- и электроэнергетики. Значительная часть статей отражает работы, направленные на совершенствование процессов в тепловых двигателях внутреннего сгорания. Публикации по электроэнергетике касаются, в первую очередь, моделирования работы и методов диагностики электроустановок.

Ил. 76. Табл. 11. Библиогр.: 127 назв.

ISSN 1990–5297

© Волгоградский государственный технический университет, 2008

СОДЕРЖАНИЕ

Буров А. А, Ожогин В. А.
Структура эксергетического баланса цикла ДВС
и его графическая интерпретация..... 5
Злотин Г. Н., Захаров Е. А., Иванов Ю. В.
Способ повышения экологической безопасности
двигателя внутреннего сгорания легкого топлива..... 7
Злотин Г. Н., Лютин К. И.
Анализ вибрационных свойств двигателя применительно
к системам вибродиагностики механизма газораспределения..... 8
Федянов Е. А., Иткис Е. М., Кузьмин В. Н.
Моделирование основной фазы процесса сгорания в двигателе
с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси..... 11
Дьячков Е. А., Федянов Е. А.
Расчетное определение часового расхода топлива дизелем
тягово-транспортной машины на частичных нагрузках..... 13
Афанасьев А. М., Михайлов В. К., Сипливый Б. Н.
Метод баланса для решения системы квазилинейных параболических
уравнений электромагнитной сушки..... 16
Васильев А. В., Попов Д. В.
Исследование влияния изнашивания кулачковой пары газораспределения
на показатели автомобильного двигателя..... 21
Васильев А. В., Сидоров Д. В.
Повышение эффективности систем газораспределения
и топливоподачи путем численного профилирования кулачков..... 25
Грига А. Д., Худяков К. В., Дьяков М. В., Чиж В. О.
Обобщения эмпирических данных для проектирования вихревых труб..... 28
Ларцев А. М., Курапин А. В.
Методика проведения и результаты энергетических обследований
промышленных предприятий..... 32
Славуцкий В. М., Курапин А. В.
К исследованию переходных процессов в топливоподающей системе
транспортных дизелей..... 34
Солодёнков С. В., Лютин К. И.
К вопросу снабжения электросистем наземных транспортных машин
переменным током постоянной стабильной частоты..... 38
Злотин Г. Н., Захаров Е. А., Белов А. В.
Математическая модель двухступенчатого газового редуктора
при работе его на переходных режимах..... 41
Белозубов Ю. В., Каныгин З. В., Славуцкий В. В.
Особенности процесса подачи топлива в дизеле на режиме пуска..... 45
Славуцкий В. М., Белозубов Ю. В., Каныгин З. В.
Топливоподача в дизеле с разделением процессов дозирования
и нагнетания..... 49
Грига А. Д., Грига С. А., Султанов М. М., Куланов В. А.
Сравнение методов оценки эффективности работы ТЭЦ
при совместном производстве тепловой и электрической энергии..... 51

Марков В. А., Кузнецов А. Г., Полухин Е. Е., Павлов В. А.
Система регулирования угла опережения впрыскивания топлива для дизеля..... 54
Черныш А. Г., Славуцкий В. В., Харсов З. Х.
Исследование дизельной топливной аппаратуры с регулируемым начальным давлением..... 59
Славуцкий В. М., Ларцев А. М., Косырева Н. Н., Харсов З. Х.
Показатели тракторного дизеля при скоростном форсировании топливного насоса..... 63
Черныш А. Г., Салыкин Е. А., Липилин В. И., Косов О. Д.
Исследование процесса повторного подъема иглы форсунки в топливной системе с регулируемым начальным давлением..... 68
Салыкин Е. А., Липилин В. И., Косов О. Д., Заяд М. С.
Нетрадиционный метод дозирования цикловой подачи топлива в дизеле..... 71
Верхотуров Д. А., Гибадуллин В. З., Шумский С. Н.
Новый этап в исследованиях рабочего процесса ДВС с локальным расслоением заряда..... 75
Злотин Г. Н.
Влияние добавок водорода в бензовоздушную смесь на формирование начального очага горения в ДВС с искровым зажиганием..... 77
Верхотуров Д. А., Гибадуллин В. З.
Математическая модель для расчета содержания токсичных компонентов в отработавших газах ДВС с искровым зажиганием..... 80
Федянов Е. А.
Метод расчета расхода топлива двигателем с отключением части циклов..... 83
Шевчук В. П., Грошев Н. А., Ерёмин Д. В.
Моделирование переходных процессов в задаче управления полутопками в котлоагрегате..... 85
Шилин А. Н., Крутякова О. А.
Моделирование переходных процессов в энергетических системах..... 88
Шилин А. Н., Иванников С. А., Шилин А. А.
Проблемы определения мест повреждения воздушных линиий электропередачи..... 93
Качоровский А. Б., Седов М. Н.
Вибродиагностическая система контроля роторного энергетического оборудования..... 97
Сикидин В. В.
Исследование влияния высших гармоник в электроустановках на качество электроэнергии..... 99
Николаева С. И.
Повышение надежности и эффективности устройств защиты и автоматики энергосистем на основе применения микропроцессорной техники..... 102

УДК 621.43

А. А. Буров, В. А. Ожогин

СТРУКТУРА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА ЦИКЛА ДВС И ЕГО ГРАФИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ

Волгоградский государственный технический университет

Эксергетический метод термодинамического анализа находит все более широкое применение при исследовании тепловых двигателей, так как он позволяет количественно оценить резервы работоспособности теплоты, которые можно реализовать в самом двигателе путем совершенствования рабочего процесса или вне двигателя в дополнительных устройствах системы утилизации. В связи с этим при эксергетическом анализе ДВС большой интерес представляет рассмотрение эксергетических балансов их циклов. Однако анализ выполненных исследований свидетельствует о том, что методика составления эксергетического баланса применительно к ДВС окончательно не сформировалась. Это отчасти связано с тем, что в ряде случаев авторы подходят к формированию структуры эксергетического баланса умозрительно. При этом трактовка некоторых составляющих эксергетического баланса оказывается недостаточно строгой. Например, анергию подводимой в цикле теплоты (A_{Q_1}) отождествляют с необратимыми потерями эксергии при горении ($E_{\text{д.гор}}$) [1, 2]. Но A_{Q_1} имеет место и во внутренне обратимом цикле, где указанные потери отсутствуют.

В связи с вышесказанным, в данной работе рассматривается возможность получения уравнения эксергетического баланса цикла ДВС аналитическим путем.

Рассмотрим произвольный обратимый цикл теплового двигателя, для которого первый закон термодинамики

$$\oint \mathrm{d}Q = \oint \mathrm{d}U + \oint \mathrm{d}L \qquad (1)$$

преобразуется к виду $Q_1 = L_{\text{ц}} + Q_2$. В соответствии с эксергетическим методом теплоту можно представить как сумму эксергии и анергии: $Q = E_Q + A_Q$, тогда уравнение (1) примет вид:

$$E_{Q_1} + A_{Q1} = L_{\text{ö}} + E_{Q_2} + A_{Q_2}. \qquad (2)$$

Если уравнение второго закона термодинамики для обратимого цикла $\oint \mathrm{d}Q/T = 0$ умножить на температуру окружающей среды T_0, то

$$\oint (T_0/T)\mathrm{d}Q = \oint \mathrm{d}A_Q = A_{Q_{\text{ö}}} = 0,$$

откуда $A_{Q_1} = A_{Q_2}$. При этом уравнение (2) преобразуется к виду:

$$E_{Q_1} = L_{\text{ц}} + E_{Q_2}. \qquad (3)$$

Для поршневого ДВС теплота, отводимая в цикле,

$$Q_2 = Q_W + Q_{\text{о.г}} + Q_{\text{н.п}},$$

то

$$E_{Q_2} = E_{Q_W} + E_{Q_{\text{о.г}}} + E_{Q_{\text{н.п}}}. \qquad (4)$$

Тогда после подстановки (4) в (3) получим:

$$E_{Q_1} = L_{\text{ц}} + E_{Q_W} + E_{Q_{\text{о.г}}} + E_{Q_{\text{н.п}}}, \qquad (5)$$

где E_{Q_W} – эксергия теплоты, отдаваемой рабочим телом охлаждающей среде; $E_{Q_{\text{о.г}}}$ – эксергия теплоты, отводимой с отработавшими газами; $E_{Q_{\text{н.п}}}$ – эксергия теплоты, эквивалентной теплоте сгорания несгоревшей части цикловой дозы топлива; $L_{\text{ц}} = L_i$ (индикаторная работа за цикл).

После замены $E_{Q_1} = Q_1 - A_{Q_1}$ будем иметь другую форму записи уравнения эксергетиче-

ского баланса цикла ДВС:

$$Q_1 = A_{Q_1} + L_{\text{ц}} + E_{Q_W} + E_{Q_{\text{о.г}}} + E_{Q_{\text{н.п}}}, \qquad (6)$$

На первый взгляд теплота Q_1 не является элементом, присущим по определению эксергетическому балансу. Однако из выражения

$$E_{Q_1} = \int (1 - \frac{T_0}{T}) \mathrm{d}Q \qquad (7)$$

при $T \to \infty$ (или $T \to 0$) получим $E_{Q_1} = E_{Q_1}^{\max} = Q_1$, т. е. теплота может рассматриваться как эксергия, а именно – как предельное значение ее эксергии при указанных условиях.

Если при рассмотрении цикла поршневого ДВС расширить границы термодинамической системы, включив в нее кроме рабочего тела источник теплоты (топливо), то цикл станет внешне необратимым. При этом эксергетический баланс такой системы, сведенный условно, должен включать потери эксергии, обусловленные необратимостью процесса сгорания:

$$E_{\text{д.гор}} = E_{\text{х.т}} - E_{Q_1}, \qquad (8)$$

где $E_{\text{х.т}} = e_{\text{х.т}} \cdot q_{\text{т.ц}}$ – химическая эксергия цикловой дозы ($q_{\text{т.ц}}$) топлива. Рассматривая совместно (5) и (8), получим:

$$E_{\text{х.т}} = L_{\text{ц}} + E_{Q_W} + E_{Q_{\text{о.г}}} + E_{Q_{\text{н.п}}} + E_{\text{д.гор}}. \qquad (9)$$

Удельная химическая эксергия жидкого органического топлива согласно Ранту [3]: $e_{\text{х.т}} = 0{,}975 Q_{\text{в}}^{\text{р}}$, причем высшая теплота сгорания по формуле Д. И. Менделеева:

$$Q_{\text{в}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + 0{,}025(9H^{\text{р}} + W^{\text{р}}).$$

Для дизельного топлива среднего состава [4]: $H^{\text{р}} = 12{,}6$ %; $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42{,}497$ МДж/кг; $W^{\text{р}} = 0$; в результате получим $Q_{\text{в}}^{\text{р}} = 1{,}0667 Q_{\text{н}}^{\text{р}}$; $e_{\text{х.т}} = 1{,}04 Q_{\text{н}}^{\text{р}}$; $E_{\text{х.т}} = 1{,}04 Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot q_{\text{т.ц}} = 1{,}04 Q_1$.

Аналогичный расчет для бензина среднего состава ($H^{\text{р}} = 14{,}5\%$; $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 43{,}961$ МДж/кг; $W^{\text{р}} = 0$) показывает, что $E_{\text{х.т}} = 1{,}047 Q_1$.

Тогда для ДВС, работающих на указанных топливах, на основе уравнения (8) будем иметь:

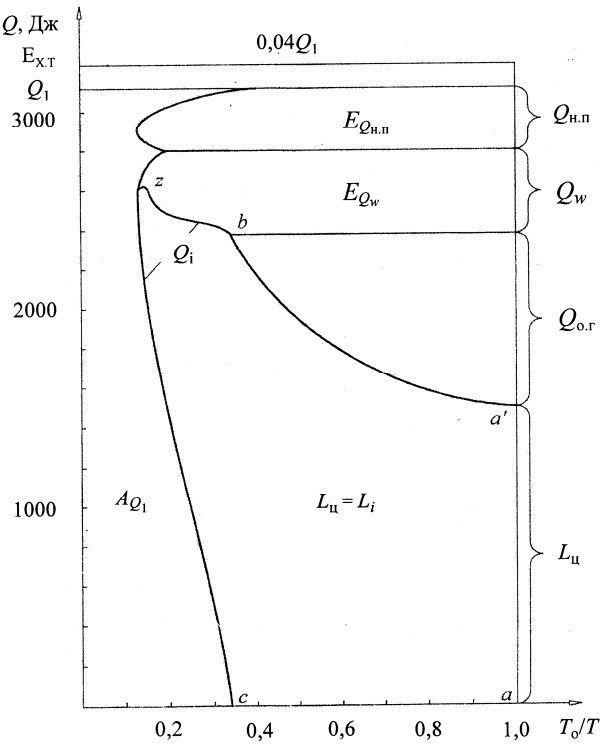
$$E_{\text{д.гор}} = A_{Q_1} + (0{,}04 \ldots 0{,}047) Q_1, \qquad (10)$$

соответственно уравнение (9) преобразуется к виду:

$$E_{\text{х.т}} = L_{\text{ц}} + E_{Q_W} + E_{Q_{\text{о.г}}} + E_{Q_{\text{н.п}}} + A_{Q_1} + (0{,}04 \ldots 0{,}047) Q_1. \qquad (11)$$

Более ясному представлению о структуре эксергетического баланса может способствовать термодинамически обоснованная его графическая интерпретация. Предложенные [3,5] балансовые диаграммы в координатах h, $1/T$ и h, $(1 - T_0/T)$ более пригодны для циклов установок (ПСУ, ГТУ), в которых подвод (отвод) теплоты осуществляется по изобарам. В действительных циклах ДВС процессы подвода (отвода) теплоты не являются политропическими, поэтому более естественным оказывается использование, в соответствии с выражением (7), диаграмм Q, $(1 - T_0/T)$ или Q, T_0/T.

В качестве примера на рисунке изображен эксергетический баланс цикла поршневого ДВС, конструктивные параметры которого отвечают дизелю 1Ч 12/16, а его скоростной и нагрузочный режимы соответствуют номинальному. Расчетная модель цикла предусматривала ввод теплоты по закону Вибе ($m = 0{,}5$; $\varphi_z = 40$ °ПКВ; $\theta = 10$ °ПКВ до ВМТ; $\xi = 0{,}9$), отвод теплоты с отработавшими газами – по изохоре, сжатие до начала ввода теплоты – по адиабате.



Эксергетический баланс расчетного цикла дизеля 1Ч 12/16 на номинальном режиме

Следует отметить, что на рисунке можно видеть эксергетический баланс цикла в разных вариантах, соответствующих формам (5), (6), (11) его математической записи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Коновалов, В. И.* Об эксергетическом анализе циклов ДВС/ В. И. Коновалов // Двигателестроение. – 1980. – № 6. – С. 5–7.

2. *Гоцкало, Б. Л.* Анализ процесса сгорания среднеоборотного дизеля по эксергетическим потерям при тепловыделении / Б. Л. Гоцкало// Двигатели внутреннего сгорания: респ. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков, 1984. – Вып. 40. – С. 66–74.

3. *Шаргут, Я.* Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 279 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

5. *Андрющенко, А. И.* Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок / А. И. Андрющенко. – М.: Высшая школа, 1985. – 319 с.

УДК 621.43.05

Г. Н. Злотин, Е. А. Захаров, Ю. В. Иванов

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЛЕГКОГО ТОПЛИВА

Волгоградский государственный технический университет

Проблемы экологической безопасности автомобильного транспорта являются составной частью экологической безопасности страны. Значимость и острота этой проблемы растет с каждым годом [1]. Один автомобиль ежегодно поглощает из атмосферы в среднем более 4 т кислорода, выбрасывая при этом с отработанными газами примерно 800 кг угарного газа, 40 кг оксидов азота и почти 200 кг различных углеродов. В результате по России от автотранспорта за год в атмосферу поступает огромное количество только канцерогенных веществ: 27 тыс. т бензола, 17,5 тыс. т формальдегида, 1,5 т бенз(а)пирена. В целом, общее количество вредных веществ, ежегодно выбрасываемых автомобилями, превышает цифру в 20 млн. т. Необходимо отметить, что с точки зрения наносимого экологического ущерба, автотранспорт лидирует во всех видах негативного воздействия: загрязнение воздуха – 95 %, шум – 49,5 %, воздействие на климат – 68 %. Поэтому улучшение экологических характеристик при одновременном снижении расхода топлива автомобильными двигателями является важной составной частью общей энергетической и экологической проблем в современном мире.

Комплексному решению проблемы улучшения экологических и энергосберегающих показателей автомобильного транспорта может способствовать предложенный в ВолгГТУ и запатентованный в РФ способ организации рабочего процесса двигателя легкого топлива с локальным расслоением топливовоздушной смеси в области межэлектродного зазора путем подачи в эту область незадолго до искрообразования малых доз горючих газов, например пропана или метана. Эффективность указанного способа с точки зрения повышения топливной экономичности двигателя внутреннего сгорания (ДВС) подтверждена большим объемом теоретических и экспериментальных исследований [2]. Наряду со сказанным, как показали последующие расчетные эксперименты, проведенные с использованием специально разработанной математической модели, подобная организация рабочего процесса позволяет также снизить эмиссию одного из наиболее опасных с точки зрения токсичности компонентов отработавших газов – оксидов азота NO_x [3].

Правильность теоретически полученных результатов, в частности сокращения выбросов оксидов азота NO_x, была подтверждена натурными экспериментами на специально созданной экспериментальной установке, основой которой являлся двигатель ВАЗ – 1111. Двигатель работал на бензине АИ-92. В область электродов свечи зажигания первого цилиндра двигателя подавался метан. Для локальной подачи метана использовался специально созданный узел, позволяющий обогащать топливовоздушную смесь лишь в небольшой области, непосредственно примыкающей к электродам свечи зажигания (рис. 1). Содержание в отработавших газах оксидов азота NO_x фиксировалось при помощи газоанализаторов АСГАТ и ГИАМ 27-04. Отбор проб осуществлялся на выходе отработавших газов из первого цилиндра.

Рис. 1. Фотография узла подачи горючего газа в область межэлектродного зазора

Результаты экспериментальных исследований [4] представлены на рис. 2.

Полученные данные подтверждают положительное влияние рассматриваемого способа организации рабочего процесса на снижение эмиссии с ОГ оксидов азота и определяют область этого влияния. Из графика видно, что наибольшее влияние добавка метана оказывает на участке от $\alpha = 1{,}0$ до $\alpha = 1{,}15$. Так, при среднем по камере сгорания коэффициенте избытка воздуха $\alpha_\Sigma = 1{,}0$ локальная подача метана позволяет снизить концентрацию оксидов азота в отработавших газах почти на 6 %, а при работе на более экономичной топливовоздушной смеси с $\alpha = 1{,}1$ почти на 30 %.

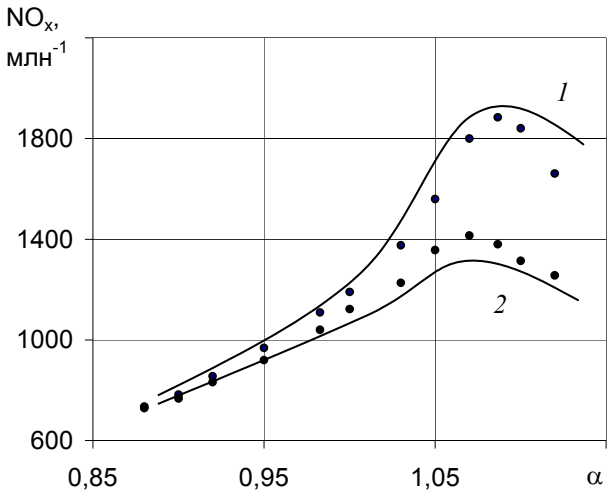


Рис. 2. Зависимость эмиссии оксидов азота от среднего по камере сгорания коэффициента избытка воздуха:
1 – при работе без локальных добавок; *2* – при работе с локальной добавкой; $n = 2300$ мин$^{-1}$; $p_e = 0{,}1$ МПа; $\Theta_{впр} = 50$ °ПКВ; $\tau_{впр} = 1$ мс
—— – расчетные данные;
• • – экспериментальные точки

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Криницкий, Е. В.* Экологичность автотранспорта должен определять Федеральный закон / Е. В. Криницкий // Автомобильный транспорт. – 2000. – № 9. – С. 34–37.

2. *Злотин, Г. Н.* Форсирование развития начального очага горения в ДВС с искровым зажиганием / Г. Н. Злотин, В. З. Гибадуллин, Е. А. Федянов, С. Н. Шумский, Е. А. Захаров, А. Ю. Свитачев // Наука производству. – 2000. – № 1. – С. 24–26.

3. *Захаров, Е. А.* Моделирование образования оксидов азота в цилиндре ДВС при локальном расслоении топливовоздушной смеси / Е. А. Захаров, В. А. Звонов, Г. Н. Злотин, Ю. В. Иванов // Приводная техника. – 2001. – № 4. – С. 56–60.

4. *Захаров, Е. А.* Влияние локального расслоения топливовоздушной смеси на токсические характеристики бензинового двигателя / Е. А. Захаров, Г. Н. Злотин, Ю. В. Иванов // Образование через науку: тез. докл. Международной конференции / МГТУ.– М., 2005. – С. 385–386.

УДК 621.431

Г. Н. Злотин, К. И. Лютин

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДВИГАТЕЛЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СИСТЕМАМ ВИБРОДИАГНОСТИКИ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

Одним из эффективных методов диагностирования технического состояния узлов и сопряжений двигателей является метод виброакустической диагностики. Его эффективность обусловлена не только со связью используемой измерительной информации, содержащейся в виброакустических сигналах, с динамическими процессами возбуждения и распространения колебаний по конструкции ДВС, но и с возможностью автоматизации процессов получения и обработки измерительной информации с помощью микропроцессорной техники и организации процесса диагностирования на основе теории распознавания образов.

Двигатель внутреннего сгорания как конструкция представляет собой сложную колеба-

тельную систему с распределенными параметрами. Теоретическое определение спектра его собственных частот и соответствующих ему форм колебаний представляет собой практически неразрешимую задачу. Однако анализ такой задачи полезен для понимания специфики колебательных процессов в ДВС и подготовки целенаправленных экспериментальных исследований. Анализ будем вести применительно к корпусным деталям ДВС, на поверхности которых обычно размещают датчики вибрации.

Известно [1], при действии на упругую линейную механическую систему внешних вынуждающих сил, уравнения движения можно записать в форме неоднородного интегрального уравнения Фредгольма второго рода:

$$\vec{Y}(M,\tau)=\int_R G^T(M,Q)\left[-\rho(Q)\frac{d^2Y(Q,\tau)}{d\tau^2}+\right.$$
$$\left.+H(Q,\tau)\right]dQ, \quad (1.1)$$

где $\vec{Y}(M,\tau)$ – вектор перемещения точки А системы; $\vec{H}(Q,\tau)$ – вынужденная нагрузка, приложенная в точке В системы; $\rho(Q)$ – массовая плотность в точке В; R – область пространства, занимаемая системой; $G^T(M,Q)$ – тензор Грина.

Физический смысл тензора Грина заключается в следующем, это перемещение точки M под действием единичной силы $\vec{H}$, приложенной в точке Q. Искомой величиной в уравнении (1.1) является векторная функция $\vec{Y}(M,\tau)$. Трудность его решения для конкретной колебательной системы – двигателя внутреннего сгорания обусловлена трудностью определения тензора Грина $G^T(M,Q)$.

Для анализа уравнения (1.1) его удобно представить в координатной системе. Для этого векторные функции $\vec{Y}(M,\tau)$ и $\vec{H}(Q,\tau)$ представим в виде разложения по координатным осям:

$$\vec{Y}(M,\tau)=Yx_1(M,\tau)\vec{i}+Yx_2(M,\tau)\vec{j}+$$
$$+Yx_3(M,\tau)\vec{k}, \quad (1.2)$$

$$\vec{H}(Q,\tau)=Hx_1(Q,\tau)\vec{i}+Hx_2(Q,\tau)\vec{j}+$$
$$+Hx_3(Q,\tau)\vec{k}, \quad (1.3)$$

где x_1,x_2,x_3 – обозначение координатных осей декартовой системы; $\vec{i},\vec{j},\vec{k}$ – единичные орты.

Тензор Грина $G^T(M,Q)$ удобно представить в виде матрицы $Gx_lx_m(M,Q)$ ($l,m=1,2,3$). Матрицу $Gx_lx_m(M,Q)$ следует рассматривать как перемещение точки H в направлении координатной оси x_l под действием единичной силы, приложенной в точке Q в направлении координатной оси x_m. При таком представлении тензора с учетом (1.2) и (1.3) можно получить систему интегродифференциальных уравнений, описывающих колебания двигателя:

$$Yx_l(M,\tau)=\sum_{m=1}^{3}\int_R Gx_lx_m(M,Q)\times$$
$$\times\left[-\rho(Q)\frac{\partial^2 Yx_m(Q,\tau)}{\partial\tau^2}+Hx_m(Q,\tau)\right]dQ. \quad (1.4)$$

В силу линейности рассматриваемой задачи [2]

$$Gx_lx_m(M,Q)=Gx_mx_l(Q,M). \quad (1.5)$$

В силу (1.5) $Gx_lx_m(M,Q)$ можно разложить в ряды по полным ортонормированным системам функций:

$$Gx_lx_m(M,Q)=\sum_{j=1}^{\infty}\alpha_{lmj}\psi_{lj}(M)\psi_{mj}(Q). \quad (1.6)$$

Вынуждающие нагрузки также разложим в ряды по той же системе функций

$$H_{xl}(Q,\tau)=\sum_{k=1}^{\infty}h_{lk}(\tau)\psi_{lk}(Q). \quad (1.7)$$

Решение системы уравнений (1.4) будем искать в форме:

$$Y_{xl}(M,\tau)=\sum_{j=1}^{\infty}Y_{lj}(\tau)\psi_{lj}(M). \quad (1.8)$$

Тогда, подставляя (1.6), (1.7), (1.8) в систему уравнений (4), получим:

$$\sum Y_{lj}(\tau)\psi_{lj}(M)=$$
$$=\sum_m\sum_k\sum_j\alpha_{lmj}\psi_{lj}(M)\left[-\bar{\rho}A_{mkj}\ddot{Y}_{mj}(\tau)\right]+$$
$$+\sum_m\sum_k\sum_j\alpha_{lmj}\psi_{lj}(M)h_{mk}(\tau)\delta_{jk}, \quad (1.9)$$

где $A_{mkj}=\int_R\psi_{mk}(Q)\psi_{mj}(Q)\frac{\rho(Q)}{\rho_{среды}}dQ$, δ_{jk} – символы Кронекера.

Сокращая $\psi_{1j}(M)$ и интегрируя по области пространства R, окончательно будем иметь:

$$Y_{lj}(\tau)=-\sum_m\sum_k\alpha_{lmj}\bar{\rho}A_{mkj}\ddot{Y}_{mj}+\sum_m\alpha_{lmj}h_{mj}(\tau). \quad (1.10)$$

Теперь, если принять во внимание, что конструкция двигателя выполнена из одного материала (по-видимому, можно пренебречь тем, что некоторые детали выполнены из материала, имеющего плотность, отличную от плотности конструкции: крепежные детали, уплотнения и др.), т. е.

$$\rho(Q) = \rho = \text{const},$$

то
$$A_{mkj} = \delta_{jk}. \qquad (1.11)$$

Тогда вместо (1.10) получим:

$$Y_{lj}(\tau) + \sum_m \alpha_{lmj}\rho\ddot{Y}_m(\tau) = \sum \alpha_{lmj} h_{mj}(\tau). \quad (1.12)$$

Для определения спектра собственных частот достаточно рассмотреть систему однородных уравнений. Для этого в (1.12) правые части положим равными нулю

$$Y_{lj}(\tau) + \sum_m \alpha_{lmj}\rho\ddot{Y}_{mj}(\tau) = 0. \qquad (1.13)$$

Функцию $Y_{lj}(\tau)$ будем искать в виде

$$Y_{lj}(\tau) = V_{lj}\exp(iw\tau). \qquad (1.14\ a)$$

Тогда, подставляя (1.14 *a*) в (1.13) и сокращая на $\exp(iw\tau)$, получим систему алгебраических уравнений:

$$V_{lj} - w^2\sum_m \alpha_{lmj}\rho V_{mj} = 0, \qquad (1.14\ b)$$

В развернутом виде уравнения (1.14 *b*) представляют собой независимые группы (в каждой группе по три) линейных алгебраических уравнений: при $(j = 1,2...)$

$$\begin{cases} V_{1j} - w^2\alpha_{11j}\rho V_{1j} - w^2\alpha_{12j}\rho V_{2j} - w^2\alpha_{13j}V_{3j}\rho = 0; \\ V_{2j} - w^2\alpha_{21j}\rho V_{1j} - w^2\alpha_{22j}\rho V_{2j} - w^2\alpha_{23j}V_{3j}\rho = 0; \\ V_{3j} - w^2\alpha_{31j}\rho V_{1j} - w^2\alpha_{32j}\rho V_{2j} - w^2\alpha_{33j}V_{3j}\rho = 0; \end{cases} \quad (1.15)$$

Для определения спектра собственных частот необходимо приравнять нулю определитель, составленный из коэффициентов при V_{1j}

$$\begin{pmatrix} 1 - w^2\alpha_{11j}\rho & -w^2\alpha_{12j}\rho & -w^2\alpha_{13j}\rho \\ -w^2\alpha_{21j}\rho & 1 - w^2\alpha_{22j}\rho & -w^2\alpha_{23j}\rho \\ -w^2\alpha_{31j}\rho & -w^2\alpha_{32j}\rho & 1 - w^2\alpha_{33j}\rho \end{pmatrix} = 0 \quad (1.16)$$

В результате решения будем иметь:

$$w_{1j}, w_{2j}, w_{3j}. \ (j = 1,2...)$$

Ясно, что для решения уравнения (1.16) необходимо знать собственные значения α_{lmj}, определение которых весьма трудоемкий процесс и основан на экспериментальном нахождении матриц Грина (1.15). Собственными формами колебаний в этом случае с точностью до постоянного множителя можно считать собственные функции интегрального оператора

$$Gx_l x_m(M,Q) - \psi_{lj}(M).$$

Для учета диссипативных свойств конструкции двигателя можно допустить, что диссипация энергии в системе мала, и диссипативная матрица пропорциональна матрице квазиупругих или инерционных коэффициентов системы обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих колебания той же, но дискретизированной конструкции [3]. Тогда сохраняется основное свойство симметрии тензора Грина (1.5), а эффекты, связанные с диссипацией энергии в системе, можно учесть введением комплексных собственных значений α_{lmj}. Физический смысл комплексных собственных значений состоит в том, что между гармонической нагрузкой, действующей в точке Q в направлении координатной оси x_m, и гармоническим перемещением точки M в направлении координатной оси x_l имеется разность фаз.

Приведенный анализ позволяет сделать некоторые практические выводы. Во-первых, двигатель внутреннего сгорания как колебательная система имеет дискретный спектр собственных частот. Во-вторых, каждая точка двигателя совершает пространственные колебания и в общем случае может двигаться по сложной траектории.

Применительно к решению задачи о вибродиагностике газораспределительного механизма сделанные выводы имеют немаловажное значение и практическую ценность. В частности, учитывая, что колебания, вызываемые ударом кулачка о толкатель, определяются скоростью звука в канале распространения и габаритами элементов конструкции и, следовательно, частота колебаний постоянна и не зависит от режима работы двигателя, можно полагать, что последняя не совпадает ни с одной из собственных частот. Поэтому нельзя ожидать появления резонансных колебаний с достаточно большой амплитудой. Колебания за счет ударных процессов будут возбуждаться в основном по собственной форме, имеющей собственную частоту, ближайшую к частоте вынуждающего возмущения. Понятно, что эта форма будет иметь несколько узлов, в которых амплитуда колебаний будет равна нулю, и пучностей, где амплитуда колебаний максимальна. Датчик вибрации следует размещать в тех точках дви-

гателя, которые соответствуют пучностям. При этом ось датчика необходимо ориентировать таким образом, чтобы направление колебаний чувствительного элемента совпадало бы с направлением максимальных амплитуд точки крепления. Положение точки крепления и направление максимальных амплитуд для каждой конкретной конструкции может быть определено только экспериментально.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Болотин, В. В.* Вибрации в технике / В. В. Болотин // Сборник. В 6-ти т. Т. I. Колебания линейных систем. − М.: Машиностроение, 1978. − 352 с.

2. *Болотин, В. В.* Динамическая устойчивость упругих систем / В. В. Болотин. – М.: Гостехтеориздат, 1956. − 600 с.

3. *Пановко, Я. Г.* Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я. Г. Пановко. – М.: ФизматГиз, 1960. − 193 с.

УДК 621.432.3

Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСНОВНОЙ ФАЗЫ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ГОМОГЕННОЙ МЕТАНОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Волгоградский государственный технический университет

В настоящее время ведутся широкие исследования нового способа организации рабочего процесса поршневых ДВС, основанного на самовоспламенении гомогенной топливовоздушной смеси. Применение такого процесса обещает в перспективе существенное снижение выбросов оксидов азота и твердых частиц с отработавшими газами двигателя.

На современном этапе исследований значительную роль отводят математическим моделям процессов самовоспламенения и сгорания гомогенных топливовоздушных смесей. Чаще других используют нульмерные модели, в основе которых лежит расчет химической кинетики окисления топлива [1,2] по закону действующих масс и уравнению Аррениуса. Такой подход к моделированию продиктован, в первую очередь, стремлением теоретически изучить влияние температуры, давления, состава топлива на длительность процесса самовоспламенения, напрямую зависящую от скорости предпламенных химических реакций. Подобная модель, в частности, разработана в ВолгГТУ авторами данной статьи [3]. При выборе соответствующей применяемому топливу схемы реакций, а также значений кинетических коэффициентов и тепловых эффектов всех реакций, модель позволяет с достаточной точностью прогнозировать момент самовоспламенения.

Вместе с тем, сравнение результатов моделирования процесса сгорания в целом и данных индицирования опытных образцов двигателей показывает, что расчет кинетики не дает правильной картины процесса в основной фазе сгорания. Расчет во всех случаях дает существенно большую интенсивность нарастания давления, чем это имеет место в реальном двигателе. Иллюстрацией к сказанному служит рис. 1, на котором представлены экспериментально полученная в Лундском университете индикаторная диаграмма опытного двигателя Volvo TD100 [2] и расчетная кривая изменения давления, построенная с помощью указанной выше модели. Аналогичные расхождения экспериментальных данных и результатов расчета обнаруживаются у многих других исследователей [2,4]. Устранить указанные расхождения, на наш взгляд, возможно при более полном учете особенностей протекания процесса.

Известно несколько зарубежных работ, в которых предпринята попытка добиться при

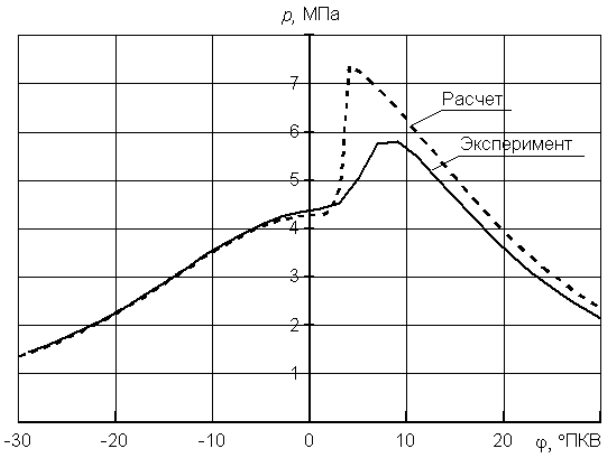


Рис. 1. Сопоставление экспериментальной индикаторной диаграммы с результатами расчета изменения давления на основе кинетической схемы реакции окисления топлива (топливо – природный газ)

моделировании не только правильного воспроизведения момента самовоспламенения, но и получить близкую к реальной картину тепловыделения на основном участке процесса горения. В частности, группа исследователей из Штутгартского университета [5], не отказываясь в своей модели от расчета кинетики, решает задачу путем искусственного введения неравномерного распределения температуры в топливовоздушной смеси внутри цилиндра. Общий объем топливовоздушной смеси разбивается на меньшие объемы, в каждом из которых задается случайное отклонение температуры от среднего по камере значения. Такой способ позволяет получить расчетом кривую изменения давления, близкую к наблюдаемой в эксперименте, однако подбор распределения температур, обеспечивающего хорошее совпадение, не обоснован какими-либо физическими соображениями и потому представляет собой непростую задачу.

Принципиально иной подход к моделированию основной фазы горения применил Сереф Сойлу [6]. Момент начала основной фазы сгорания определяется им по величине задержки самовоспламенения. Последняя оценивается интегрально по эмпирической зависимости для скорости предпламенных реакций. В основной фазе сгорания расчет тепловыделения предлагается вести по формуле, подобной формуле И. И. Вибе. Самым серьезным недостатком такого подхода является то, что не имея экспериментальных данных практически невозможно оценить значения коэффициентов указанной формулы.

В данной статье предлагается новый относительно простой способ уточнения динамики тепловыделения в основной фазе процесса сгорания в двигателях с самовоспламенением гомогенной смеси при сохранении в основе математической модели расчета кинетики реакций окисления углеводородов топлива. Существо способа заключается в дополнении уравнения Аррениуса корректирующими функциями, отражающими то обстоятельство, что экспериментально наблюдаемые скорости сильно разбавленных воздухом топливовоздушных смесей оказываются существенно ниже, чем это получается по обычному расчету кинетики многостадийной реакции окисления топлива. Более того, как показывает анализ экспериментальных данных, указанное различие скоростей усиливается по мере выгорания топлива, то есть по мере роста доли продуктов сгорания в реагирующей смеси. Предлагается использовать две корректирующие функции, первая из которых: $k_\alpha = f(\alpha)$, учитывает влияние на скорость реакций самовоспламенения и горения величины избытка воздуха в исходной топливовоздушной смеси, а вторая – $k_C = f(C_b)$, учитывает замедление скорости выгорания топлива по мере роста концентрации продуктов сгорания.

Вид корректирующих функций выбран на основе сопоставления расчетных и экспериментальных кривых изменения давления в цилиндре. При этом использованы данные испытаний двигателей Volvo TD100 и MHI.

Величина k_α введена в уравнение Аррениуса в виде дополнительного множителя к аргументу экспоненциальной функции. Зависимость этой величины от коэффициента избытка воздуха принята логарифмической:

$$k_\alpha = a_1 \cdot \ln(\alpha) + 1, \qquad (1)$$

что позволяет, в частности, выполнить условие $k_\alpha = 1$ при $\alpha = 1$. Исходя из экспериментальных данных, найдено значение коэффициента в формуле (1): $a_1 = 0{,}1341$.

Поправка k_C входит в уравнение Аррениуса в виде дополнительного множителя. Зависимость k_C от концентрации конечных продуктов сгорания (CO_2 и H_2O) в реагирующей смеси предлагается задавать в виде степенной функции:

$$k_C = 1 - \left[\frac{C_b}{C_b^{end}}\right]^x, \qquad (2)$$

где C_b – концентрация конечных продуктов сгорания в текущий момент процесса; C_b^{end} – концентрация тех же продуктов при полном сгорании топлива и при параметрах состояния смеси, соответствующих текущему моменту процесса; x – показатель степени.

На основе анализа экспериментальных данных величина показателя степени x в формуле (2) была принята равной 0,16.

Таким образом, с учетом двух вышеназванных корректирующих функций константа скорости каждой химической реакции, входящей в кинетическую схему, рассчитывается по модифицированному уравнению Аррениуса:

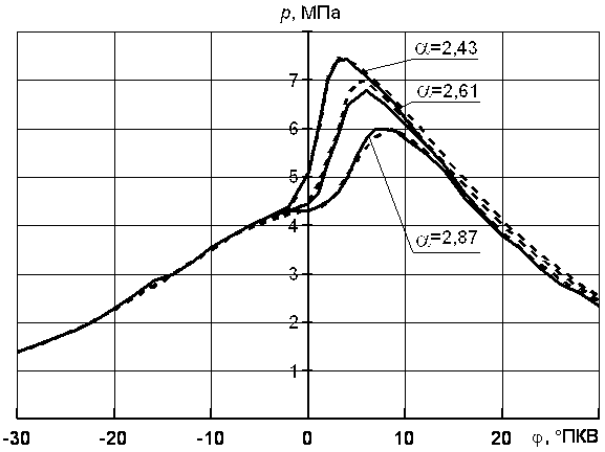


Рис. 2. Сравнение экспериментальных и расчетных (с использованием модифицированного уравнения Аррениуса) индикаторных диаграмм двигателя Volo TD100:
——— – эксперимент
– – – – – моделирование

$$K = k_C \cdot A \cdot T^n \cdot \exp\left(-\frac{k_\alpha \cdot E}{R \cdot T}\right). \qquad (3)$$

На рис. 2 в качестве примера представлены экспериментальные кривые давления, полученные на двигателе Volvo TD100 [2], и результаты расчетов по модели с использованием модифицированного уравнения Аррениуса. Как экспериментальные, так и расчетные кривые получены при оборотах коленчатого вала двигателя 1400 мин$^{-1}$ и трех различных значениях коэффициента избытка воздуха α (2,43; 2,61; 2,87). Из рисунка видно, что расчетные кривые достаточно точно совпадают с экспериментальными на всем протяжении процесса сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Daesu, J.* Combustion analysis of natural gas/air mixture in an HCCI engine using experiment and chemical reactions calculation [Текст] / J. Daesu, I. Kazuaki, I. Norimasa // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. B. – 2003. – № 681. – С. 1282–1289.

2. Homogeneous charge compression ignition engine: experiments and detailed kinetic calculations [Текст] / P. Amneus [et al] // The Fourth Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines. – 1998. – № 4. – С. 567–572.

3. *Федянов, Е. А.* Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси / Е. А. Федянов, Е. М. Иткис, В. Н. Кузьмин // Вестн. ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. – 2007. – № 8(34). – С. 73–76.

4. *Soyhan, H. S.* Evaluation of kinetic models for autoignition of automotive reference fuels in HCCI applications / H. S. Soyhan, J. Andrae // Turkish J. Eng. Env. Sci. – 2007. – № 31. – С. 383–390.

5. *Maiwald, O.* Experimental investigation and mathematical modeling of autoignition processes in internal combustion engines [Электронный ресурс] / O. Maiwald [et al] // First German-Russian Workshop on Reactive Flows; Technical University. – Berlin, 2002. – Режим доступа: http://www.evur.tu-berlin.de/fileadmin/downloads/german-russian_workshop/presentation/MoA2_Pres.pdf, свободный.

6. *Soylu, S.* Examination of combustion characteristics of an HCCI engine [Текст] / S. Soylu // The Sixth Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines. – 2004. – № 6. – С. 261–270.

УДК 621.432.3

Е. А. Дьячков, Е. А. Федянов

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДИЗЕЛЕМ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

Волгоградский государственный технический университет

Расход топлива двигателем тягово-транспортной машины при выполнении определенного комплекса работ зависит от совокупности режимов нагружения и топливной экономичности двигателя на каждом из них. Осредненное за время выполнения заданного объема работ значение расхода топлива можно представить как

$$\overline{G}_\text{т} = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t G_\text{т} \cdot \mathrm{d}t. \qquad (1)$$

Для теоретической оценки величины $\overline{G}_\text{т}$, например при математическом моделировании показателей тягово-транспортной машины, необходимо знать значения расходов топлива во всех режимных точках работы двигателя. Как правило, проектировщики тягово-транспортной техники располагают лишь некоторыми характеристиками двигателя. Например, для дизеля с всережимным законом регулирования топливного насоса высокого давления (ТНВД) обычно известны внешняя скоростная, несколько регуляторных характеристик и скоростная характеристика по расходу топлива на режиме холостого хода. Так же обстоит дело и для дизелей с другими законами регулирования ТНВД [1,2].

Таким образом, для большинства нагрузочных режимов экспериментальные данные о величине расхода топлива отсутствуют.

В силу сказанного выше, возникает задача расчетного определения расхода топлива на тех режимах работы дизельного двигателя, на которых показатели не были определены экспериментально.

Снимаемая с двигателя мощность N_e и значение расхода топлива $G_т$ связаны соотношением

$$N_e = Q_н \cdot G_т \cdot \eta_e, \qquad (2)$$

где $Q_н$ – теплота сгорания топлива; η_e – эффективный КПД. В рассматриваемой задаче использовать формулу (2) для расчета расхода топлива обычно не удается, поскольку для режимов работы дизеля, на которых его испытания не проводились, значения η_e не известны.

Ниже излагается приближенный способ решения поставленной задачи, позволяющий найти расход топлива дизелем на частичной нагрузке, исходя из известных значений расхода топлива на внешней скоростной характеристике и скоростной характеристике холостого хода. Способ основан на том, что при фиксированной частоте вращения зависимость эффективного крутящего момента от приращения подачи топлива относительно холостого хода может быть приблизительно описана квадратичной параболой. В соответствии с этим получена расчетная формула, связывающая расход топлива $G_т$ в заданной режимной точке с величиной крутящего момента в этой же точке M_e.

$$G_т = \left[\frac{M_e}{M_{e_{вн}}} + \beta \cdot \left(1 - \frac{M_e}{M_{e_{вн}}} \right) \right] \times \left[G_т - G_{т_{х.х}} \right] \frac{M_e}{M_{e_{вн}}} + G_{т_{х.х}}, \qquad (1)$$

где $M_{e_{вн}}$ – эффективный крутящий момент двигателя на внешней скоростной характеристике при заданной частоте вращения; $G_{т_{х.х}}$ – часовой расход топлива двигателем при работе на холостом ходу с заданной частотой вращения; β – коэффициент, учитывающий особенности изменения индикаторного КПД двигателя и давления механических потерь $p_м$ от нагрузки при постоянной частоте вращения.

Остановимся подробнее на выборе величины коэффициента β. Индикаторный КПД дизельных двигателей с ростом нагрузки при постоянной частоте вращения несколько снижается, причем это снижение становится особенно заметным при приближении к пределу дымления [3]. Дизели тягово-транспортных машин работают даже на внешней характеристике достаточно далеко от предела дымления, поэтому у этих дизелей индикаторный КПД во всем интервале нагрузок меняется не более чем на 10 %.

В соответствии с литературными данными, для разных типов дизельных двигателей величина давления механических потерь $p_м$ зависит от нагрузки при постоянной частоте вращения относительно слабо и эту зависимость можно считать линейной. Так, согласно данным исследований [4], для ряда тракторных дизельных двигателей без наддува при изменении нагрузки в пределах от 0,7 до 1,0 от номинального значения величина давления механических потерь $p_м$ увеличивается на 1 %. Для двигателей с газотурбинным наддувом величина $p_м$ в некоторых случаях [5] даже снижается, хотя и незначительно. Таким образом, значение β может несколько различаться в зависимости от модели дизеля и априорно оценить его нельзя.

Для определения значения β на основе ограниченного объема данных о показателях дизеля предлагается следующая методика. Задаваясь рядом значений частоты вращения n вала дизеля, находим соответствующие этим частотам значения расходов топлива и крутящего момента по известным характеристикам. Шаг по частоте вращения выбираем около 100 мин$^{-1}$. В результате получаем массив соответствующих друг другу значений M_e и $G_т$ при различных частотах вращения. Задаемся значением коэффициента β (в пределах 0,94–1,02) и для всех найденных по характеристикам значений M_e вычисляем по формуле (1) теоретические значения $G_{т.р}$. Далее повторяем расчет $G_{т.р}$ при других значениях β и выбираем то из них, при котором сумма квадратов разностей $G_т$ и $G_{т.р}$ оказывается наименьшей.

При необходимости повышения точности расчета расхода топлива все поле исходных экспериментальных характеристик двигателя может быть разделено на несколько областей, для каждой из которых по изложенной выше

методике необходимо определить свое значение коэффициента β.

Предлагаемый способ расчета расхода топлива на частичных нагрузках был проверен, в частности, для двигателя СМД-86 со всережимным регулятором ТНВД. Экспериментально полученные характеристики такого двигателя (двигатель СМД-86 № 31) представлены на рис. 1. Для определения коэффициента β было взято из характеристик 17 пар значений M_e и $G_т$ при частотах вращения коленчатого вала дизеля от 900 до 2000 мин$^{-1}$. Наименьшее суммарное различие между экспериментальными и расчетными значениями расхода топлива в указанных точках было получено при β = 0,95. Расчет расхода топлива при любых заданных в области возможных режимов работы дизеля значениях n и M_e дал отклонение от экспериментально найденных расходов, не превышающее 4,54 %.

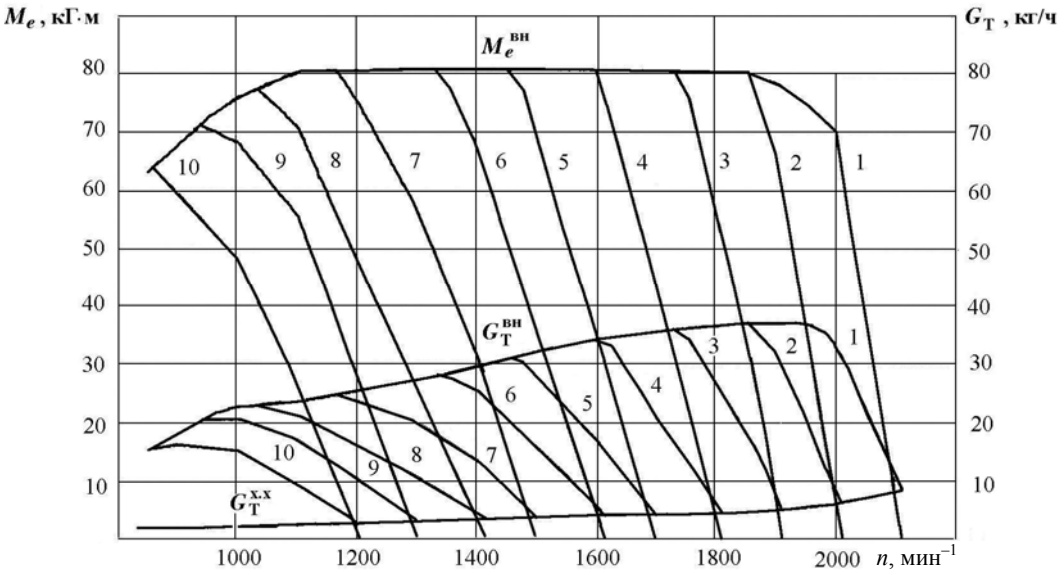


Рис. 1. Экспериментальная характеристика двигателя СМД-86 № 31, снабженного всережимным регулятором ТНВД:
1 – основной режим; 2–10 – частичные режимы

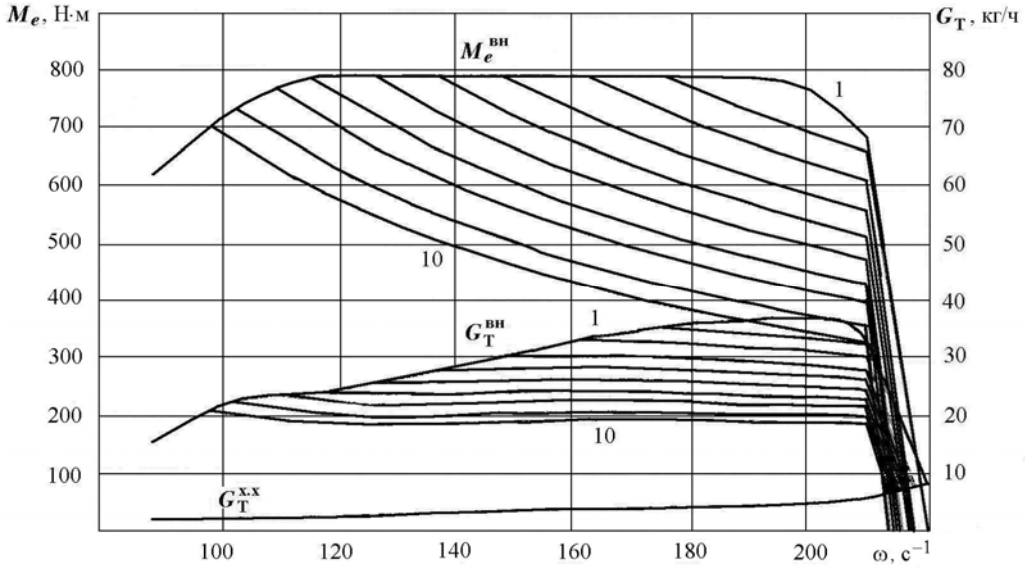


Рис. 2. Расчетная характеристика часового расхода топлива двигателя СМД-86 при гиперболическом законе регулирования ТНВД:
1 – основной режим; 2–10 – частичные режимы

Следует отметить, что возможность вычислить величину расхода топлива на промежуточных нагрузочных режимах при различных частотах вращения позволяет построить примерные характеристики рассматриваемого дизельного двигателя в случае замены типа применяемого регулятора ТНВД. В качестве примера на рис. 2 показана построенная таким образом характеристика двигателя СМД-86 с регулятором ТНВД, реализующим гиперболический закон регулирования. На этой характеристике по оси абсцисс отложена величина угловой скорости вращения коленчатого вала.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Марков, В. А.* Выбор формы частичных регуляторных характеристик транспортного дизеля/ В. А. Марков, В. О. Сологубов, Е. А. Сиротин // Автомобильные и тракторные двигатели: межвуз. сб. науч. тр., выпуск XV. – М.: МАМИ, 1999. – С. 5–18.

2. *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.

3. Автомобильные двигатели / Под ред. Ховаха М. С. – М.: Машиностроение, 1977. – 592 с.

4. Тракторные дизели. Справочник / Под ред. Б. А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.

5. *Портнов, Д. А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия / Д. А. Портнов. – М.: Машгиз, 1963. – 396 с.

УДК 537.86:536.33

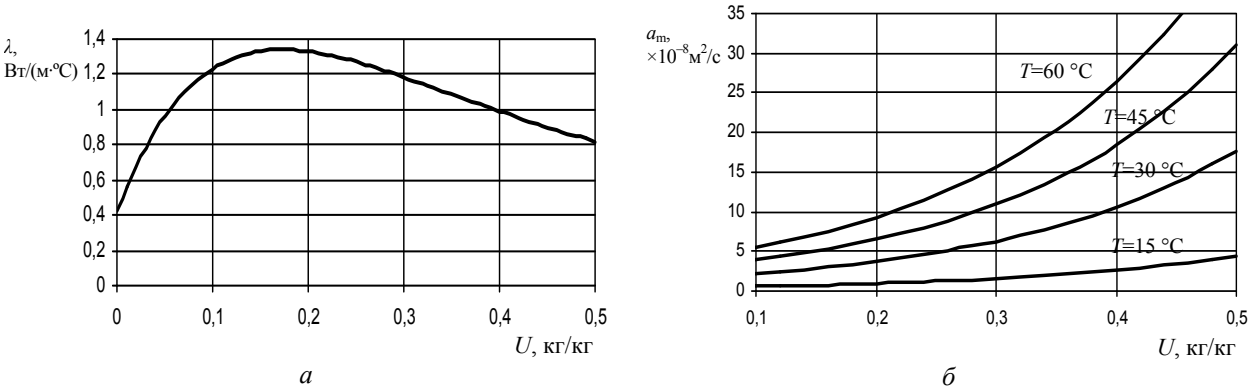
А. М. Афанасьев*, В. К. Михайлов**, Б. Н. Сипливый*

МЕТОД БАЛАНСА ДЛЯ РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ КВАЗИЛИНЕЙНЫХ ПАРАБОЛИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СУШКИ

***Волгоградский государственный университет**
****Волгоградский государственный технический университет**

Предложена математическая модель электромагнитной сушки, в которой учитываются температурные и влажностные изменения теплофизических характеристик материала. На основе метода баланса разработана схема численного решения начально-краевой задачи для полей температуры и влагосодержания. Исследованы процессы распространения тепла и влаги в плоском слое влажного материала, находящемся под воздействием интенсивного СВЧ излучения. Проведено сравнение результатов для случаев постоянных и переменных коэффициентов теплопроводности и диффузии.

В в е д е н и е. Одним из основных приближений при моделировании сушки электромагнитным излучением [1–2] является постоянство теплофизических характеристик материала, однако правомерность такого подхода до сих пор никем не исследовалась. Актуальность этой проблемы становится очевидной при обращении к опытным фактам. Известно, что коэффициенты переноса тепла и влаги большинства материалов изменяются при сушке в весьма широких пределах [3]. Так, у материала с характеристиками глины коэффициент теплопроводности может изменяться в 3,5 раза (рис. 1, *а*), а коэффициент диффузии влаги – в 10 и более раз (рис. 1, *б*). В настоящей статье разрабатывается численный алгоритм, позволяющий учесть эти изменения.



а *б*

Рис. 1. Коэффициент теплопроводности λ (*а*) и коэффициент диффузии влаги a_m (*б*) как функции температуры T и влагосодержания U при сушке глины

Формулировка начально-краевой задачи

Искомыми величинами при сушке электромагнитным излучением (рис. 2) являются распределения температуры $T(x, \tau)$ и влагосодержания $U(x, \tau)$ по глубине образца (здесь τ – время). Характеристики материала λ, a_m и a_m^t – соответственно коэффициенты теплопроводности, диффузии влаги и термодиффузии влаги – мы будем считать известными функциями T и U (рис. 1), а изменениями удельной теплоемкости c и коэффициента испарения γ будем пренебрегать.

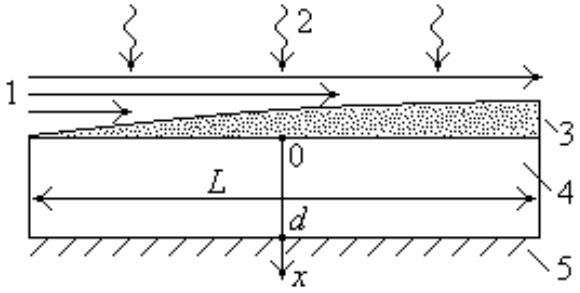


Рис. 2. Влажный образец в электромагнитном поле:
1 – воздушный поток; *2* – плоская электромагнитная волна; *3* – пограничный слой; *4* – пластина из влажного материала; *5* – тепло- и влагоизоляция

Начально-краевая задача для расчета полей температуры и влагосодержания при этих условиях имеет следующий вид [1–4]:

$$c\rho_0 \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \gamma r \rho_0 \frac{\partial U}{\partial \tau} + \frac{S(1-R)}{\Delta} \cdot \exp\left(-\frac{x}{\Delta}\right); \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(a_m \frac{\partial U}{\partial x} + a_m^t \frac{\partial T}{\partial x}\right); \quad (2)$$

$$\sigma A\left[\left(T(0,\tau)+\tilde{T}\right)^4 - \left(T_{\text{в}}+\tilde{T}\right)^4\right] + r(1-\gamma)\cdot\alpha_m\left[P(T(0,\tau)) - \varphi \cdot P(T_{\text{в}})\right] = \lambda\big|_{x=0}\frac{\partial T}{\partial x}(0,\tau) + \alpha_w\left[T_{\text{в}} - T(0,\tau)\right]; \quad (3)$$

$$\alpha_m\left[P(T(0,\tau)) - \varphi \cdot P(T_{\text{в}})\right] = \rho_0\left[a_m\big|_{x=0}\frac{\partial U}{\partial x}(0,\tau) + a_m^t\big|_{x=0}\frac{\partial T}{\partial x}(0,\tau)\right]; \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x}(d,\tau) = 0; \qquad \frac{\partial U}{\partial x}(d,\tau) = 0; \quad (5)$$

$$T(x,0) = T_{\text{м}}; \quad U(x,0) = U_0. \quad (6)$$

Здесь ρ_0 – плотность материала в сухом состоянии; r –теплота парообразования воды; S и Δ – интенсивность электромагнитной волны и ее глубина проникновения; R – коэффициент отражения излучения; σ – постоянная Стефана-Больцмана; A – коэффициент теплового излучения; $T_{\text{в}}$ и φ – температура и влажность воздуха за пределами пограничного слоя; U_0 – начальное влагосодержание материала; $\tilde{T} = 273\ ^\circ\text{C}$ – постоянная; α_w и α_m – коэффициенты тепло- и массообмена; $T_{\text{м}}$ – температура мокрого термометра. Коэффициенты α_w и α_m рассчитываются по формулам [5]

$$\alpha_w = k_w\sqrt{\frac{V}{L}}, \ \alpha_m = k_m\sqrt{\frac{V}{L}}, \ k_w \equiv 3{,}82\,\frac{\text{Вт}\cdot\text{с}^{1/2}}{\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{C}}, \quad k_m \equiv 2{,}54\cdot10^{-3}\,\frac{\text{кг}}{\text{с}^{1/2}\cdot\text{м}^2},$$

где V – скорость воздуха вне пограничного слоя, а температура мокрого термометра находится как решение трансцендентного уравнения [4]

$$\alpha_w\left(T_{\text{м}} - T_{\text{в}}\right) + \sigma A\left[\left(T_{\text{м}}+\tilde{T}\right)^4 - \left(T_{\text{в}}+\tilde{T}\right)^4\right] + r\alpha_m\left[P(T_{\text{м}}) - \varphi\cdot P(T_{\text{в}})\right] = 0.$$

Выбор величины $T_{\text{м}}$ в качестве начального распределения $T(x, 0)$ позволяет исключить из рассмотрения переходные процессы, вызванные отличием начальной температуры материала от температуры воздуха и подробно изученные в [6]. Функция

$$P(T) = 6{,}03\cdot10^{-3}\cdot\exp\frac{17{,}3\cdot T}{T+T_0}, \quad T_0 \equiv 238\ ^\circ\text{C}$$

моделирует зависимость относительного парциального давления насыщенного водяного пара от его температуры T при общем нормальном давлении.

Краевые условия (3), (4) являются нелинейными, а уравнения распространения тепла и влаги (1), (2) – квазилинейными [7] относительно искомых функций T и U. Исследовать начально-краевую задачу в этих условиях можно только численными методами.

Безразмерный вид исходных уравнений

Для дальнейшего введем безразмерные переменные

$$T^* = \frac{T}{T_{\text{м}}}; \quad U^* = \frac{U}{U_0}; \quad x^* = \frac{x}{d}; \quad \tau^* = \frac{a_w\tau}{d^2}.$$

Здесь $a_w = \langle\lambda\rangle/(c\rho_0)$ – коэффициент диффузии тепла, а $\langle\lambda\rangle$ есть любое фиксированное значение коэффициента теплопроводности. После преобразований уравнения (1)–(6) становятся такими:

$$\frac{\partial T^*}{\partial \tau^*} = \frac{\partial}{\partial x^*}\left(\frac{\lambda}{\langle\lambda\rangle}\cdot\frac{\partial T^*}{\partial x^*}\right) +$$

$$+\gamma\cdot Ko\cdot\frac{\partial U^*}{\partial \tau^*} + \frac{d}{\langle\lambda\rangle T_{\text{м}}}\cdot\frac{S(1-R)}{\Delta/d}\cdot\exp\left(-\frac{x^*}{\Delta/d}\right); \quad (7)$$

$$\frac{\partial U^*}{\partial \tau^*} = \frac{\partial}{\partial x^*}\left(Lu\cdot\frac{a_m}{\langle a_m\rangle}\cdot\frac{\partial U^*}{\partial x^*} + \right.$$

$$\left. +Lu\cdot Pn\cdot\frac{a_m^t}{\langle a_m^t\rangle}\cdot\frac{\partial T^*}{\partial x^*}\right); \quad (8)$$

$$Bi_r\cdot\left[\left(T^*(0,\tau^*)+\tilde{T}^*\right)^4 - \left(T_{\text{в}}^*+\tilde{T}^*\right)^4\right] +$$

$$+(1-\gamma)\cdot Ko\cdot Lu\cdot Ki_m\cdot\left[P(T_{\text{м}}\cdot T^*(0,\tau^*)) - \right.$$

$$\left. -\varphi\cdot P(T_{\text{м}}\cdot T_{\text{в}}^*)\right] = \frac{\lambda\big|_{x=0}}{\langle\lambda\rangle}\cdot\frac{\partial T^*}{\partial x^*}(0,\tau^*) +$$

$$+Bi_w\left[T_{\text{â}}^* - T^*(0,\tau^*)\right]; \quad (9)$$

$$Ki_m\cdot\left[P(T_{\text{м}}\cdot T^*(0,\tau^*)) - \varphi\cdot P(T_{\text{м}}\cdot T_{\text{в}}^*)\right] =$$

$$= \frac{a_m\big|_{x=0}}{\langle a_m\rangle}\cdot\frac{\partial U^*}{\partial x^*}(0,\tau^*) +$$

$$+Pn\cdot\frac{a_m^t\big|_{x=0}}{\langle a_m^t\rangle}\cdot\frac{\partial T^*}{\partial x^*}(0,\tau^*); \quad (10)$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial x^*}(1,\tau^*) = 0; \qquad \frac{\partial U^*}{\partial x^*}(1,\tau^*) = 0; \quad (11)$$

$$T^*(x^*,0) = 1; \quad U^*(x^*,0) = 1. \quad (12)$$

Здесь введены следующие безразмерные постоянные – соответственно критерии Коссовича, Лыкова, Поснова, массообменный критерий Кирпичева, теплообменный критерий Био, радиационный критерий Био:

$$Ko = \frac{rU_0}{cT_{\text{м}}},\quad Lu = \frac{\langle a_m\rangle}{a_w},\quad Pn = \frac{\langle a_m^t\rangle T_{\text{м}}}{\langle a_m\rangle U_0},$$

$$Ki_m = \frac{\alpha_m d}{\langle a_m\rangle\rho_0 U_0},\quad Bi_w = \frac{\alpha_w d}{\langle\lambda\rangle},\quad Bi_r = \frac{T_{\text{м}}^3 d\sigma A}{\langle\lambda\rangle}.$$

Сетка и сеточные функции

На рис. 3 показаны сетка и шаблон, которые используются для аппроксимации уравнений (7)–(12) конечными разностями. Шаги сетки по координате и по времени имеют следующие значения: $\Delta x^*=1/n$, $\Delta\tau^*=\Delta x^*/\theta$. Здесь параметр n определяется необходимой точностью вычислений, а параметр θ при выбранном n оказывается ограниченным снизу некоторым значением (оно находится в результате численных экспериментов), которое является границей области устойчивости. Сеточные функции, отвечающие искомым функциям $T^*(x^*, \tau^*)$ и $U^*(x^*, \tau^*)$, обозначим как T_j^i и U_j^i. Еще один набор сеточных функций определим следующими формулами:

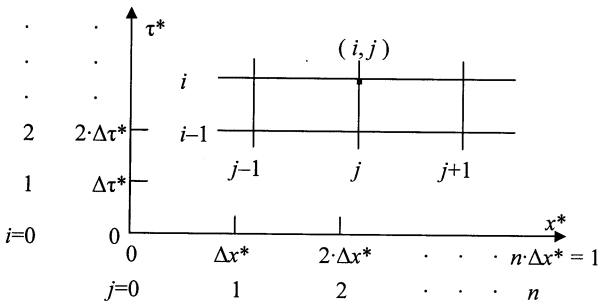


Рис. 3. Сетка и шаблон для численного решения начально-краевой задачи

$$W_j = \frac{d}{\langle\lambda\rangle T_{\text{м}}}\cdot\frac{S(1-R)}{\Delta/d}\cdot\exp\left(-\frac{j/n}{\Delta/d}\right);$$

$$Q^i = Bi_r\cdot\left[\left(T_0^i+\tilde{T}^*\right)^4 - \left(T_{\text{в}}^*+\tilde{T}^*\right)^4\right];$$

$$J^i = Ki_m\cdot\left[P(T_{\text{м}}\cdot T_0^i) - \varphi\cdot P(T_{\text{м}}\cdot T_{\text{в}}^*)\right].$$

Взятые в порядке их следования, они отвечают следующим безразмерным величинам: плотности внутренних источников тепла [последнее слагаемое в правой части (7)]; интенсивности теплообмена излучением [первое слагаемое в левой части (9)]; интенсивности массообмена через пограничный слой [левая часть (10)]. Наконец, последний набор сеточных функций мы свяжем с переменными коэффициентами уравнений (7) и (8):

$$\Lambda_j^i = \frac{\lambda\left(U_j^i\right)}{\langle\lambda\rangle};\quad \psi_j^i = Lu\cdot\frac{a_m\left(T_j^i, U_j^i\right)}{\langle a_m\rangle};$$

$$\Omega_j^i = Lu\cdot Pn\cdot\frac{a_m^t\left(T_j^i, U_j^i\right)}{\langle a_m^t\rangle}.$$

Алгоритм построения этих массивов поясним на примере Ψ_j^i. Зависимость коэффициента диффузии влаги от переменных T и U (рис. 1) аппроксимируется формулой

$$a_m(T,U) =$$

$$= 10^{-8}\cdot 0{,}329\cdot\exp(5{,}2\cdot U)\cdot\left[1+0{,}2\cdot(T-15)\right]\text{м}^2/\text{с},$$

где U – в долях единицы, T – в ºС. Переходя здесь к безразмерным переменным ($U\to U_0U_j^i$, $T\to T_{\text{м}}T_j^i$), и полагая $\langle a_m\rangle = 2{,}6\cdot 10^{-8}\,\text{м}^2/\text{с}$, будем иметь:

$$\Psi_j^i = Lu\cdot 0{,}125\cdot\exp(5{,}2\cdot U_0U_j^i)\cdot\left[1+0{,}2\cdot\left(T_{\text{м}}T_j^i-15\right)\right].$$

Аналогичным образом строятся массивы Λ_j^i и Ω_j^i. Необходимые для этих построений аппроксимирующие выражения имеют следующий вид:

$$\lambda(U) = 0{,}42 + 14{,}5\cdot U\cdot\exp(-5{,}8\cdot U)\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot{}^\circ\text{C});$$

$$a_m^t(T,U) = a_m(T,U)\cdot\delta(U),$$

где $\delta(U) = 0{,}105\cdot U^2\cdot\exp(-15{,}1\cdot U^2)$, 1/ °C – относительный коэффициент термодиффузии влаги.

Уравнения (7)–(8) содержат переменные коэффициенты под знаком производной по x^*. Для аппроксимации таких выражений будем использовать метод баланса, или интегро-интерполяционный метод. Пусть k_j и f_j – одномерные сеточные функции, отвечающие функциям $k(x)$ и $f(x)$. Тогда в узле j имеет место аппроксимация [7]

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left[k(x)\frac{\mathrm{d}f(x)}{\mathrm{d}x}\right]\approx$$

$$\approx\frac{1}{\Delta x^2}\left[\tilde{k}_{j+1}\left(f_{j+1}-f_j\right)-\tilde{k}_j\left(f_j-f_{j-1}\right)\right],$$

$$\tilde{k}_j=\frac{2k_j\cdot k_{j-1}}{k_j+k_{j-1}}. \qquad (13)$$

Чтобы применить эту формулу к уравнениям (7)–(8), мы должны ввести вспомогательные массивы:

$$\tilde{\Lambda}_j^i=\frac{2\Lambda_j^i\cdot\Lambda_{j-1}^i}{\Lambda_j^i+\Lambda_{j-1}^i};\quad \tilde{\Psi}_j^i=\frac{2\Psi_j^i\cdot\Psi_{j-1}^i}{\Psi_j^i+\Psi_{j-1}^i};$$

$$\tilde{\Omega}_j^i=\frac{2\Omega_j^i\cdot\Omega_{j-1}^i}{\Omega_j^i+\Omega_{j-1}^i}.$$

Решение начально-краевой задачи

Пусть известны распределения температуры и влагосодержания на (i–1)-м слое по времени. Рассмотрим алгоритм расчета влагосодержания на следующем слое. В конечно-разностном виде уравнения (10), (8) и второе из уравнений (11) будут выглядеть так:

$$J^{i-1}=\frac{\Psi_0^{i-1}}{Lu}\cdot\frac{U_1^i-U_0^i}{\Delta x^*}+\frac{\Omega_0^{i-1}}{Lu}\cdot\frac{T_1^{i-1}-T_0^{i-1}}{\Delta x^*};$$

$$\frac{U_j^i-U_j^{i-1}}{\Delta\tau^*}=$$

$$=\frac{1}{2\cdot\Delta x^{*2}}\left[\tilde{\Psi}_{j+1}^{i-1}\left(U_{j+1}^i-U_j^i\right)-\tilde{\Psi}_j^{i-1}\left(U_j^i-U_{j-1}^i\right)\right]+$$

$$+\frac{1}{2\cdot\Delta x^{*2}}\left[\tilde{\Psi}_{j+1}^{i-1}\left(U_{j+1}^{i-1}-U_j^{i-1}\right)-\tilde{\Psi}_j^{i-1}\left(U_j^{i-1}-U_{j-1}^{i-1}\right)\right]+$$

$$+\frac{1}{\Delta x^{*2}}\left[\tilde{\Omega}_{j+1}^{i-1}\left(T_{j+1}^{i-1}-T_j^{i-1}\right)-\tilde{\Omega}_j^{i-1}\left(T_j^{i-1}-T_{j-1}^{i-1}\right)\right],$$

$j=1,2,\ldots,(n-1);\ U_n^i=U_{n-1}^i.$

Здесь распределение температуры берется с предыдущего (i–1)-го слоя, то есть считается известным; следовательно, известными будут также числа J^{i-1}, $\Psi_0^{i-1},\Omega_0^{i-1}$ и массивы $\tilde{\Psi}_j^{i-1}$, $\tilde{\Omega}_j^{i-1}$. Для аппроксимации второй производной от T используется схема (13), а для аппроксимации второй производной от U берется полусумма выражений (13) с двух соседних слоев (симметричная схема Кранка-Николсона). После преобразований эти соотношения приводятся к следующему виду:

$$U_0^i=\kappa_1U_1^i+\mu_1; \qquad (14)$$

$$a_jU_{j-1}^i-c_jU_j^i+b_jU_{j+1}^i=-f_j,$$

$$j=1,2,\ldots,(n-1); \qquad (15)$$

$$U_n^i=\kappa_2U_{n-1}^i+\mu_2. \qquad (16)$$

Здесь коэффициенты имеют такие значения:

$$\kappa_1=1;\quad \mu_1=\frac{\Omega_0^{i-1}}{\Psi_0^{i-1}}\cdot\left(T_1^{i-1}-T_0^{i-1}\right)-\frac{\Delta x^*\cdot Lu}{\Psi_0^{i-1}}\cdot J^{i-1};$$

$$a_j=\tilde{\Psi}_j^{i-1};\ c_j=\tilde{\Psi}_j^{i-1}+\tilde{\Psi}_{j+1}^{i-1}+\frac{2\cdot\Delta x^{*2}}{\Delta\tau^*};\ b_j=\tilde{\Psi}_{j+1}^{i-1};$$

$$f_j=\tilde{\Psi}_{j+1}^{i-1}\left(U_{j+1}^{i-1}-U_j^{i-1}\right)-\tilde{\Psi}_j^{i-1}\left(U_j^{i-1}-U_{j-1}^{i-1}\right)+$$

$$+2\cdot\left[\tilde{\Omega}_{j+1}^{i-1}\left(T_{j+1}^{i-1}-T_j^{i-1}\right)-\tilde{\Omega}_j^{i-1}\left(T_j^{i-1}-T_{j-1}^{i-1}\right)\right]+$$

$$+\frac{2\cdot\Delta x^{*2}}{\Delta\tau^*}\cdot U_j^{i-1},\ j=1,2,\ldots,(n-1);\ \kappa_2=1;\ \mu_2=0.$$

Трехдиагональная система линейных алгебраических уравнений (14)–(16) решается методом прогонки [8], после чего массив U_j^i оказывается определенным. Далее аналогичным способом находится температура на новом слое по времени. Исходными уравнениями здесь являются (9), (7) и первое из уравнений (11); в конечно-разностном виде они перепишутся так:

$$Q^{i-1}+(1-\gamma)\cdot Ko\cdot Lu\cdot J^{i-1}=$$

$$=\Lambda_0^{i-1}\frac{T_1^i-T_0^i}{\Delta x^*}+Bi_w(T_{\text{â}}{}^*-T_0^i);$$

$$\frac{T_j^i-T_j^{i-1}}{\Delta\tau^*}=$$

$$=\frac{1}{2\cdot\Delta x^{*2}}\left[\tilde{\Lambda}_{j+1}^{i-1}\left(T_{j+1}^i-T_j^i\right)-\tilde{\Lambda}_j^{i-1}\left(T_j^i-T_{j-1}^i\right)\right]+$$

$$+\frac{1}{2\cdot\Delta x^{*2}}\left[\tilde{\Lambda}_{j+1}^{i-1}\left(T_{j+1}^{i-1}-T_j^{i-1}\right)-\tilde{\Lambda}_j^{i-1}\left(T_j^{i-1}-T_{j-1}^{i-1}\right)\right]+$$

$$+Ko\cdot\frac{U_j^i-U_j^{i-1}}{\Delta\tau^*}+W_j,$$

$j=1,2,\ldots,(n-1);\ T_n^i=T_{n-1}^i.$

Эта трехдиагональная СЛАУ относительно неизвестных T_j^i приводится к виду, аналогич-

ному (14)–(16), и решается методом прогонки. После этого описанная здесь процедура циклически повторяется. Исходными для расчетов являются начальные условия (12), определяющие массивы T_j^i, U_j^i при i=0.

Результаты численных экспериментов

Вычисления проводились при следующих исходных данных. Характеристики материала (глина): c=1,9·10^3 Дж/(кг·°С); γ=0,1; ρ_0=1,5·10^3 кг/м^3; U_0=0,4; λ, a_m, a_m^t – согласно приведенным выше аппроксимирующим выражениям; состояние воздушного потока: $T_в$=20 ºС; φ=0,5; V/L=5 с$^{-1}$; параметры излучения: S=30,7·10^3 Вт/м^2; R=0; Δ/d=10; A=0,75; размеры сетки: n=25; θ=20; толщина пластины d=2 см. Результаты приводятся ниже для двух случаев. В первом из них коэффициенты λ, a_m и a_m^t оставались постоянными и равными тем значениям, которые они имели при τ=0 (численная схема с постоянными коэффициентами переноса, которую для краткости будем называть схемой А), а во втором случае эти коэффициенты изменялись так, как было описано выше (схема с переменными коэффициентами – схема Б). Как показали численные эксперименты, температурные и влажностные изменения коэффициентов переноса не оказывают заметного влияния на температурное поле (расчет по схемам А и Б дает примерно одинаковый результат), однако влияние этих изменений на поле влагосодержания имеет принципиальный характер (рис. 4).

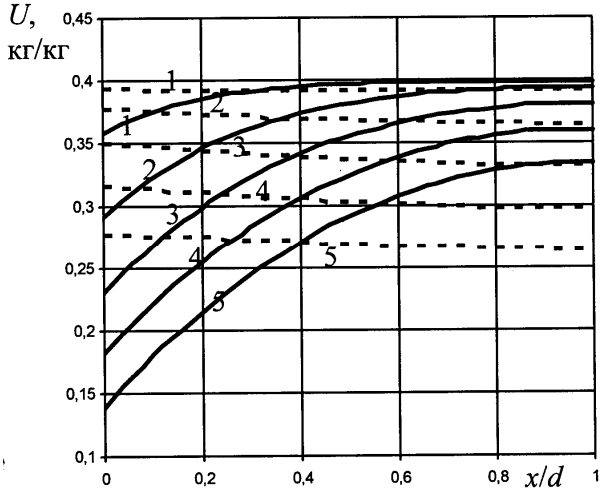


Рис. 4. Распределение влагосодержания U [кг/кг] в различные моменты времени τ [мин] при сушке глины: τ=16,17 (1); 32,34 (2); 48,52 (3); 64,69 (4); 80,86 (5). Сплошные и разреженные линии – соответственно постоянные и переменные коэффициенты переноса

Согласно схеме А, сушка должна происходить при значительном перепаде влагосодержания между границами пластины ΔU=0,2, что свидетельствует о низком качестве сушки и о большой величине внутренних механических напряжений, которые могут привести к разрушению образца [9]. Напротив, схема Б предсказывает хорошее качество и умеренные напряжения, поскольку перепад влагосодержания ΔU здесь оказывается на порядок меньше.

Аналогичные эксперименты были проведены и для *кварцевого песка*. Коэффициент диффузии влаги у этого материала примерно в 25 раз больше, чем у глины. Сушка песка происходит при значительно меньших градиентах температуры и влагосодержания, и схемы А и Б приводят в этом случае практически к одним и тем же результатам.

З а к л ю ч е н и е . Предложена система уравнений и краевых условий, моделирующих сушку электромагнитными волнами в неоднородной среде. Неоднородность обусловлена зависимостью коэффициентов диффузии тепла и влаги от температуры и влагосодержания. Предложен численный метод решения начально-краевой задачи, в котором использованы аппроксимация второй производной по методу А. А. Самарского, двухслойная симметричная схема Кранка-Николсона и метод прогонки. Проведены численные эксперименты для материалов с различными наборами теплофизических характеристик, выполнено сравнение результатов для численных схем с постоянными и переменными коэффициентами переноса. На основании полученных результатов можно делать выводы, в какой мере фактор неоднородности среды влияет на качество сушки, на ее общую продолжительность и энергетические затраты.

Работа выполнена при поддержке РФФИ: региональный конкурс Поволжье, грант 07-02-96609.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Афанасьев, А. М.* Математическое моделирование взаимодействия СВЧ излучения с влагосодержащими плоскими слоистыми средами. Часть 1 / А. М. Афанасьев, В. В. Подгорный, Б. Н. Сипливый, В. В. Яцышен // Известия вузов. Электромеханика. – 2001. – № 2. – С. 14–21.

2. *Афанасьев, А. М.* Математическое моделирование взаимодействия СВЧ излучения с влагосодержащими плоскими слоистыми средами. Часть 2. Численный расчет / А. М. Афанасьев, В. В. Подгорный, Б. Н. Сипливый, В. В. Яцышен // Известия вузов. Электромеханика. – 2001. – № 4–5. – С. 32–38.

3. *Лыков, А. В.* Теория сушки / А. В. Лыков. – М.–Л.: Энергия, 1968. – 471 с.

4. *Афанасьев, А. М.* Оптимизация процесса электромагнитной сушки капиллярно-пористых материалов / А. М. Афанасьев, Б. Н. Сипливый // Известия вузов. Электромеханика. – 2006. – № 5. – С. 3–10.

5. *Афанасьев, А. М.* О краевых условиях массообмена в виде законов Ньютона и Дальтона / А. М. Афанасьев, Б. Н. Сипливый // Инженерно-физический журнал. – 2007. – Т. 80. – № 1. – С. 27–34.

6. *Афанасьев, А. М.* Переходные явления тепло- и массопереноса при конвективной сушке капиллярно-пористых материалов / А. М. Афанасьев, И. А. Конягин, Б. Н. Сипливый // Математическое моделирование. – 2004. – Т. 16. – № 5. – С. 117–127.

7. *Тихонов, А. Н.* Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М.: Наука, 1966. – 724 с.

8. *Самарский, А. А.* Введение в численные методы / А. А. Самарский. – М.: Наука, 1987. – 288 с.

9. *Афанасьев, А. М.* Внутренние механические напряжения при сушке нагретым воздухом / А. М. Афанасьев, И. А. Конягин, В. К. Михайлов, Б. Н. Сипливый // Теоретические основы химической технологии. – 2005. – Т. 39. – № 1. – С. 95–100.

УДК 621.431.73

А. В. Васильев, Д. В. Попов

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ КУЛАЧКОВОЙ ПАРЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

Механизм газораспределения (МГР) автомобильного двигателя является одним из наиболее нагруженных узлов поршневого двигателя. Долговечность и эффективность его работы в значительной степени определяется износостойкостью его деталей, в частности кулачков распределительного вала. Действительно, износ профилей кулачков уменьшает средний подъем клапанов, что приводит к уменьшению их "время-сечения" и увеличению гидравлического сопротивления на впуске и выпуске, смещению фаз газораспределения, а также повышению динамических нагрузок в приводе клапанов. Все это ухудшает мощностные, экономические и экологические характеристики ДВС, а также снижает его надежность. Так, установлено, что с износом кулачков снижение мощности автомобильного двигателя достигает 8 % при малых частотах вращения коленчатого вала и 9,2 % на режимах, близких к номинальным, а при износе кулачков до 1,2 мм количество углеводородов в отработавших газах увеличивается на средних и максимальных нагрузках на 14–26 % [1].

В связи с этим важно уметь прогнозировать износ профиля кулачка и оценивать его влияние на рабочие процессы ДВС. Это, в свою очередь, позволит уже на стадии проектирования механизма газораспределения определять долговечность МГР и обеспечивать ее повышение за счет оптимального выбора параметров и характеристик. В данной работе поставленные задачи решаются методом совместного математического моделирования изнашивания кулачковой пары и рабочих процессов ДВС с изношенным профилем на основе использования разработанных алгоритмов и программных средств.

Определение износа основано на использовании расчетных зависимостей, приведенных, например, в работах [2, 3, 4]. Сначала рассчитывается величина интенсивности изнашивания J_h:

$$J_h = k \cdot \left[\frac{\sigma_н}{HB} \cdot \sqrt{\frac{f^3}{2f - f_{сц}}} \right] \cdot \left[\frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{гр} + 0,63 \cdot R_{пр} \cdot \left(\frac{\mu \cdot \upsilon_к}{N_п} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{N_п \cdot \beta}{R_{пр}} \right)^{0,6} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot Pe_{1,2}^{0,5}}{\alpha \cdot \mu_0 \cdot \upsilon_{ск}^2} \right)^{0,325}} \right], \quad (1)$$

где k – коэффициент, учитывающий влияние дополнительных параметров на износ пары и определяемый экспериментально; $\sigma_н$ – наибольшее нормальное напряжение; HB – твердость материала; f – наибольшее значение коэффициента трения при данных условиях работы; $f_{сц}$ – коэффициент сцепления; R_{a1}, R_{a2} – средние арифметические отклонения профилей

шероховатости поверхностей; $h_{гр}$ – толщина граничной масляной плёнки; $R_{пр}$ – приведенный радиус кривизны; μ – динамическая вязкость масла при температуре трущихся поверхностей; $\upsilon_к = \upsilon_1 + \upsilon_2$ – суммарная скорость качения, определяемая как сумма скоростей υ_1 и υ_2 перемещения точки контакта соответственно по кулачку и толкателю; $N_п$ – удельная нагрузка (нагрузка на единицу длины контакта); β – пьезокоэффициент вязкости масла; λ – коэффициент теплопроводности масла; α – коэффициент, характеризующий зависимость вязкости от температуры (α ≈ 0,02); $Pe_{1,2}$ – среднее число Пекле; $\upsilon_{ск}$ – скорость скольжения в контакте.

Значения приведенного радиуса кривизны, нагрузки в контакте, контактного напряжения, скоростей υ_k и $\upsilon_{ск}$ определяются по известным формулам в зависимости от кинематической схемы клапанного привода [5]. Коэффициент трения f определяется по соответствующей эмпирической зависимости, полученной для быстроходных кулачковых механизмов [2]:

$$f = \frac{0,065 \cdot \left(10 + \lg\left(\frac{6 \cdot 10^4 \cdot Ra}{E_{пр} \cdot R_{пр}}\right)\right)}{v^{0,07} \cdot \upsilon_к^{0,12} \cdot \upsilon_{ск}^{0,2}}, \qquad (2)$$

где Ra – шероховатость более твердого тела; $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости; v – кинематическая вязкость масла.

Погонная нагрузка $N_п$ определяется как отношение усилия, возникающего в контакте, к длине контакта:

$$N_п = Q/b. \qquad (3)$$

Среднее число Пекле $Pe_{1,2}$ характеризует отношение теплосодержания потока в осевом и поперечном направлениях и вычисляется как среднее арифметическое чисел Пекле для сопряженных поверхностей:

$$Pe_{1,2} = \frac{b \cdot \upsilon_{1,2} \cdot c_{1,2} \cdot \gamma_{1,2}}{\lambda_{1,2}}, \qquad (4)$$

где b_1 – полуширина линии контакта по Герцу; $c_{1,2}$, $\gamma_{1,2}$ и $\lambda_{1,2}$ – соответственно теплоёмкости, плотности и коэффициенты теплопроводности материалов взаимодействующих деталей (индекс 1 относится к кулачку, 2 – к толкателю); $\upsilon_{1,2}$ – скорости относительного перемещения точки контакта по соответствующей поверхности (1 – по кулачку, 2 – по толкателю).

Линейный износ рабочей поверхности кулачка за цикл нагружения определяется по формуле:

$$\Delta h = J_h \cdot S_{тр} = 2 J_h b_1 \left|\frac{\upsilon_{ск}}{\upsilon_1}\right|, \qquad (5)$$

где $S_{тр}$ – путь трения.

Зная линейный износ за цикл нагружения, легко определить износ рабочей поверхности кулачка по углу его поворота за определенный интервал времени. Таким образом, приведенные зависимости для расчета интенсивности изнашивания и линейного износа сопряжения кулачок-толкатель позволяют оценивать долговечность сопряжения кулачок-толкатель непосредственно, а не косвенно через связанные с ней показатели. На их основе разработана методика определения закона движения толкателя и трибологических характеристик сопряжения в процессе эксплуатации с учетом нарастающего износа профиля.

Эта методика включает, в частности, циклически повторяющиеся процедуры двукратного численного дифференцирования со сглаживанием таблично заданного закона перемещения толкателя по углу поворота кулачка, расчета интенсивности изнашивания и линейного износа точек профиля через заданный промежуток времени с учетом изменения трибологических характеристик и нагруженности, определение текущего профиля кулачка с учетом нарастающего износа. Проводя последовательно несколько циклов расчетов с заданным по времени шагом, получаем изменение характеристик сопряжения кулачок–толкатель МГР в процессе эксплуатации. Следует отметить, что на втором и последующих циклах расчета предусмотрен учет изменения твердости и шероховатости поверхности кулачка после приработки и изнашивания упрочненного поверхностного слоя. Когда линейный износ достигает значения, превышающего глубину термообработки, в расчете принимается твердость сердцевины материала кулачка. Аналогично в зависимости от времени учитывается изменение шероховатости поверхностей.

Полученные изменения характеристик профиля позволяют определить влияние износа профиля на мощностные и экономические показатели двигателя. Используемая математическая модель рабочих процессов позволяет установить взаимосвязь параметров и характеристик МГР с показателями газообмена, а также

индикаторными и эффективными показателями ДВС.

Замкнутый расчет рабочих процессов осуществляется на основе уравнений первого закона термодинамики для открытой термодинамической системы, закона сохранения массы газа в объеме цилиндра или другого элемента, а также уравнения состояния. Данная система уравнений формируется для каждой полости газовоздушного тракта двигателя и решается численным методом Эйлера.

На каждом шаге расчета определяется масса, состав и теплофизические характеристики рабочего тела, состоящего в общем случае из трех компонентов: воздуха, паров топлива и продуктов сгорания. При разработке модели была принята гипотеза квазистационарности. Расчет массообмена осуществлялся по известным соотношениям исходя из текущих значений параметров в смежных объемах. Для расчета выделяемой в цилиндре в процессе сгорания теплоты использована идентифицированная по экспериментальным данным относительная характеристика тепловыделения И. И. Вибе.

В работе использовалась расчетная схема, состоящая из шести элементов: четырех цилиндров, впускного и выпускного коллекторов. Параметры и характеристики системы газораспределения, такие как законы движения толкателей, тепловые зазоры во впускном и выпускном клапанных приводах, передаточные числа, размеры проходных сечений и головок клапанов служат исходными данными для расчета процессов газообмена. Соответствующие данной модели компьютерные программы рабочих процессов и изнашивания объединены в единый комплекс, что позволяет организовать их оперативное взаимодействие (обмен данными) и эффективное использование.

При расчете газообмена точные текущие значения перемещений клапанов определяются на основе интерполирования табличных данных. При этом кулачки могут быть спрофилированы любым способом. В процессе изнашивания изменяются законы перемещения клапанов, что сказывается на проходных сечениях, а также реальные фазы газораспределения с учетом тепловых зазоров. В ходе расчета предусмотрена также возможность учета нескольких одноименных клапанов (например, при использовании четырехклапанной головки цилиндра). По результатам расчета определяются, в частности, эффективные и индикаторные показатели по каждому цилиндру и по двигателю в целом.

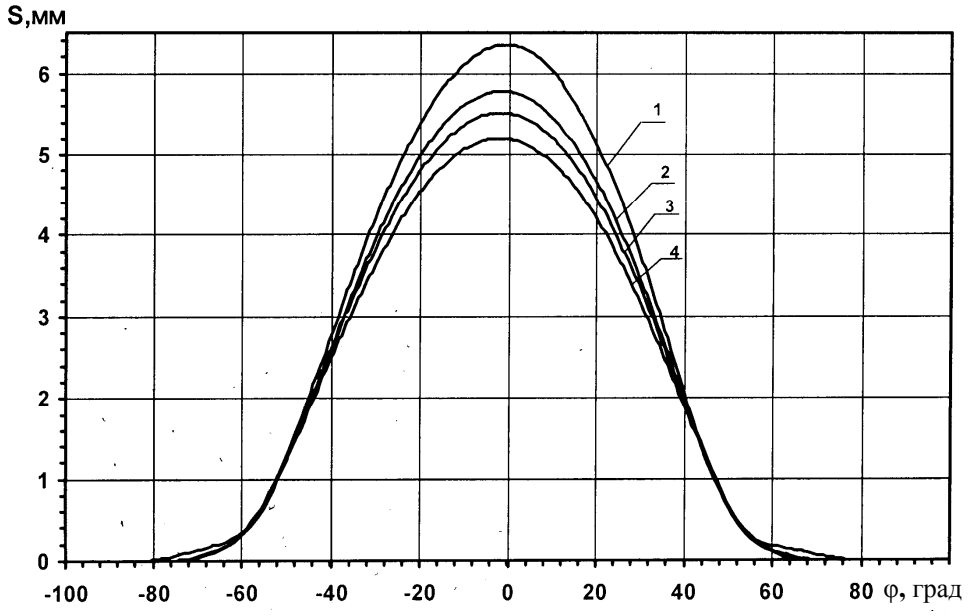
На основе разработанной методики выполнено численное исследование автомобильного двигателя ВАЗ, которое позволило выявить закономерности снижения мощности, экономичности и заметное сужение фаз газораспределения в процессе износа профилей кулачков. В ходе исследования моделировалось изнашивание впускных и выпускных кулачков до тех пор, пока величина максимального износа профиля составит 1,15 мм, в результате чего максимальный подъем толкателя уменьшился с 6,34 мм до 5,19 мм. Конфигурация изношенных профилей кулачков определялась через равные промежутки времени изнашивания. В табл. 1 приведены фазы газораспределения при тепловом зазоре 0,12 мм для исходного (профиль № 1) и семи изношенных профилей, последовательно формируемых в ходе моделирования изнашивания. На рисунке приведены характеристики некоторых изношенных профилей из табл. 1. В табл. 2 приведены расчетные результаты исследования при частоте вращения коленчатого вала 5400 мин$^{-1}$, свидетельствующие о заметном влиянии изнашивания на показатели двигателя.

Следует отметить, что значения интенсивности изнашивания различных точек профиля, вычисляемые по формуле (1) и, следовательно, скорость изнашивания зависят от коэффициента k. После проведенных экспериментального и расчетного исследований выявлено, что вели-

Таблица 1

Фазы газораспределения для изношенных профилей

Номер профиля	Фазы газораспределения, град			
	Впуск		Выпуск	
	Угол опережения открытия клапана	Угол запаздывания закрытия клапана	Угол опережения открытия клапана	Угол запаздывания закрытия клапана
1	24,0	80,4	84,0	20,4
2	20,9	77,0	80,9	17,0
3	18,3	74,1	78,3	14,1
4	16,5	71,2	76,5	11,2
5	14,8	68,6	74,8	8,6
6	13,2	66,9	73,2	6,9
7	11,8	65,7	71,8	5,7
8	10,7	64,9	70,7	4,9



Перемещение толкателя по углу поворота кулачка для некоторых изношенных профилей из табл. 1:
1 – профиль № 1; *2* – профиль № 3; *3* – профиль № 5; *4* – профиль № 8

Таблица 2

Изменение основных показателей двигателя в процессе изнашивания кулачков газораспределения

Показатели двигателя	Номер изношенного профиля			
	1	3	5	8
Эффективная мощность, кВт	55,7	54,9	54,0	52,4
Среднее эффективное давление, МПа	0,79	0,78	0,76	0,74
Удельный индикаторный расход топлива с учетом потерь на газообмен, г/кВт·ч	293,4	294,8	296,1	298,5

чина этого коэффициента существенно снизилась по сравнению с существующими рекомендациями других авторов, и составила $0{,}11 \cdot 10^{-7}$. Причиной данного является то, что ранее значение упомянутого коэффициента было получено для иных условий технологической обработки. В данной работе было выполнено исследование как для рекомендуемого (в частности, Ю. В. Воробьевым) значения k, равного $0{,}5 \cdot 10^{-7}$, так и для уточненного. При этом величина максимального износа 1,15 мм в первом случае была достигнута после 12 тыс. часов работы сопряжения, а во втором – после 56 тыс. часов.

Таким образом, в данной работе представлена разработанная методика совместного моделирования износа кулачковой пары и рабочих процессов ДВС с изношенным профилем. На ее основе выполнено исследование автомобильного двигателя ВАЗ, которое позволило выявить заметное уменьшение времени-сечения клапанов, сужение фаз газораспределения, а также количественные закономерности снижения мощности и экономичности двигателя в связи с износом профилей кулачков. Данная методика позволяет определить предельный износ кулачковой пары и ее долговечность в случае задания ограничений на ухудшение тех или иных выходных показателей двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Жолобов, Л. А*. Влияние износа механизма газораспределения на выходные показатели двигателя/ Л. А. Жолобов, Ю. М. Панов// Совершенствование эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей и использование машинно-тракторного парка: сб. науч. тр./ ГСХИ. – Горький, 1986. – С. 3–9.

2. *Дроздов, Ю. Н.* Трение и износ в экстремальных условиях: справочник/ Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

3. *Воробьев, Ю. В.* Аналитические основания для оценки долговечности рабочих поверхностей при качении с проскальзыванием/ Ю. В. Воробьев // Машиноведение. – 1984. – № 4. – С. 68–76.

4. *Степурин, П. В.* Теоретическое исследование трения и изнашивания рабочих поверхностей кулачковых механизмов / П. В. Степурин// Трение и износ. – 1998. – Т. 19, № 6. – С. 739–744.

6. *Корчемный, Л. В*. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика/ Л. В. Корчемный. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.

УДК 621.436

А. В. Васильев, Д. В. Сидоров

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ТОПЛИВОПОДАЧИ ПУТЕМ ЧИСЛЕННОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВ

Волгоградский государственный технический университет

Тенденция ужесточения требований, предъявляемых к двигателям внутреннего сгорания по мощностным, экономическим, экологическим показателям и надежности, приводит к необходимости совершенствования его систем, в частности, механизма газораспределения (МГР) и системы топливоподачи. Привод клапанов механизма газораспределения и плунжера топливного насоса высокого давления (ТНВД) осуществляется, как правило, кулачковым механизмом. Функциональным требованием, предъявляемым к кулачкам МГР, является получение наибольшего время – сечения клапана при обеспечении работоспособности и надежности клапанного привода. Одним из главных направлений совершенствования ТНВД дизельных двигателей является повышение максимального давления впрыскивания.

В данной статье приведены некоторые результаты дальнейшего развития численного метода в направлении модернизации алгоритма с целью расширения области применения метода, который позволяет на базе единого подхода формировать профиль кулачка в соответствии с предъявляемыми требованиями [1]. Ранее в рассматриваемом численном методе не предусмотрена возможность ограничения максимальной скорости перемещения поступательно движущегося толкателя с плоской тарелкой, от которой зависит получение максимального смещения точки контакта оси толкателя, т. е. требуемого размера его тарелки. Это имеет существенное значение в случае предъявления требований к габаритным размерам клапанного привода.

Кроме того, при профилировании кулачков МГР с цилиндрическим и рычажным толкателем важной задачей является учет ограничений на угол давления в сопряжении кулачок – толкатель. При его увеличении снижается коэффициент полезного действия кулачковой пары, растут затраты мощности на привод клапанов и, в предельном случае, возможно заклинивание. Характеристика изменения угла давления по углу поворота кулачка также в значительной степени зависит от закона движения толкателя, в особенности, от скорости его перемещения [3].

В ТНВД для того, чтобы независимо от регулировки УОВТ (угол опережения впрыскивания топлива) подача осуществлялась при одной скорости плунжера, а значит, неизменном давлении и характеристике впрыскивания, требуется трапециевидный профиль кулачка [2].

В связи с изложенным, предлагается усовершенствовать численный метод путем введения ограничения на первую производную перемещения толкателя по углу поворота кулачка, т. е. аналога скорости толкателя. Данное ограничение позволяет получить кулачок с участком постоянной максимальной скорости толкателя, где ограничивается размер его тарелки и значение угла давления.

Данный метод профилирования кулачков с участком постоянной максимальной скорости толкателя может быть использован также в ТНВД. В ТНВД кулачок с участком постоянной скорости позволяет получить такой закон движения толкателя, при котором скорость перемещения плунжера максимальна на участке геометрического начала (ГНН) и геометрического конца нагнетания (ГКН). Это позволяет повысить максимальное давления впрыскивания [4].

Наряду с введением ограничения на первую производную перемещения толкателя в усовершенствованном численном методе попрежнему присутствует комплекс ограничений, связанных с обеспечением работоспособности и надежности МГР, например, ограничения на контактные напряжения в паре кулачок – толкатель. Предусмотрен также расчет данных, необходимых для изготовления и контроля профиля кулачка с использованием различных кинематических схем.

Рассмотрим алгоритм формирования закона движения толкателя с учетом введения ограничения на первую производную перемещения толкателя. Участки AB_+ положительных и CB_- отрицательных значений второй производной образуются, начиная соответственно от точек A и C (рис. 1, *а*, *б*), в которых заданы начальные

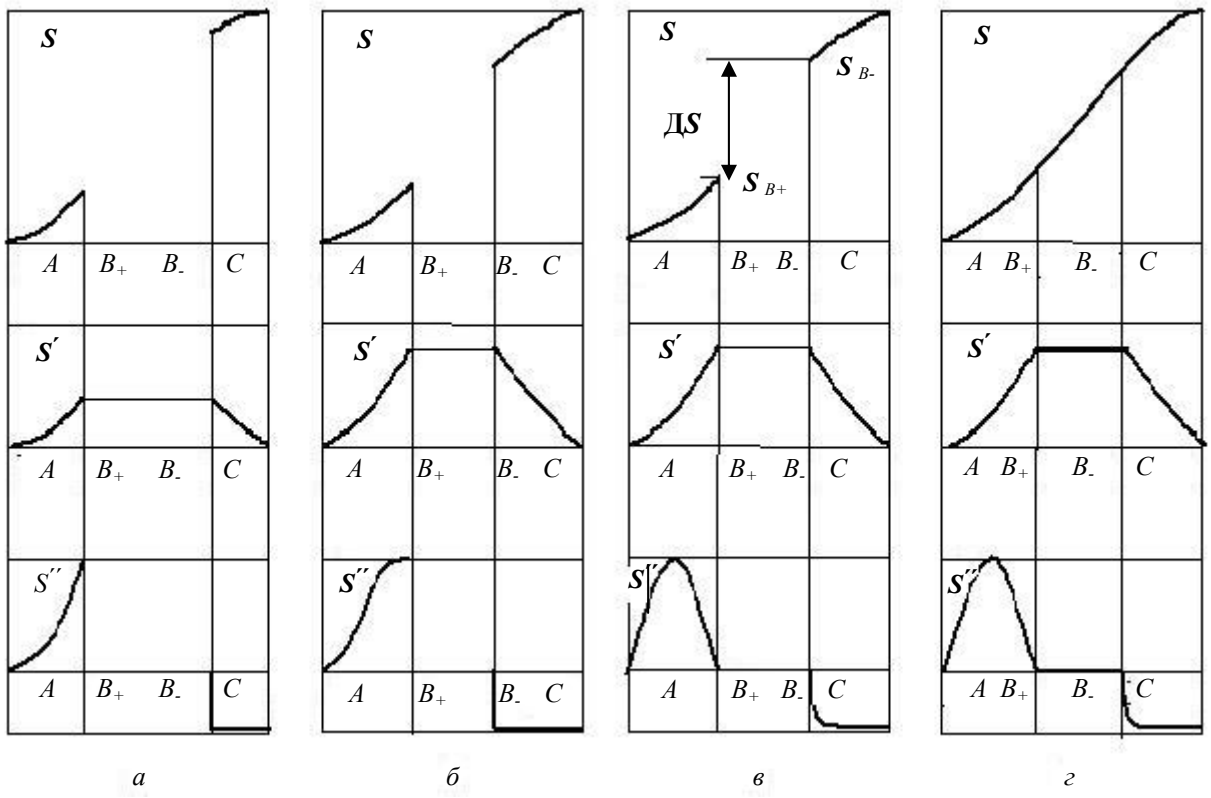


Рис. 1. Расчетная схема формирования закона движения толкателя с участком постоянной скорости

условия. Участки формируются одновременно пошагово при равенстве значений S' в текущих точках B_+ и $B_$ с требуемой степенью точности, определяемой величиной шага Дц, который может быть выбран достаточно малым. Значение S'' на каждом шаге выбираются максимальными по модулю, допускаемыми ограничениями на производные третьего и более высоких порядков, вычисляемые по формуле

$$S_i^{(k)} = \frac{S_i^{(k-1)} - S_{i-1}^{(k-1)}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}}, \qquad (1)$$

где $S_i^{(k)}$ – производная k-го порядка (k> 2) в i-й точке стыка отрезков; $S_i^{(k-1)}$ и $S_{i-1}^{(k-1)}$ – производные (k–1)-го порядка в i-й и (i–1)-й точках стыка отрезков; φ_i и φ_{i-1} – углы поворота кулачка в i-й и (i–1)-й точках стыка отрезков.

Величины S' и S в текущей точке определяются соотношением

$$S'_i = S'_{i-1} + \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} \cdot (S''_i + S''_{i-1}); \qquad (2)$$

$$S_i = S_{i-1} + \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} \cdot (S'_i + S'_{i-1}), \qquad (3)$$

где S''_i, S''_{i-1} – значения второй производной в i-й и (i–1)-й точках; S_i, S_{i-1} – значения перемещения толкателя в i-й и (i–1)-й точках.

Таким образом, зная на каждом шаге значения ускорения, скорости и перемещения толкателя, определяем по известным зависимостям [2] текущие значения ограничиваемых параметров, связанных с работоспособностью и надежностью МГР.

Если на текущем шаге невозможно удовлетворить ограничениям, осуществляется уменьшение модуля значения S'' на одном из предшествующих шагов, ближайших к текущему, причем это уменьшение должно допускаться имеющимися ограничениями на производные. Затем снова проверяется возможность формирования текущего шага, и эта процедура повторяется до тех пор, пока на текущем шаге не будет выбрано значение S'', удовлетворяющее ограничениям.

На рис. 1, *в*, видно, что при активном ограничении на первую производную перемещения толкателя на определенном этапе формирования закона движения толкателя производится уменьшение до нуля модулей значений S'' в точках B_+ и $B_$. При этом величины S' в точках B_+ и $B_$ равны максимально допустимому значению $S'_{\max}$ с требуемой точностью, определяемой значениями Дц и шагом коррекции ДS'', а величина S отличается на величину ДS раз-

ности между значениями перемещения толкателя в точках $B_{_}$ и B_{+}, т. е.

$$\Delta S = S_{B-} - S_{B+}, \qquad (4)$$

где S_{B-}, S_{B+} – значения перемещения толкателя в точках $B_{_}$ и B_{+} (рис. 1, *в*), определяемые по формуле (3).

Далее образуется участок постоянной максимальной скорости, где первая производная перемещения толкателя по углу поворота кулачка имеет максимально допустимое значение, а значение перемещения толкателя изменяется линейно (рис. 1, *г*).

Протяженность этого участка определяется по формуле

$$\varphi_0 = \frac{\Delta S}{S'_{\max}}, \qquad (5)$$

где $S'_{\max}$ – значение первой производной перемещения толкателя, задаваемое в исходных данных в качестве ограничения

В том случае, если ограничение на первую производную перемещения толкателя не является активным, то формирование профиля кулачка выполняется согласно алгоритму численного метода [1].

Рассмотрим некоторые результаты, полученные при формировании закона движения толкателя усовершенствованным численным методом.

Профилирование кулачка осуществлялось при следующих значениях параметров кулачкового привода: максимальное перемещение толкателя 10 мм. Заданная угловая протяженность участка подъема составляла 100° угла поворота кулачка с верхним выстоем толкателя. Величина ограничения выбрана исходя из требования по габаритным размерам тарелки плоского толкателя и составляет $S'_{\max}$ = = 12,8 мм/рад.

На рис. 2 приведены сравнительные характеристики двух законов движения толкателя. У кулачка с участком постоянной скорости максимальное смещение точки контакта от оси толкателя достигается ограничением на первую производную перемещения толкателя (кривые *1*).

В то же время у другого кулачка (кривые *2*) той же самой угловой протяжённости выполнение данного условия может быть достигнуто путем ужесточения ограничений на производные второго порядка и более высоких. Однако это снизит площадь под кривой перемещения толкателя (рис. 3).

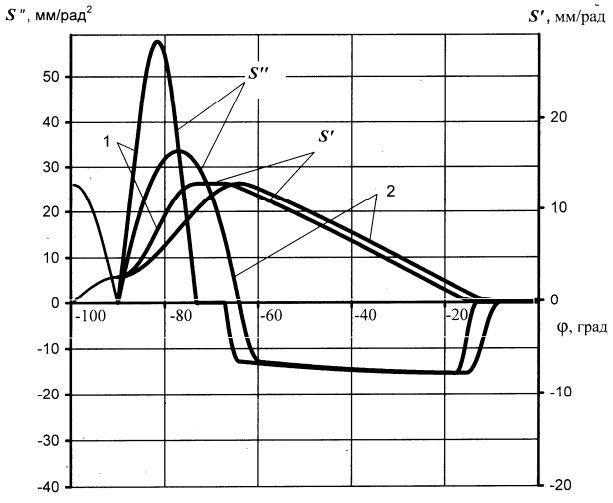


Рис. 2. Первая и вторая производные перемещения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка:
1 – кулачок с участком постоянной максимальной скорости;
2 – кулачок, спрофилированный численным методом

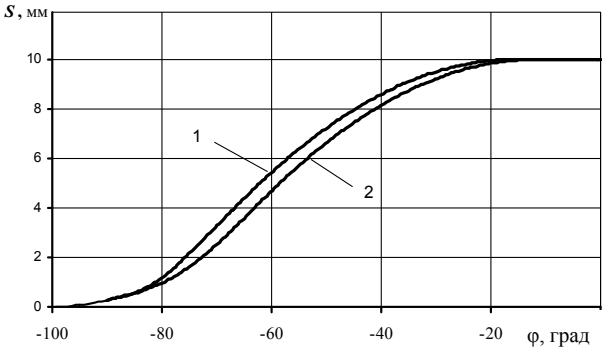


Рис. 3. Подъем толкателя с плоской тарелкой в зависимости от угла поворота кулачка:
1 – кулачок с участком постоянной максимальной скорости;
2 – кулачок, спрофилированный численным методом

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что использование усовершенствованного метода позволяет увеличить на 5 % площадь под кривой перемещения.

Аналогичные результаты были получены при ограничении первой производной для схемы с цилиндрическим толкателем с целью получения заданных значений угла давления в сопряжении. Кроме того, выполнено формирование закона движения толкателя плунжера ТНВД с ограничением на первую производную от его перемещения так (рис. 4), чтобы точки ГНН и ГКН находились на участке его постоянной максимальной скорости.

Таким образом, анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о том, что кулачок с участком постоянной максимальной скорости, спрофилированный усовершенствован-

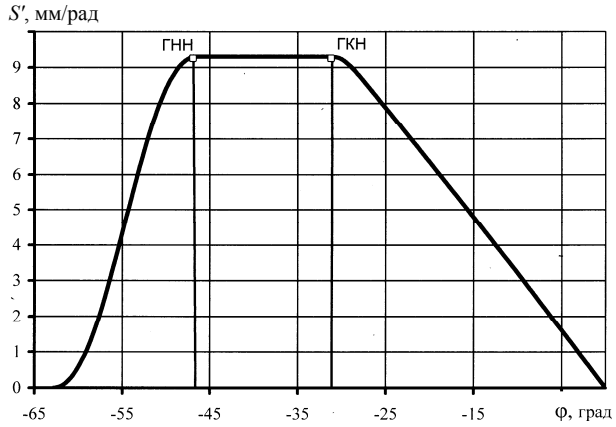


Рис. 4. Скорость перемещения толкателя топливного насоса в зависимости от угла поворота кулачка

ным численным методом, может дать ряд преимуществ. Удовлетворение требований по габаритным размерам тарелки поступательно движущегося плоского толкателя может быть достигнуто путем ограничения на первую производную его перемещения. С ужесточением этого ограничения уменьшается максимальное значение угла давления в сопряжении кулачок – толкатель при использовании толкателя с цилиндрической поверхностью контакта. Следует отметить, что использование получаемого кулачка с участком постоянной максимальной скорости в ТНВД будет способствовать повышению максимального давления впрыскивания вследствие того, что скорость перемещения плунжера будет максимальна на участке нагнетания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Васильев, А. В.* Численный метод профилирования кулачка / А. В. Васильев, Е. А Григорьев // Инженерный журнал. Справочник. – 2001. – № 10. – С. 26–30.

2. *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., ил.

3. *Корчемный, Л. В.* Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика / Л. В. Корчемный – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981.

4. *Файнлейб, Б. Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник / Б. Н. Файнлейб. – Л.: Машиностроение. ленингр. отд-ние, 1990. – 352 с.

УДК 532.527

А. Д. Грига, К. В. Худяков, М. В. Дьяков, В. О. Чиж

ОБОБЩЕНИЯ ЭМПИРИЧЕСКИХ ДАННЫХ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИХРЕВЫХ ТРУБ

Волгоградский государственный технический университет

В настоящее время не существует теоретически обоснованной методики проектирования вихревых труб (ВТ), так как нет гипотезы, непротиворечиво объясняющей процесс энергетического разделения сжатого воздуха в ВТ на холодную и горячую составляющие. ВТ конструируют на основании эмпирических методик, на основании длительного опыта их доводки. В таблице сведены результаты сопоставления эффективности ВТ, изготовленных в разное время разными исследователями. При этом ВТ может оказаться при определенных условиях более или менее "удачной". Для ВТ нельзя заранее сказать, насколько их эффективность будет изменяться при изменении того или иного конструктивного параметра, например, диаметра камеры энергетического разделения. В то же время различными исследователями накоплен немалый опыт конструирования ВТ и, что немаловажно, испытаний их эффективности. Анализ более чем 200 источников – докладов на конференциях "Вихревой эффект и его применение в технике" [1–4], позволил проанализировать эффективность предлагаемых исследователями ВТ. Задача сопоставить конструктивные параметры вихревых труб и показатели их эффективности осложняется тем, что если конструктивные (геометрические размеры) и режимные (давление на входе и выходе, степень расширения) параметры ВТ приводятся практически всеми исследователями, то ситуация с показателями эффективности не столь прозрачна и отражает объективные трудности, возникающие при желании конструкторов повысить КПД ВТ. Реальный КПД, как правило, сравнительно низок, и многие исследователи его не указывают, ограничиваясь данными по коэффициенту температурной эффективности η_t ; часто указывается абсолютное значение достигнутой разницы температуры ΔT_x. Выполненные обобщения многочисленных эмпирических данных в этом исследовании дают

возможность проектирования новых ВТ с лучшими энергетическими характеристиками. Предложен новый комплекс, учитывающий диаметр камеры энергетического разделения ВТ и степень расширения сжатого воздуха.

Среди конструктивных параметров были взяты следующие:

– диаметр камеры энергоразделения в сопловом сечении D_0, мм;

– относительный диаметр диафрагмы

$$\bar{D}_{\text{Д}} = D_{\text{д}} / D_0,$$

где $D_{\text{Д}}$ – диаметр диафрагмы, мм;

– относительная длина камеры энергоразделения, калибры

$$\bar{L} = L / D_0,$$

где L – длина камеры энергетического разделения, мм;

– относительная площадь сопла

$$\bar{F}_{\text{C}} = F_{\text{C}} / F_0,$$

где F_{C} – площадь сопла, мм^2;

– угол конусности камеры энергетического разделения α, град.

Из режимных параметров рассматривались доля холодного потока μ (или фиксированное значение, или диапазон) и степень расширения π – отношение полного давления сжатого газа на входе в сопло вихревой трубы к полному давлению на выходе (на "холодном конце") вихревой трубы. Последовательность перечисления работ – хронологическая.

Изготовленные и испытанные вихревые трубы отличаются разнообразием характеристик, однако есть тенденция придерживаться устоявшихся значений: например, относительный диаметр диафрагмы чаще всего $\bar{D}_{\text{Д}} = 0{,}5$; относительный диаметр сопла $\bar{F}_{\text{C}} = 0{,}1$, применяется одно сопло. Несмотря на то, что прямоугольное сопло более выгодно (отсутствуют потери на перестройку потока), наибольшее распространение имеют круглые сопла.

Сравнение вихревых труб разных исследователей

Авторы	π	μ	D_0	$\bar{D}_{\text{Д}}$	$\bar{L}$	$\bar{F}_{\text{C}}$	α	η_t	η	Примечание
Дыскин Л. М., Агафонов Б. А.	1,1	0,25–0,30	120 89	0,42 0,42	25	0,33 0,35		$\Delta T_x = 3$ °C $\Delta T_x = 6$°C	–	–
Дыскин Л. М., Крамаренко П. Т.	3 4 6	0,5 <0,45	10	0,38 0,48 0,5	9 30	0,109		$\Delta T_x = 20 – 40$ °C	–	–
Высочин В. А.		0,33 0,55 0,86	100	0,5	12,5	0,1		–	–	–
Борисенко А. И., Высочин В. А., Сафонов В. А.	4,9	≥0,1 0,3	55	0,5	14	0,1		0,15	–	Сопло прямоугольное, $h/b = 0{,}5$
Бирюк В. В.	3–4,5	1	30	0,5	24	0,1	3	3–6 %	–	–
Алексеев В. П., Азаров А. И., Анисимов А. В. и др.	5,1 3,0 1,9	1	5	0,64	16	0,104		$\Delta T_x = 23$ °C	–	–
Жидков М. А., Лейтес И. Л., Ахинян О. А. и др.	3,0 6,8	0,3	70	0,53		0,058 0,051		$\Delta T_x = 63$ °C	0,244	–
Комарова Г. А., Лейтес И. Л., Галич В. А. и др.	16	0,6	44	0,5	28,5	0,01		$\Delta T_x = 40 – 45$ °C	–	–
Воронин В. Г., Чижиков Ю. В., Левин В. П.	2-3	0,6	20	0,5	10	0,12	3	$\Delta T_x = 45$ °C	0,45	–

Продолжение табл.

Авторы	π	μ	D_0	$\bar{D}_Д$	$\bar{L}$	$\bar{F}_C$	α	η_t	η	Примечание
Колышев Н. Д., Бирюк В. В., Изаксон Г. С. и др.	1,5 – 7	0,2 0,5	30	0,5	9	0,1 0,3	3	0,9	–	3 сопла
Лепявко А. П., Поляков А. А.	3 5 8 12	0,3	42	0,52	12	0,1	4	0,55	–	Длина конической части 5 d
Штым А. Н., Упский В. А.	2–5	0–1	66	0,3–0,9	9 – 21	0,081– 0,155	–	–	–	–
Артамонов Н. А.	2 – 8	0,2	20 25	0,25 – 0,44		0,04 – 0,12	–	ΔT_x = 36 °C	0,41	–
Токарев Г. П., Гусев И. И.	4	0,2 – 0,5	8	0,16 0,20 0,25	9	0,087 0,105 0,115	–	ΔT_x = 40 ºC	–	–
Изаксон Г. С., Токарев Г. П.	2,85	0,8	8	0,44 0,50 0,70	9	0,06 0,08 0,10 0,13	–	–	–	–
Алексеев В. П., Азаров А. И., Кротов П. Е.	1,5 1,9 2,5 3,0	–	10	–	12	–	3	–	0,28	Конический участок 30 мм
Мошкарнев Л. М., Кузьмин С. И., Дмитриева Л. С.	1,8	0,13	150	0,27	17,3	0,63	–	ΔT_x = 5,8 ºC	–	Сопло прямоугольное h/b = 0,5
Лукачев С. В., Матвеев С. Г.	3	0,8	32	0,45	4-40	0,1	–	ΔT_x = 42 ºC	–	–
Курган А. А.	1,2; 3-6	1,0 0,8	25 31	–	13 10	0,069	2	ΔT_x = 28 ºC	–	Сопло прямоугольное h/b = 0,48
Кудрявцев В. М., Цыбров А. Ю.	6	0,3	8	–	9	0,1	–	ΔT_x = 60 ºC	–	
Юцкевич М. В.	6	0,65	14	0,67	9	–	–	ΔT_x = 28 ºC	–	Сопло прямоугольное h/b = 0,5
Мурашкин А. В., Новосельский Ю. А., Воробьев В. Н.	–	0,8	28	0,66	3 6 9	0,068	3	0,47	–	–
Метенин В. И., Князев А. Е., Арефьев С. Ф. и др.	–	0,35	42	–	3	–	3	0,20	–	–
Кузьмин А. А., Муратов С. О., Симоненко Ю. М.	5	–	25	–	5–15	–	–	0,26	–	–
Дыскин Л. М., Крамаренко П. Т.	5	0,2	3	0,53 0,50	60	0,07 0,09	–	0,36	–	Сопло прямоугольное h/b = 0,43

Окончание табл.

Авторы	π	μ	D_0	$\bar{D}_Д$	$\bar{L}$	$\bar{F}_C$	α	η_t	η	Примечание
Поляков А. А.	8–36	0,3	30	0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70	15	0,035 0,045 0,057 0,070 0,102	3,5º	0,50	–	–
Артамонов А. А., Абросимов Б. Ф.	2 – 3	0,3	40 21	–	3	0,07	–	ΔT_x = 28 ºС	–	–
Бобков А. Б.	4 6		20	0,7	20	0,065	3	ΔT_x = 25 ºС	–	–
Сафонов В. А., Круть А. А., Зильберварг Б. М.	7 6 4 4	0,40 0,45 0,45 0,45	5 10 15 20	0,58	14	0,183 0,112 0,152 0,111	3	ΔT_x = 29 ºС ΔT_x= 36 ºС ΔT_x = 40 ºС ΔT_x = 30 ºС	–	–
Токарев Г. П.	31	0,33		0,5	–	0,1	–	ΔT_x = 32 ºС	–	–
Круглов Д. Н.	–	0,45	12 16 20	–	–	0,14 0,16 0,12	–	ΔT_x = 30 ºС ΔT_x = 40 ºС ΔT_x = 42 ºС	0,24 0,26 0,24	–

До сих пор не была предпринята попытка увязать геометрические и режимные параметры ВТ в единый комплекс. Авторы предположили, что необходимо взять главный геометрический параметр ВТ D_0 и связать его с важным геометрическим параметром: степенью расширения π через соотношение

$$D_0\sqrt{1-\frac{1}{\pi^{\frac{K-1}{K}}}}, \qquad (1)$$

где K – показатель адиабаты. При этом достигается цель: получить универсальный параметр для ВТ, пропорциональный числу Рейнольдса до множителя $\frac{\varphi\sqrt{2C_PT^*}}{\nu}$, где φ = 0,94…0,98 – коэффициент скорости; T^*, К – полная температура сжатого воздуха; C_P = 1005 Дж/кг·К – удельная теплоемкость воздуха; ν, $м^2/с$ – коэффициент кинематической вязкости.

С целью обобщения зависимости КПД ВТ от таких важных параметров работы ВТ, как диаметр камеры энергоразделения D_0 и степени расширения π была построена регрессионная модель, описывающая поведение КПД как функции двух переменных. Функция КПД ВТ, зависящая от аргументов D_0 и π, имеет следующий вид:

$$\eta = 19,75 - 0,04D_0 - 0,331\pi - 0,009D_0\pi + \\ +0,0004D_0^2 + 0,018\pi^2, \%. \qquad (2)$$

Данная регрессионная модель не связана с конкретной ВТ и предсказывает на основании эмпирического опыта конструирования вихревых труб, каким может быть их КПД в диапазоне значений диаметра камеры энергетического разделения D_0 и степени расширения π, наиболее часто используемом исследователями.

Максимальному значению η_t соответствует

$$D_0\sqrt{1-\frac{1}{\pi^{\frac{K-1}{K}}}} = 26,34.$$

Следовательно, для каждого значения степени расширения π существует оптимальный D_0.

$$(D_0)_{опт} = \frac{26,34}{\sqrt{1-\frac{1}{\pi^{\frac{K-1}{K}}}}}.$$

Тогда каждому значению D_0 соответствует $\pi_{опт.}$

$$\pi_{опт} = \left[\frac{1}{1-\left(\frac{26,34}{D_0}\right)^2}\right]^{\frac{K}{K-1}}.$$

Таким образом, предложена регрессионная модель для описания характеристик ВТ, установлены оптимальные соотношения режимных и геометрических параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вихревой эффект и его применение в технике: материалы II Всесоюзной научно-технической конференции / Куйбышевский авиационный ин-т. – Куйбышев, 1976. – 274 с.

2. Вихревой эффект и его применение в технике: материалы III Всесоюзной научно-технической конференции / Куйбышевский авиационный ин-т. – Куйбышев, 1981. – 446 с.

3. Вихревой эффект и его применение в технике: материалы IV Всесоюзной научно-технической конференции / Куйбышевский авиационный ин-т. – Куйбышев, 1984. – 285 с.

4. Вихревой эффект и его применение в технике: материалы VI Всесоюзной научно-технической конференции / Самарский гос. аэрокосмический ун-т. – Самара, 1992. – 224 с.

УДК 697.3 + 658.264

А. М. Ларцев, А. В. Курапин

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБСЛЕДОВАНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Волгоградский государственный технический университет

Вопросы энергоэффективности и энергосбережения в последнее время приобрели огромное значение. В связи с повышением трудозатрат на добычу, переработку и транспортировку топливно-энергетических ресурсов (ТЭР), а также с уменьшением их запасов растут тарифы на энергоносители, поэтому остро ставится вопрос их экономии и рационального использования. Для решения этих вопросов, а также для повышения эффективности производства и улучшения экологической обстановки проводятся энергетические обследования промышленных предприятий. В процессе энергообследований оценивается техническое состояние энергосистемы предприятия, выявляются резервы экономии ТЭР, предлагаются организационно-технические мероприятия по энергосбережению, а также составляется энергетический паспорт предприятия.

В Волгоградском государственном техническом университете, начиная с 2000 года, энергообследованиями занимается особое структурное подразделение – Региональный центр энергосбережения (РЦЭ).

Методика проведения энергообследований регламентирована нормативными документами [1,2] и методической литературой [3,4]. На основе этих документов и обобщения имеющегося опыта в РЦЭ принят следующий порядок проведения энергообследований.

1. Знакомство с предприятием. На этом этапе проводятся:

• сбор первичной информации о годовом выпуске основной и дополнительной продукции, годовом потреблении и расходе энергоресурсов по предприятию в целом и в разрезе внутрипроизводственных и хозяйственных подразделений; выявление энергетической составляющей в себестоимости продукции и т. д.;

• оценка стоимости энергоресурсов для предприятия за год и по месяцам, тарифов по видам энергоресурсов, показателей энергопотребления в существующих формах статистической и внутрипроизводственной отчетности;

• знакомство со схемами систем энергоснабжения предприятия в целом и отдельных его подразделений (цехов, участков), из которых видно распределение видов энергоносителей (количество, параметры и т. п.), и можно определить объекты, имеющие коммерческий учет расхода энергоносителей, а также объекты, имеющие внутрипроизводственный учет;

• оценка состояния учета и нормирования расхода тепловой и электрической энергии с проверкой актов о поверке приборов учета, уровня автоматизации работы энергопотребляющего оборудования и оснащенности его приборами контроля режимно-технологических параметров;

• знакомство с технической документацией (эксплуатационные журналы, регламенты, проектная документация, паспорта на оборудование, графики загрузки оборудования и т. п.);

• проверка наличия паспортов на энергоемкое оборудование, вентсистемы, результатов проведения их балансовых испытаний и контрольных замеров;

• проверка наличия энергетического паспорта предприятия и дата его составления (обновления), наличия отчетности по энергобалансу предприятия, цехов.

2. Обследование предприятия, которое включает в себя:

• обследование технологических линий и ознакомление с технологическими процессами; для каждого элемента техпроцесса определяются потоки энергоресурсов, сырья, продукции, промышленных стоков и потерь;

• обследование систем потребления энергоресурсов на внепроизводственные цели (отопление, водоснабжение и т. п.);

• обследование систем распределения и преобразования энергоресурсов;

• обследование технического состояния зданий и сооружений.

3. Анализ полученной информации:

• определение наиболее крупных потребителей энергоресурсов и определение их доли в общем потреблении на основе показаний приборов учета; в случае отсутствия на предприятии необходимых приборов учета применяется переносное контрольно-измерительное оборудование лаборатории энергоаудита РЦЭ;

• анализ распределения потребления каждого энергоресурса по основным потребителям (разработка энергетических балансов);

• выявление причин и источников нерационального использования и потерь энергоресурсов.

4. Разработка энергосберегающих проектов:

• составление списка всех потребителей каждого энергоресурса, по которым имеются предполагаемые энергосберегающие мероприятия;

• обобщение всей имеющейся информации по данным потребителям;

• составление списка всех возможных энергосберегающих проектов;

• составление технико-экономического обоснования проектов с определением срока окупаемости;

• выбор наиболее оптимального энергосберегающего проекта.

5. Составление отчета и энергетического паспорта.

На основании проведенных энергообследований различных предприятий можно перечислить основные причины нерационального использования и потерь энергоресурсов.

В системах теплопотребления предприятий это:

– отсутствие технического учета расхода энергоресурсов на теплоисточнике (в котельных) и по цехам и участкам предприятий;

– неудовлетворительное состояние теплоизоляции ограждающих конструкций и оборудования систем теплоснабжения;

– завышенная подача теплоносителя на калориферы и пароводяные теплообменники в паровых системах теплопотребления;

– отсутствие возврата конденсата в котельную в паровых системах отопления;

– нарушение гидравлического и теплового режимов функционирования водяных систем теплопотребления и воздушно-отопительных агрегатов;

– отсутствие регулирующей арматуры в системах отопления;

– неупорядоченная подача теплоносителя в технологические установки в соответствии с режимом их работы и видом продукции.

В системах электропотребления предприятий это:

– отсутствие технического учета расхода электроэнергии по цехам и участкам предприятий;

– неполная загрузка силового электрооборудования, что ведет к снижению его КПД и коэффициента мощности cos φ;

– неравномерное распределение нагрузки по фазам;

– отсутствие компенсации реактивной мощности;

– нерациональное освещение территории, отсутствие автоматики включения-выключения наружного освещения, использование неэкономичных ламп.

Рекомендации, разрабатываемые по результатам проведенных энергообследований, позволяют в значительной мере снизить потери энергоресурсов, вызванные указанными выше причинами.

Сотрудниками РЦЭ проведены энергообследования таких предприятий, как ОАО "Волгограднефтемаш", база сжиженного газа "СГ-Транс", ЗАО "Хлеб" и других. При этом использовалась методика, представленная в данной статье. Результаты проведенных энергообследований говорят о том, что методику их проведения, принятую в РЦЭ, можно рекомендовать к использованию всем организациям, занимающимся этим видом деятельности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Правила проведения энергетических обследований: утвержд. 25.03.98 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.minprom.gov.ru.

2. Рекомендации по проведению энергетических обследований (энергоаудита): утвержд. приказом Минпромэнерго РФ № 141 от 04.07.06. [Электронный ресурс]]. – Режим доступа: http://www.minprom.gov.ru.

3. Методика проведения энергетических обследований (энергоаудита) бюджетных учреждений. РД.34.01-00. Нижний Новгород, 2000. – 195 с.

4. *Фокин, В. М.* Основы энергосбережения и энергоаудита / В. М. Фокин. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 256 с.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий, А. В. Курапин

К ИССЛЕДОВАНИЮ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Волгоградский государственный технический университет

Топливоподающая аппаратура (ТА) дизеля рассматривается как элемент системы автоматического регулирования (САР) двигателя. В этом случае для построения переходного процесса исследуется изменение выходной координаты ТА при воздействии входных координат.

При любой конструкции элемента, принципа его действия и физических процессов, протекающих в нем, его динамические свойства могут быть описаны некоторым ограниченным числом типов дифференциальных уравнений порядка не выше второго. Для описания формы записи дифференциального уравнения сопоставляют амплитудно-фазовую частотную характеристику (АФЧХ) элемента с АФЧХ других, хорошо изученных элементов САР. Так было получено известное дифференциальное уравнение ТА [1]:

$$T_{\text{Т}}^2 \frac{\mathrm{d}^2 q}{\mathrm{d}t^2} + T_{\text{К}} \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t} + K_q q = \psi + \Theta_\varphi \cdot \varphi, \qquad (1)$$

где $T_{\text{Т}}$, $T_{\text{к}}$, K_q, Θ_φ – коэффициенты дифференциального уравнения, имеющие следующие наименования и размерность: $T_{\text{Т}}$ – время топливоподающей аппаратуры, с.; $T_{\text{к}}$ – время катаракта, с.; K_q – коэффициент самовыравнивания; Θ_φ – коэффициент усиления по угловой скорости; ψ, φ – входные координаты ТА, q – выходная координата ТА; $\psi = \Delta h / h$, где Δh – перемещение рейки, вызывающее переходный процесс; h – положение рейки в равновесном режиме, предшествующем переходному процессу; $\varphi = \Delta\omega / \omega$, где $\Delta\omega$ – изменение частоты вращения валика насоса вызывающее переходный процесс; ω – частота вращения в равновесном режиме, предшествующем переходному процессу; $q = \Delta Q_{\text{ц}} / Q_{\text{ц}}$, где $\Delta Q_{\text{ц}}$ – изменение цикловой подачи за время переходного процесса; $Q_{\text{ц}}$ – цикловая подача в равновесном режиме, предшествующем переходному процессу.

Решение уравнения (1) дает возможность построить переходные процессы в ТА, то есть определить изменение цикловой подачи топлива во времени и выявить реакцию элемента на внешние воздействия.

Коэффициенты уравнения (1) определяются на основе анализа АФЧХ, полученных экспериментальным или расчетным путем [1]. При этом нет возможности оценить влияние конструктивных и регулировочных параметров ТА на качество ее переходных процессов. В работах [2], [3] показана возможность такой оценки путем выражения коэффициентов уравнения (1) через конструктивные и регулировочные параметры ТА.

Внешние (возмущающие) воздействия, действующие на ТА, представляют собой непрерывные случайные функции времени. Закон изменения этих функций трудно предугадать. Чтобы обойти эту трудность принципиального характера, при исследовании САР используют типовые законы изменения внешних воздействий, в качестве которых принимают или наиболее вероятный, или наиболее неблагоприятный характер возмущений.

Наиболее часто при исследованиях используют единичные возмущения типа единичного скачка и гармонические (постоянно действующие) вида:

$$f(t) = A \cdot \cos(\omega t), \qquad (2)$$

При единичном скачке рейка топливного насоса, например, перемещается из положения

h_0 (холостой ход) до положения $h_{ном}$ (номинальный режим). Относительное единичное возмущение

$$F(t) = 1(t) = \Delta h / h_{ном}, \qquad (3)$$

так как $\Delta h = h_{ном} - h_0 = h_{ном} - 0$.

Использование относительного единичного возмущения позволяет получить решение при любом возмущении, отличном от единичного, что достигается умножением полученного решения на действительное возмущающее воздействие.

Из-за инерционности перемещающихся деталей возмущение (скачок) реализуется не мгновенно, а в течение интервала $-\varepsilon < t < +\varepsilon$, где ε – некоторая положительная величина. При выполнении идеального условия ($\varepsilon \to 0$) момент возникновения возмущения ($t = 0$), по существу, делится на две части: $t = -0$ – непосредственно перед возмущением и $t = +0$ – сразу же после возмущения. Это важно учитывать при задании начальных условий переходного процесса.

Дифференциальное уравнение (1), в соответствии с принципом суперпозиции, можно заменить совокупностью двух линейных дифференциальных уравнений с одной входной координатой каждое:

$$T_T^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + T_K \frac{dq}{dt} + K_q q = \psi; \qquad (4)$$

$$T_T^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + T_K \frac{dq}{dt} + K_q q = \Theta_\varphi \cdot \varphi. \qquad (5)$$

При скачкообразном изменении положения рейки топливного насоса, когда $\Delta\omega = 0$ (угловая скорость валика не меняется), выполняется условие:

$$\left.\begin{array}{l} \psi = 0 \text{ при } t < 0; \\ \psi = \psi_0 \text{ при } t \geq 0. \end{array}\right\} \qquad (6)$$

Уравнение (4), описывающее в этом случае процессы в ТА, является неоднородным (с правой частью) линейным дифференциальным уравнением второго порядка. Его решение находят в виде алгебраической суммы решений: общего решения однородного дифференциального уравнения

$$T_T^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + T_K \frac{dq}{dt} + K_q q = 0 \qquad (7)$$

и частного решения неоднородного уравнения:

$$T_T^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + T_K \frac{dq}{dt} + K_q q = \psi_0. \qquad (8)$$

Общее решение однородного уравнения является алгебраической суммой частных его решений. Эйлер, основываясь на свойстве пропорциональности экспоненты своим производным, предложил частные решения однородного уравнения искать в виде:

$$q = C \cdot e^{Pt}, \qquad (9)$$

где P – постоянная, которую необходимо подобрать; C – произвольная постоянная.

При подстановке выражения (9) в (7) получим:

$$Ce^{Pt}\left[T_O^2 \cdot p^2 + T_{\hat{e}} \cdot p + K_q\right] = 0; \qquad (10)$$

так как $Ce^{Pt} \neq 0$, то

$$T_к \cdot p^2 + T_к \cdot p + K_q = 0. \qquad (11)$$

Выражение (11) называют характеристическим уравнением однородного уравнения (7). Решение характеристического уравнения представляется в виде:

$$P_{1,2} = -\frac{T_к}{2T_T^2} \pm \sqrt{\frac{T_к^2}{4T_T^4} - \frac{K_q}{T_T^2}}. \qquad (12)$$

Если корни характеристического уравнения действительные отрицательные, что может быть при выполнении условия

$$\frac{T_к^2}{4T_T^4} > \frac{K_q}{T_T^2}, \qquad (13)$$

то имеем два частных решения уравнения (7):

$$q_1 = C_1 e^{P_1 t}; \quad q_2 = C_2 e^{P_2 t}. \qquad (14)$$

При этом переходный процесс будет иметь апериодический характер, то есть изменение выходной координаты будет происходить без колебаний.

Теперь общее решение уравнения (7) имеет вид:

$$q_1 = C_1 e^{P_1 t} + C_2 e^{P_2 t}. \qquad (15)$$

Правая часть неоднородного уравнения (4) является постоянной величиной, поэтому нетрудно найти его частное решение вида $q = B = \text{const}$. Подставляя в (4), получим:

$$K_q \cdot B = \psi_0, \text{ т. е. } B = \psi_0 / K_q. \qquad (16)$$

Теперь общее решение дифференциального уравнения запишется следующим образом:

$$q = \frac{\psi_0}{K_q} + C_1 e^{P_1 t} + C_2 e^{P_2 t}. \qquad (17)$$

При определенном сочетании параметров ТА, когда выполняется условие

$$\frac{T_к}{2T_т^2} < \frac{K_q}{T_T^2}, \qquad (18)$$

корни характеристического уравнения будут комплексными сопряженными числами (числа отличаются только знаками мнимой части)

$$P_{1,2} = -\alpha \pm iB; \qquad (19)$$

$$\alpha = T_к / 2T_Т^2. \qquad (20)$$

Переходный процесс при этом будет иметь колебательный характер с частотой колебаний

$$\beta = \sqrt{\frac{K_q}{T_Т^2} - \frac{T_к^2}{4T_Т^2}}. \qquad (21)$$

Общее решение уравнения (4) будет иметь вид:

$$q = \frac{\psi_0}{K_q} + C_1 e^{(\alpha+i\beta)t} + C_2 e^{(\alpha-i\beta)t}, \qquad (22)$$

или

$$q = \frac{\psi_0}{K_q} + e^{-\alpha t}\left(C_1 e^{i\beta t} + C_2 e^{-i\beta t}\right). \qquad (23)$$

Выражение (23) применимо, но оно неудобно для решения технических задач, так как содержит комплексные числа. Используем формулы Эйлера:

$$e^{i\beta t} = \cos\beta t + i\cdot\sin\beta t; \qquad (24)$$

$$e^{-i\beta t} = \cos\beta t - i\cdot\sin\beta t. \qquad (25)$$

Теперь выражение (22) запишется так:

$$q = \psi_0 / K_q + \\ + e^{-\alpha t}\left[\left(C_1 + C_2\right)\cos\beta t + i\left(C_1 - C_2\right)\sin\beta t\right]. \qquad (26)$$

Для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 в последнем уравнении необходимо знать два начальных условия.

Воспользуемся выражением (17), являющимся общим решением неоднородного дифференциального уравнения (4). При $t = 0$ и $q = 0$ получим:

$$C_1 + C_2 = -\frac{\psi_0}{K_q}. \qquad (27)$$

Тогда скорость изменения цикловой подачи топлива определится так:

$$\mathrm{d}q / \mathrm{d}t = C_1 e^{P_1 t}\cdot P_1 + C_2 e^{P_2 t}\cdot P_2. \qquad (28)$$

При $t = 0$ и $\mathrm{d}q/\mathrm{d}t = 0$, имеем

$$C_1 \cdot P_1 + C_2 \cdot P_2 = 0. \qquad (29)$$

Решая совместно уравнения (27) и (29), получим:

$$C_1 = -\frac{\psi_0}{K_q}\cdot\frac{P_2}{P_2 - P_1}; \qquad (30)$$

$$C_2 = \frac{\psi_0}{K_q}\cdot\frac{P_1}{P_2 - P_1}. \qquad (31)$$

Подстановка значений C_1 и C_2 в выражения (17) и (26) с учетом (19) дает:

– в случае действительных отрицательных корней характеристического уравнения

$$q = \frac{\psi_0}{K_q}\left(1 - \frac{P_2}{P_2 - P_1}e^{P_1 t} + \frac{P_1}{P_2 - P_1}e^{P_2 t}\right), \qquad (32)$$

– при комплексных сопряженных корнях характеристического уравнения

$$q = \frac{\psi_0}{K_q}\left[1 - e^{-\alpha t}\left(\cos\beta t + \frac{\alpha}{\beta}\sin\beta t\right)\right]. \qquad (33)$$

При скачкообразном изменении частоты вращения валика топливного насоса, когда $\Delta h = 0$ (положение рейки насоса не изменяется), выполняется условие:

$$\left.\begin{array}{l}\varphi = 0 \text{ при } t < 0;\\ \varphi = \varphi_0 \text{ при } t \ge 0\end{array}\right\} \qquad (34)$$

Аналогичные предыдущим рассуждения приводят к двум решениям (общим интегралам) уравнения (5):

– в случае действительных отрицательных корней характеристического уравнения

$$q = \frac{\theta_\varphi\cdot\varphi_0}{K_q}\left(1 - \frac{P_2}{P_2 - P_1}e^{P_1 t} + \frac{P_1}{P_2 - P_1}e^{P_2 t}\right); \qquad (35)$$

– при комплексных сопряженных корнях характеристического уравнения

$$q = \frac{\theta_\varphi\cdot\varphi_0}{K_q}\left[1 - e^{-\alpha t}\left(\cos\beta + \frac{\alpha}{\beta}\sin\beta t\right)\right]. \qquad (36)$$

Для получения переходного процесса, описываемого дифференциальным уравнением (1), необходимо алгебраически просуммировать по времени процессы, протекающие в ТА за счет перемещения рейки насоса и за счет изменения угловой скорости валика насоса. Это соответствует принципу суперпозиции (раздельное изучение возмущающих воздействий). В случае больших возмущений уравнение (1) неприменимо, так как представляется в виде нестационарного, и коэффициенты уравнения непрерывно меняются в зависимости от перемещения рейки или изменения скорости вращения валика насоса.

На кафедре "Автотракторные двигатели" ВолгГТУ разработан алгоритм расчета коэффициентов дифференциального уравнения ТА (1) с использованием их выражений через конструктивные и регулировочные параметры ТА и построения переходного процесса (рис. 1).

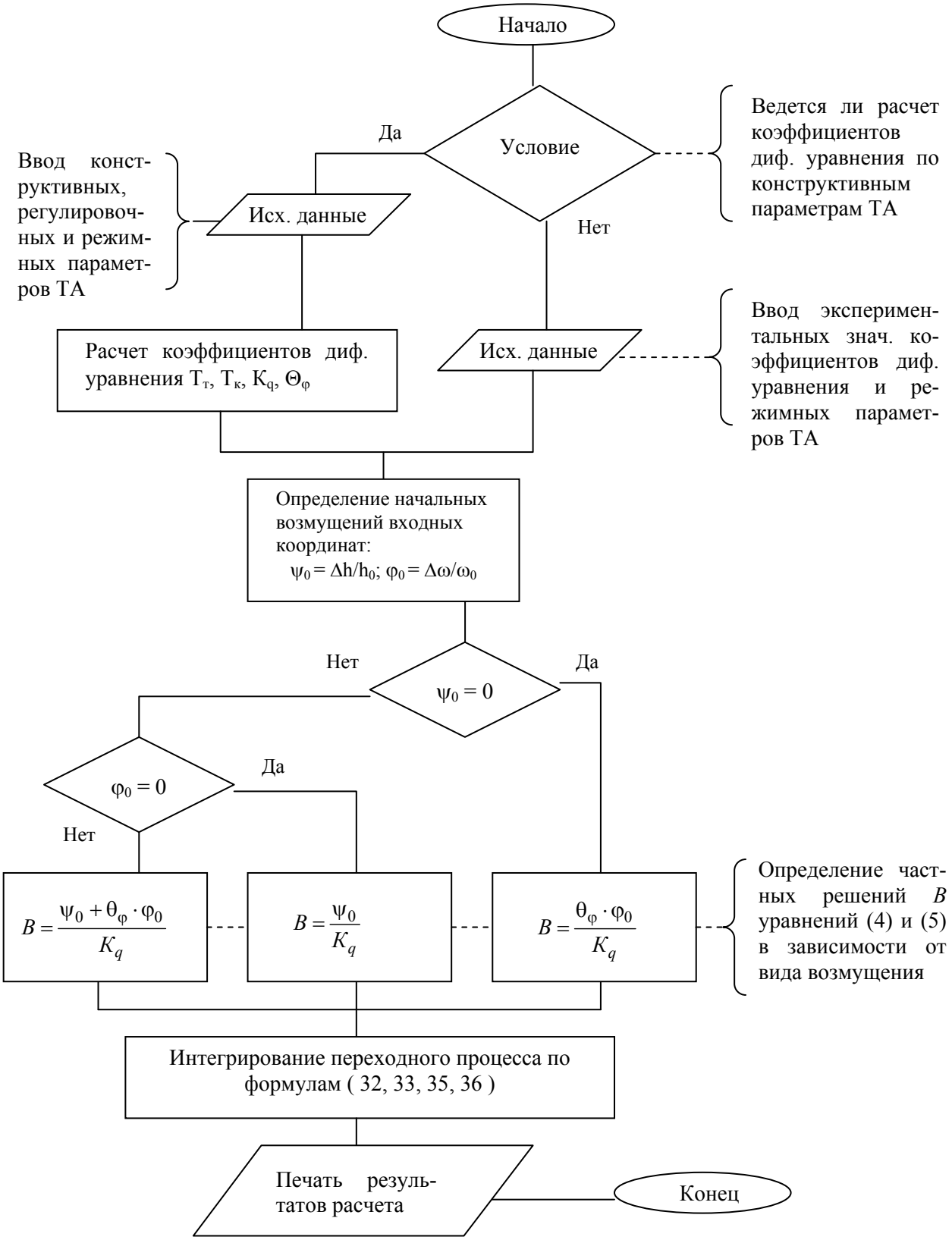


Рис. 1. Алгоритм расчета коэффициентов дифференциального уравнения ТА и построения ее переходного процесса

Разработана компьютерная программа. Рассчитаны коэффициенты уравнения (1) для топливной аппаратуры с ТНВД УТН-5. Получены также коэффициенты уравнения (1) экспериментальным способом, для чего строились и анализировались АФЧХ [4]. Построены кривые переходных процессов.

Моделировался переходный процесс, вызванный скачкообразным перемещением рейки при неизменной частоте вращения вала насоса, равной 1000 мин$^{-1}$. Рейка перемещалась из положения 7 мм в положение 8 мм. Полученные переходные процессы показаны на рис. 2. Время переходного процесса при использовании расчетных коэффициентов составило 0,42 с.

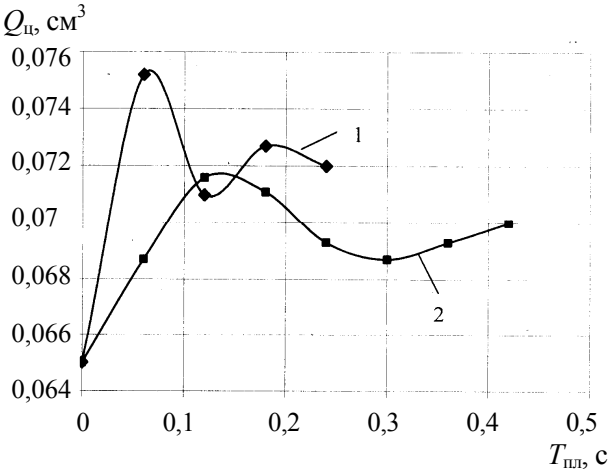


Рис. 2. Переходные процессы ТА дизеля с ТНВД УТН-5: *1* – экспериментальные коэффициенты; *2* – расчетные коэффициенты

Проведены натурные эксперименты с ТНВД УТН-5. Моделировался переходный процесс при скачкообразном перемещении рейки и постоянной частоте вращения вала насоса на безмоторном стенде КИ-15716. Рейка перемещалась специальным приспособлением с пружинами различной жесткости, время "скачка" изменялось от 0,03 до 0,1 с. Продолжительность переходного процесса оценивалась по изменению и стабилизации величины максимального давления топлива в каждом цикле. Давление фиксировалось на ленте осциллографа. Эксперименты показали, что при различных значениях наброса нагрузки (от 30 до 70 % от номинальной) максимальное давление топлива неизменно стабилизировалось через 5–7 циклов, считая с момента начала перемещения рейки. Таким образом, при частоте вращения валика насоса 1000 мин$^{-1}$ время переходного процесса составляет 0,3–0,42 с. Это означает, что результаты расчета переходного процесса по уравнению (1) с использованием расчетных коэффициентов в первом приближении можно считать верными. Меньшее время переходного процесса (0,24 с) при расчете с использованием экспериментальных коэффициентов можно объяснить трудоемкостью метода построения АФЧХ и погрешностями при измерении амплитуд и фазовых сдвигов входных и выходных координат.

Таким образом, расчет переходных процессов ТА дизеля с использованием расчетных коэффициентов позволит с достаточной точностью оценить влияние на эти переходные процессы конструктивных и регулировочных параметров топливоподающей аппаратуры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Крутов, В. И.* Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект/ В. И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1978. – 471 с.

2. *Волков, А. А.* Топливоподающая аппаратура как элемент системы автоматического регулирования дизеля: дис…. канд. техн. наук / А. А. Волков – М., 1972. – 234 с.

3. *Комаров, Г. А.* Исследование статических и динамических свойств топливоподающей аппаратуры дизеля: дис…. канд. техн. наук / Г. А. Комаров. – М., 1970. – 204 с.

4. *Курапин, А. В.* Переходные процессы в топливоподающей аппаратуре дизелей: дис…. канд. техн. наук; защищена 28.05.99: утв. 15.10.99 / А. В. Курапин. – Волгоград, 1999. – 262 с.

УДК 62-82/86-52

С. В. Солоденков, К. И. Лютин

К ВОПРОСУ СНАБЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОСИСТЕМ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ПЕРЕМЕННЫМ ТОКОМ ПОСТОЯННОЙ СТАБИЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ

Волгоградский государственный технический университет
Российский государственный университет туризма и сервиса

Известно, что электросистемы переменного тока обладают большей надежностью и имеют лучшие габаритно-массовые показатели по сравнению с системами постоянного тока. Поэтому снабжение электроагрегатов и приборов наземных транспортных машин переменным

током стабильной частоты является актуальной задачей.

Для привода генератора, вырабатывающего переменный ток, нельзя использовать обычный вал отбора мощности от единого двигателя наземной машины, так как вал двигателя в процессе работы изменяет частоту вращения в довольно широком диапазоне. Работа генератора осуществляется через так называемые системы постоянной частоты вращения (СПЧВ). Эти системы позволяют поддерживать постоянство частоты вращения своего выходного вала, связанного с генератором, во время изменения режима работы двигателя транспортного средства.

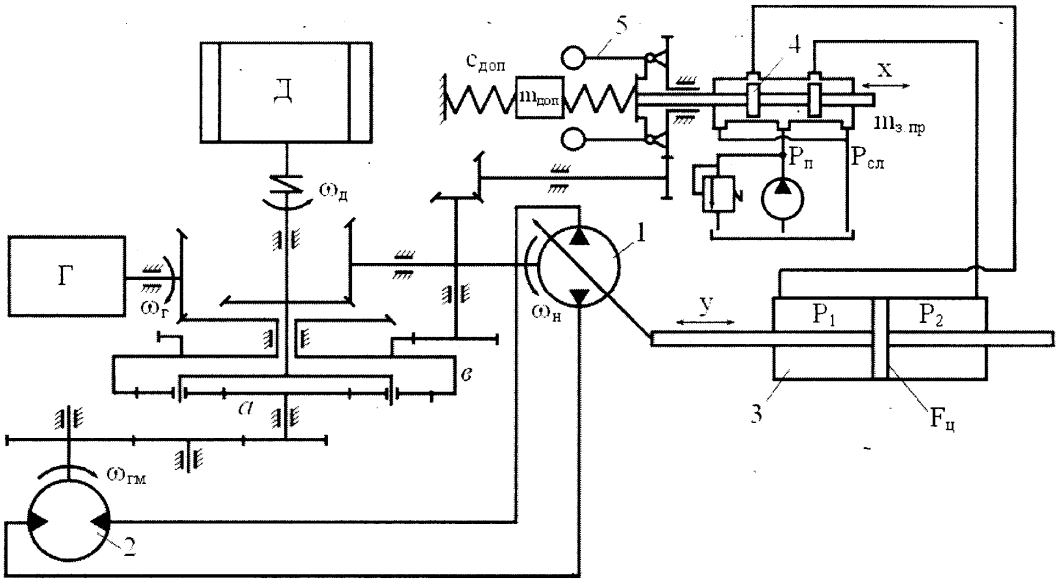
Сейчас СПЧВ для наземных машин, работающие с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) не выпускаются. Однако эта задача решена в авиации и на железнодорожном транспорте, где созданы работоспособные СПЧВ пневматического, гидравлического и механического типов. Наиболее распространены двухпоточные и гидромеханические СПЧВ (ГСПЧВ).

Схема гидромеханической системы постоянной частоты вращения, разработанной для наземной машины аналогично авиационным, показана на рисунке. Система состоит из гидромеханической передачи, которая связывает вал ДВС наземной машины с валом генератора, и включает планетарный редуктор, регулируемый насос *1* и гидромотор *2*. Подача насоса *1* регулируется гидравлическим контуром управления. Контур управления содержит управляющий золотник *4* (ЗУ), соединенный с центробежным маятником *5* (ЦМ), и гидроцилиндр управления *3* (ГЦУ).

При отклонении частоты вращения вала генератора $\omega_г$ от заданной, за счет изменения частоты вращения вала двигателя $\omega_д$, контур управления изменяет подачу насоса 1 и, следовательно, передаточное отношение всей гидромеханической передачи. Таким образом, восстанавливается заданная частота вращения генератора.

Как показали испытания опытных образцов, такая система, хорошо отработанная в авиации и на железнодорожном транспорте, на наземной машине оказывается неработоспособной. Это приводит к тому, что при разгоне двигателя (например, при переключении передачи) от $\omega_{дmin} = 83{,}8\ с^{-1}$ до $\omega_{дmax} = 261{,}8\ с^{-1}$ за время, равное 1,2 − 2 с, в системе появляются незатухающие автоколебания, которые приводят к недопустимым изменениям частоты вращения вала генератора. Необходимо отметить, что изменения нагрузки генератора практически не отражаются на процессе регулирования, т. е. основным возмущением является $\omega_д$. Таким образом, необходим ряд мер по увеличению запаса устойчивости ГСПЧВ при использовании его на наземных машинах.

При исследовании ГСПЧВ на устойчивость принимались следующие допущения. Вследствие высокой герметичности гидромашин в объемном регулируемом гидроприводе, который является объектом регулирования, можно предположить, что утечки и перетечки рабочей



Гидрокинематическая схема ГСПЧВ с динамическим гасителем колебаний для наземной транспортной машины

жидкости в них равны нулю [1,2]. Кроме того, при высоком качестве прокачки и хорошем вакуумировании рабочую жидкость в первом приближении можно считать практически не сжижаемой.

При этих допущениях линеаризованная математическая модель ГСПЧВ представляет собой систему четырех уравнений:

$$\left.\begin{aligned} & m_{\text{ç.ï ð}}\Delta\ddot{x} + \nu\Delta\dot{x} + F_{\text{p}}\Delta x = k^{\text{ë}}_{\omega_{\text{ä}}}\Delta\omega_{\text{ã}}; \\ & k^{\text{ë}}_{x}\Delta x = F_{\text{ê}}\Delta\dot{y} + \frac{V_0}{2E}\Delta\dot{p}_{\text{í}}; \\ & m_{\text{ï}}\Delta\ddot{y} + k^{\text{ë}}_{\text{òð}}\Delta\dot{y} - F_{\text{ö}}\Delta p_{\text{í}} = 0; \\ & \frac{q_{\text{ã.ì}}\, i^{h}_{ab} i_{\text{ã.ì .a}}}{2\pi i_{\text{ãb}}}\Delta\omega_{\text{ã}} = \frac{q_{\text{í}}\, i_{\text{í .ä}}}{2\pi l}\omega_{\text{ä}_0}\Delta y - \frac{q_{\text{ã.ì}}\, i^{b}_{ah} i_{\text{ã.ì .a}}}{2\pi}\Delta\omega_{\text{ä}}. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Здесь коэффициенты при отклонении переменных (Δx, $\Delta\omega$, Δy, $\Delta p_{\text{н}}$, $\Delta\omega_{\text{д}}$) представляют собой реальные параметры ГСПЧВ, а $k^{\text{л}}$ – коэффициенты линеаризации нелинейных функций в исходных уравнениях (обозначения коэффициентов см. в [1]).

Следует отметить, что коэффициент

$$k^{\text{ë}}_{\text{òð}} = 4Ð_{\text{òð}} / \left(\pi a_{\dot{y}}\omega\right) \quad (2)$$

получен методом гармонической линеаризации приведенной силы сухого трения в ГЦУ. Величины ω и $a_{\dot{y}}$ являются частотой и амплитудой скорости возможных колебаний штока ГЦУ.

После преобразования уравнений по Лапласу при нулевых начальных условиях и исключения изображений всех отклонений, кроме возмущения $\Delta\omega_{\text{д}}(s)$ и выходной величины $\Delta\omega_{\text{г}}(s)$, система (1) сводится к одному уравнению:

$$\Delta\omega_{\text{ã}}(s)\frac{k_{\text{ð}}k_{\text{î .ðó}}}{(Ò^2_{\text{ê}}s^2 + 2\zeta_{\text{ð}}T_{\text{ð}}s + 1)T_{\text{ê}}s(T^2_{\text{ö}}s^2 + 2\zeta_{\text{ö}}T_{\text{ö}}s + 1)} - \\ -\Delta\omega_{\text{ã}}(s) = k_{\text{î .ð}\omega_{\text{ã}}}\Delta\omega_{\text{ä}}(s) \quad (3)$$

где $T_{\text{к}}$, $T_{\text{ц}}$, $T_{\text{р}}$ − постоянные времени гидравлического контура управления, ГЦУ и центробежного регулятора; $\zeta_{\text{ц}}$, $\zeta_{\text{р}}$ − коэффициенты относительного демпфирования ГЦУ и центробежного регулятора; $k_{\text{р}}$, $k_{\text{о.ру}}$, $k_{\text{о.р}a_{\text{ä}}}$ − коэффициенты передачи регулятора и объекта регулирования.

Расчет значений постоянных времени ГСПЧВ показывает, что $T_{\text{р}}$ значительно меньше, чем $T_{\text{к}}$ и $T_{\text{ц}}$. Учитывая это, можно уравнение (3) связывающее возмущение $\Delta\omega_{\text{д}}(s)$ и выходную величину $\Delta\omega_{\text{г}}(s)$, записать в упрощенном виде:

$$\Delta\omega_{\text{ã}}(s)\frac{k_{\text{ð}}k_{\text{î .ðó}}}{T_{\text{k}}s(T^2_{\text{ö}}s^2 + 2\zeta_{\text{ö}}T_{\text{ö}}s + 1)} - \Delta\omega(s) = \\ = k_{\text{î .ð}\omega_{\text{ã}}}\Delta\omega_{\text{ä}}(s) \quad (4)$$

При определении границы устойчивости ГСПЧВ использовался частотный критерий Михайлова, согласно которому после подстановки $S = j\omega$ левая часть уравнения (4) была приравнена к нулю. В этом случае годограф Михайлова, соответствующий характеристическому полиному, определяемому левой частью уравнения (4), проходит на комплексной плоскости через начало координат [2]. Полученное таким образом уравнение определяет условия, при которых в ГСПЧВ будут иметь место незатухающие колебания. Учитывая соотношение (2) для коэффициента гармонической линеаризации $k^{\text{ë}}_{\text{òð}}$, можно получить выражение для предельного значения амплитуды скорости колебаний штока ГЦУ.

$$\dot{a}^{\text{ï ðåä}}_{\dot{y}} = \frac{2T_{\text{ê}}V_0P_{\text{òð}}}{\pi T_{\text{ö}}EF^2_{\text{ö}}k_{\text{ð}}k_{\text{î .ðó}}} \quad (5)$$

При возникновении в системе колебаний штока ГЦУ с амплитудой скорости $a_{\dot{y}} > a^{\text{ï ðåä}}_{\dot{y}}$, в случае резкого возмущения, колебательный процесс в ГСПЧВ становится расходящимся и система теряет устойчивость. Под влиянием еще одной существенной нелинейности − выраженной зоны насыщения ЗУ − приток энергии в контур управления оказывается ограниченным и в системе устанавливаются автоколебания [2].

Из теории ДВС известны максимальные скоростные характеристики большинства двигателей, которым соответствуют следующие параметры максимального гармонического возмущения ГСПЧВ со стороны приводного двигателя: $\omega_{\omega_{\text{ä}}\max} = 0{,}262$ рад/с; $a_{\omega_{\text{ä}}\max} = 89$ рад/с. Определив модуль АФЧХ, найденной по придаточной функции $W_{\omega_{\text{ä}}}$ для перемещения штока ГЦУ Δy по возмущению $\Delta\omega_{\text{д}}$, можно получить уравнение, которое связывает максимально возможную амплитуду $a_{\dot{y}\max}$ скорости колебаний штока ГЦУ с амплитудой скорости и частотой максимального гармонического возмущения $a_{\omega_{\text{ä}}\max}$:

$$A(a_{\dot{y}\max})^2 + Ba_{\dot{y}\max} + C = (k_{\text{ð}}k_{\text{î .ð}\omega_{\text{ã}}}a_{\omega_{\text{ä}}\max})^2 \quad (6)$$

Здесь коэффициенты A, B, C учитывают параметры ГСПЧВ и $\omega_{\omega_{\text{ä}}\max}$.

Расчет значения $a_{\text{ÿ max}}$ по уравнению (6) показал, что оно более чем в шесть раз превышает значение $a_{\text{ÿ ï ðåä}}$, соответствующее границе устойчивости системы (5). Таким образом, ГСПЧВ на наземной машине при максимальном возмущении работает неустойчиво с автоколебаниями. Для того чтобы система работал устойчиво, необходимо выполнение условия

$$a_{\text{ÿ ï ðåä}} > \grave{a}_{\text{ÿ max}}. \qquad (7)$$

Одним из способов повышения устойчивости ГСПЧВ, который признан изобретением [3], является введение в ЦМ динамического гасителя колебаний (ДГК). ДГК состоит из дополнительной массы, установленной между пружиной ЦМ и дополнительной корректирующей пружиной (см. рисунок). В этом случае система ЦМ-ЗУ представляет собой колебательную систему с двумя степенями свободы. При автоколебаниях на эту систему со стороны центробежных грузиков действует периодическая сила Q, которую в первом приближении можно считать гармонической. Уравнения вынужденных колебаний системы имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} m_{\text{ç.ï.ð}}\ddot{x} + c\left(x - x_{\text{äîï}}\right) &= Q\sin\omega t; \\ m_{\text{äîï}}\ddot{x}_{\text{äîï}} + c_{\text{äîï}}x_{\text{äîï}} + c\left(x - x_{\text{äîï}}\right) &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

При установившихся вынужденных колебаниях $x=A_3\sin\omega t$, $x_{\text{доп}}=A_{\text{доп}}\sin\omega t$. Подставив эти выражения в (8), и решив эту систему уравнений относительно $A_{\text{Ç}}$, можно получить выражение для амплитуды колебаний ЗУ. Из этого выражения следует, что амплитуду A_3 ЗУ можно уменьшить до нуля, т. е. устранить колебания, если подобрать массу $m_{\text{доп}}$ и жесткость $c_{\text{доп}}$ таким образом, чтобы выполнялось соотношение

$$c_{\text{äîï}} - c - m_{\text{äîï}}\omega^2 = 0. \qquad (9)$$

Испытания ГСПЧВ с ДГК, параметры которого подбирались по уравнению (9), показали, что амплитуда колебаний частоты вращения вала генератора уменьшается на 84−85 %, находится в допустимом диапазоне и согласно ГОСТ 10511−93, по величине заброса частоты вращения выходного вала соответствует III классу точности, а по остальным параметрам качества переходных процессов − I классу точности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Солоденков, С. В.* Результаты исследований способов повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев, Е. А. Дьячков; ВолгГТУ. − Волгоград. − Деп. в ЦНИТЭИтрак-торсельхозмаш 13.07.93. № 712-ТС.

2. *Попов, Д. Н.* Динамика и регулирование гидро и пневмосистем / Д. Н. Попов. − М., 1997.

3. А. с. 1596314 СССР, МКИ J 05 D 13/10. Центробежный регулятор скорости / С. В. Солоденков, Ю. Н. Лаптев. − Заявлено 05. 11. 90; Опубл. 30. 06. 91.

УДК 621.433.2

Г. Н. Злотин, Е. А. Захаров, А. В. Белов

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ГАЗОВОГО РЕДУКТОРА ПРИ РАБОТЕ ЕГО НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Волгоградский государственный технический университет

В настоящий момент особую актуальность приобрели исследования работы ДВС на альтернативных топливах. В России в качестве альтернативных топлив для ДВС наиболее часто применяют сжиженный нефтяной газ. Существуют разные конструкции систем питания двигателей сжиженным нефтяным газом. Однако, несмотря на их разнообразие, газобаллонные системы, устанавливаемые на транспортное средство, зачастую не адаптированы к той или иной модели двигателя, его расходным характеристикам и режимам работы [1, 2]. Важно подчеркнуть, что особенно негативно это обстоятельство может проявить себя на переходных режимах, поскольку преимущественная эксплуатация наземных транспортных средств, оборудованных газовой системой питания, происходит в условиях городской езды.

Экспериментальная адаптация газобаллонной системы к конкретному двигателю требует больших временных и финансовых затрат. Сказанное объясняет большой интерес к созданию соответствующих математических моделей и их использованию для теоретических исследований газовых двигателей. Такие исследования с использованием современной вычислительной техники могут, при существенно меньших затратах, дать важную информацию о динами-

ческих свойствах системы "газобаллонное оборудование – двигатель" и решить задачу оптимизации ее параметров.

Теоретическим и экспериментальным исследованиям работы газовых двигателей посвящен ряд работ [3, 4]. Во многих случаях они ограничивались рассмотрением установившихся режимов работы двигателя, оборудованного конкретной системой питания, что определило специфику разработанных математических моделей. К этому следует добавить, что в работах, которые были посвящены исследованию переходных режимов двигателей, оборудованных системой питания сжиженным нефтяным газом, основными объектами исследования были системы питания, специально разработанные для конкретных ДВС [3, 4]. Существенным недостатком указанных работ, на наш взгляд, являются отсутствие зависимостей, описывающих работу различных корректоров расхода топлива, а также невозможность учета предыдущих переходных режимов и соответствующего им исходного состояния системы.

В данной статье предлагается математическая модель системы питания двигателя сжиженным нефтяным газом, которая позволяет устранить указанные выше недостатки. Основным элементом моделируемой системы является двухступенчатый газовый редуктор с пневмокорректором. Общая схема рассматриваемой системы питания представлена на рис. 1, на этой же схеме приведены обозначения давлений в полостях, их объемы и площади проточных элементов системы.

Модель состоит из системы уравнений, которая включает: уравнения расходов (1)–(3), уравнения движения рычагов редуктора (4)–(5). Кроме того модель включает зависимости, описывающие посадку клапанов на седло с учетом ограничителей хода.

Расход газа через 1 ступень редуктора:

$$\frac{1}{a_{ç}}\left(v_1\frac{dp_1}{d\tau}+p_1\frac{dv_1}{d\tau}\right)=$$

$$=\sqrt{\frac{K}{3}}\left(\mu_{êë1}f_{êë1}p_{á}-\mu_{êë2}f_{êë2}p_1\right); \quad (1)$$

Расход газа через 2 ступень редуктора:

$$\frac{1}{a_{ç}^2}\left(v_2\frac{dp_2}{d\tau}+p_2\frac{dv_2}{d\tau}\right)=\sqrt{\frac{K}{3}}\mu_{êë2}f_{êë2}\frac{p_1}{a_{ç}}-$$

$$-\mu_{òð}f_{òð}\sqrt{2\gamma_{Ã2}(p_2-p_{òð})}; \quad (2)$$

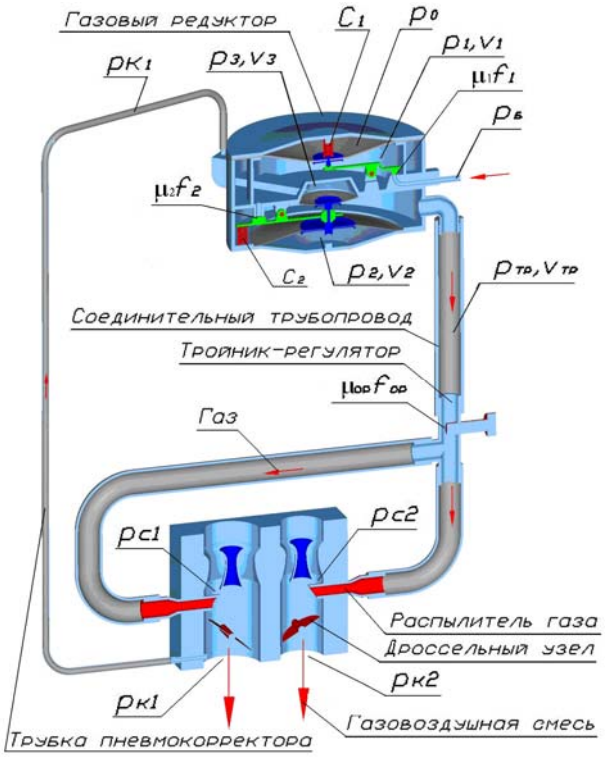


Рис. 1. Схема объекта моделирования

Расход газа через трубопровод:

$$\frac{1}{a_{ç}^2}v_{òð}\frac{dp_{òð}}{d\tau}=\mu_{òð}f_{òð}\sqrt{2\gamma_{Ã2}(p_2-p_{òð})}-$$

$$-\sqrt{\frac{K}{3}}\mu_{ïð}f_{ïð}\frac{p_{òð}}{a_{ç}}; \quad (3)$$

Уравнение движения рычага 1 ступени:

$$(m_{M1}+m_{ð1})\frac{1}{S_{M1}}\frac{d^2m_1}{d\tau^2}\frac{l_{M1}}{l_{êë1}}=$$

$$=(p_1-p_0)S_{M1}\frac{l_{M1}}{l_{êë1}}-(p_{á}-p_1)S_{êë1}-$$

$$-(F_{ïð1}+C_{ïð1}h_{M1})\frac{l_{M1}}{l_{êë1}}; \quad (4)$$

Уравнение движения рычага 2 ступени:

$$(m_{M2}+m_{ð2})\frac{1}{S_{M2}}\frac{d^2v_2}{d\tau^2}\frac{l_{M2}}{l_{êë2}}=$$

$$=-(p_0-p_2)S_{M2}\frac{l_{M2}}{l_{êë2}}-(p_1-p_2)S_{êë2}-$$

$$-(p_2-p_3)S_{M3}++(F_{ïð1}+C_{ïð1}h_{M1})\frac{l_{M1}}{l_{êë1}}. \quad (5)$$

В приведенной системе уравнений использованы следующие символы: p_1, p_2, p_3, $p_{тр}$, $p_б$ – давление в полости 1 ступени, 2 ступени, обо-

гатительного устройства, соединительного трубопровода, баллона соответственно; v_1, v_2, v_3, $v_{тр}$ – объем полости 1 ступени, 2 ступени, обогатительного устройства, соединительного трубопровода соответственно; S_{M1}, S_{M2}, S_{M3}, $S_{кл1}$, $S_{кл2}$ – давление в полости 1 ступени, 2 ступени, обогатительного устройства, соединительного трубопровода, баллона соответственно; $\mu_{кл1}f_{кл1}$, $\mu_{кл2}f_{кл2}$, $\mu_{тр}f_{тр}$, $\mu_{ор}f_{ор}$ – эффективные площади проходных сечений клапана 1 ступени, клапана 2 ступени, соединительного трубопровода, ограничителя расхода; m_{M1}, m_{M2} – приведенные массы мембран 1 и 2 ступеней соответственно; m_{P1}, m_{P2} – приведенные массы подвижных частей 1 и 2 ступеней соответственно; $a_з$ – скорость звука в изотермическом процессе; $\gamma_{г2}$ – плотность газа во 2 ступени редуктора; K – показатель адиабаты газа; $F_{пр1}$, $F_{пр2}$ – сила предварительного сжатия пружин 1 и 2 ступеней соответственно; $C_{пр1}$, $C_{пр2}$ – жесткости пружин 1 и 2 ступеней соответственно; h_{M1}, h_{M2} – ход мембран 1 и 2 ступеней соответственно.

Уравнения расходов описывают течение газообразного топлива и воздуха в различных проточных элементах системы топливоподачи, а также соответствующее балансу расходов изменение давления в расходных полостях.

Уравнения движения рычагов первой и второй ступеней редуктора описывают влияние различных силовых факторов на их движение и отражают массово-инерционные характеристики подвижных деталей редуктора. Модель позволяет учитывать эффекты при касании упоров, а также при отрыве от седла и упоров при нарастании управляющего усилия на мембране соответствующей ступени. При нахождении рычага вне упоров его положение обусловлено уравнениями движения рычага соответствующего ступени.

Указанная система дополнена уравнениями, описывающими изменение площади проходных сечений клапанов и объемов полостей в зависимости от положения рычагов редуктора, и уравнениями, описывающими изменение давлений возле дроссельного узла и в пневмокорректоре. Начальные условия соответствуют моменту запуска системы на исходном стационарном режиме с постоянным значением давлений в объемах топливной системы.

Алгоритм моделирования включает следующие режимы работы системы "газобаллонное оборудование – двигатель": пуск с последующим прогревом на обогащенной топливо-воздушной смеси, переход в режим холостого хода, разгон с выходом на заданный скоростной и нагрузочный режим и его поддержание, торможение, глушение двигателя. Алгоритм позволяет отрабатывать любые сочетания указанных режимов, варьируя их длительность. Это дает возможность проводить модельные эксперименты при исследовании системы "газобаллонное оборудование – двигатель" по различным ездовым циклам (например, моделируя работу силовой установки маршрутных такси, являющихся на данный момент основными потребителями газобаллонного оборудования). Длительность моделируемого периода работы двигателя ограничивается только емкостью памяти компьютера при заданном шаге моделирования.

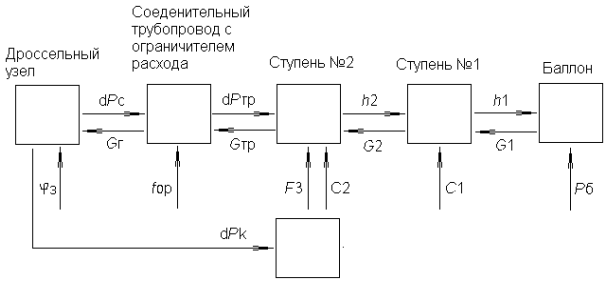


Рис. 2. Принципиальная схема работы модели

Началом моделирования переходного процесса является момент открытия дроссельной заслонки. Скорость изменения положения заслонки определяет закон изменения давления на входе в систему питания. Указанное изменение давления распространяется по элементам системы питания с учетом инерционности этих элементов (рис. 2). Программа, реализующая модель обеспечивает повременное фиксирование значений параметров системы и запись их в виде графиков изменения объема и давления внутри полостей редуктора, скоростей и ускорений подвижных частей редуктора, расходных характеристик проточных элементов от времени.

В качестве примера на рис. 3 приведены зависимости давления, объема полости второй ступени редуктора, подъема клапана и расход газа через него от времени. Получаемые зависимости позволяют проводить детальный анализ частотных характеристик редуктора при смене режима работы с поиском причин негативных явлений, возникающих при этом (например, запаздывание выхода редуктора на новый режим по расходу топлива, длительные пе-

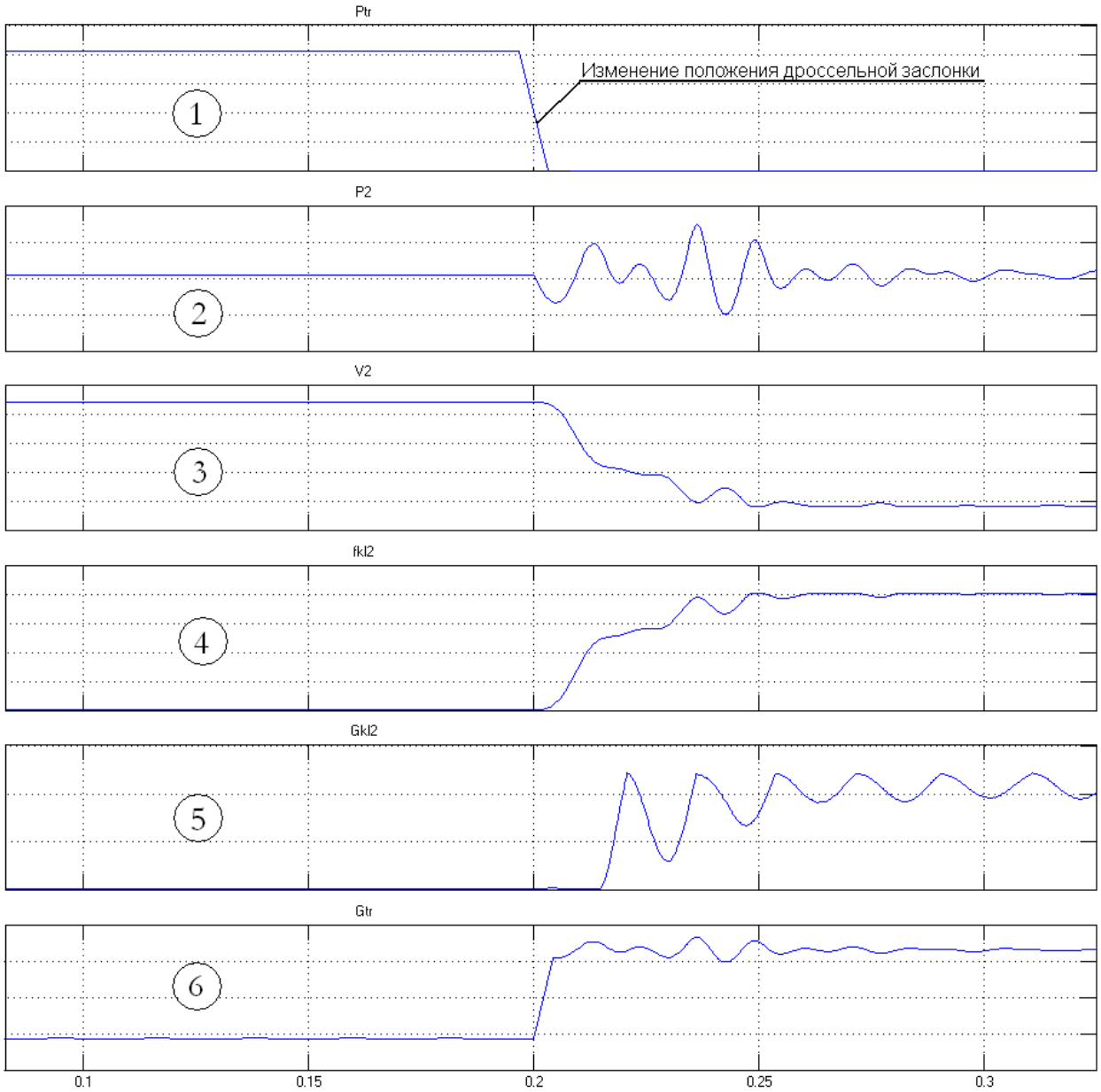


Рис. 3. Вид получаемых зависимостей

риоды колебания клапана первой ступени редуктора после переходного режима и т. д.).

Исследование переходных режимов работы ДВС требует определения инерционности отклика системы питания на изменение положения дроссельной заслонки при различных исходных режимах работы. Данная модель позволяет получать частотные характеристики работы узлов редуктора, что весьма важно с точки зрения современных требований к приемистости автомобилей.

Анализ кривых рис. 3 показывает, что при резком изменении положения дроссельной заслонки, падает давление в соединительном трубопроводе (поз. 1). Это вызывает изменение давления во второй ступени редуктора (поз. 2) и, как следствие, изменение положения рычага второй ступени, что вызывает изменение объема и высоты поднятия клапана (поз. 3, поз. 4). Вследствие того, что реакция редуктора на внешнее воздействие происходит с некоторым запаздыванием, редуктор обеспечивает расход газа (поз. 5) в среднем повторяющий необходимый для данного режима (поз. 6).

Теоретический анализ результатов, полученных при моделировании различных сочетаний параметров системы, показал широкие возможности предлагаемой модели, в частно-

сти, при проектировании вновь создаваемых редукторов с заданным набором свойств. Модель так же позволяет проводить адаптацию газобаллонного оборудования под конкретный двигатель и условия эксплуатации транспортного средства, на котором он установлен.

Предварительная верификация выполнена в ходе исследования работы двигателя ВАЗ-1111 при питании его сжиженным нефтяным газом. Первые результаты экспериментов подтверждают правильность описания моделью основных взаимосвязей в системе "газобаллонное оборудование – двигатель".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Золотницкий, В. А*. Система питания газобензиновых автомобилей / В. А. Золотницкий. – М.: Издательский Дом Третий Рим, 2000. 88 с., ил.

2. *Michel, G.* Perfomance of single cylinder engine fuelled by a mixture of natural gas and gasoline / G. Michel, B. Detuncq, C. Guernier, and as. // SAE Techn. Pap. Ser. – 1990. – № 900585. – С. 1–7. /англ/.

3. *Мурашов, О. Д*. Повышение топливной и экологической эффективности четырехтактных ДВС при переходных процессах: Дис. д-ра. техн. наук / О. Д. Мурашов. – Ташкент, 1982. – 464 с.

4. *Базаров, Б. И.* Работа газового автомобильного двигателя с различными типами систем топливоподачи при переходных процессах: дис. … канд. техн. наук / Б. И. Базаров. – Ташкент, 1985. – 181 с.

УДК 621.436

Ю. В. Белозубов, З. В. Каныгин, В. В. Славуцкий

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ НА РЕЖИМЕ ПУСКА *

Волгоградский государственный технический университет

Пусковые свойства дизеля, характеризуемые продолжительностью режима пуска, зависят как от параметров заряда в цилиндре, так и от характера подачи топлива, определяющих качество смесеобразования и, в лучшем случае, обеспечивающих надежный пуск с минимальным содержанием вредных составляющих в отработавших газах.

С малой скоростью вращения коленчатого вала при пуске дизеля связаны особенности процессов наполнения цилиндра, сжатия заряда и подачи топлива.

Не будем рассматривать здесь термодинамический аспект процесса сжатия, например, пуск при холодных или нагретых стенках цилиндра. Отметим лишь заметные утечки заряда из цилиндровой полости из-за большого "времясечения" в сопряжении поршень – цилиндр при малой скорости движения поршня.

На пусковом режиме дизеля не оптимальным оказывается угол закрытия впускного клапана [1,2]. Это также приводит к уменьшению количества сжимаемого заряда и к снижению его давления и температуры. Если уменьшить количество утечек заряда при современных конструкциях поршневых уплотнительных устройств практически невозможно, то системы автоматического изменения фаз газораспределения позволяют легко улучшать наполнение цилиндров при пуске дизеля путем уменьшения угла запаздывания закрытия впускного клапана на время пуска.

На режиме пуска значительно снижаются максимальное и среднее давления впрыскивания топлива из-за уменьшения объемной скорости подачи. Однако именно системе топливоподачи отводится решающая роль в процессе смесеобразования на режимах пуска. Как и на остальных режимах работы дизеля, детальное изучение протекания процессов смесеобразования и сгорания является важной задачей, причем основной целью изучения остается изыскание методов управления этими процессами. Здесь считаем уместным отметить, что, несмотря на преодоление многих трудностей при создании, например, экономичных дизелей с неразделенной камерой сгорания, задача управления процессом тепловыделения в цилиндре не решена. Поскольку период впрыскивания топлива в быстроходных дизелях завершается до начала процесса сгорания, характеристики топливоподачи влияют на протекание процесса сгорания лишь косвенно, то есть через показатели дисперсности распыливания топлива, форму и развитие факела во времени, а также концентрационную структуру факела. Наличие относительно большого периода неуправляемого процесса сгорания в дизелях с неразделенными камерами определило существенно большие скорости нарастания давления и повышение максимальной температуры цикла, с чем

* Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, профессора Е. А. Федянова.

связаны высокий уровень шума дизелей и большое содержание оксидов азота в продуктах сгорания.

Наибольший период неуправляемого процесса сгорания характерен для быстроходных дизелей с современными аккумуляторными топливными системами, обеспечивающими интенсивное короткое впрыскивание топлива. В этой связи режим пуска дизеля с традиционной системой топливоподачи отличает наименьший период неуправляемого процесса сгорания. Это объясняется так. Даже при значительном увеличении периода задержки воспламенения (по времени) из-за снижения температуры и давления заряда при сжатии, задержка воспламенения, измеряемая углом поворота коленчатого вала, уменьшается. Поэтому, при неизменной продолжительности подачи топлива, период неуправляемого процесса сгорания при пуске значительно меньше, чем на остальных режимах.

Однако это не означает, что управлять тепловыделением в цилиндре через процесс топливоподачи при пуске дизеля проще. Да, больше принципиальных возможностей воздействовать на процесс сгорания. Но, учитывая сложность процесса топливоподачи вообще и особенности его при малой скорости вращения коленчатого вала, можно утверждать, что поиск методов управления процессами смесеобразования и сгорания при пуске дизеля может оказаться не проще, чем на режимах нагрузки.

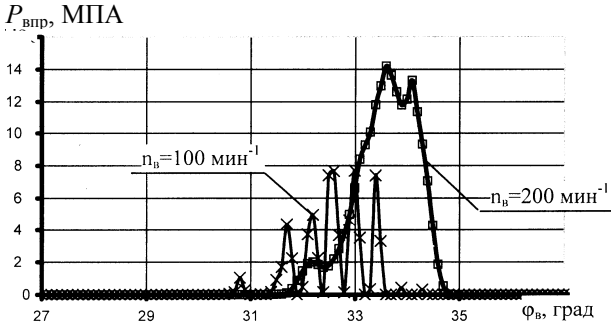


Рис. 1. Зависимость давления впрыскивания $P_{впр}$ от угла поворота вала насоса $\varphi_в$: ТНВД – УТН-5; Q_c=72 мм^3

Особенности процесса подачи топлива системой с насосом высокого давления УТН-5 показаны на рис. 1. На пусковом режиме при частоте вращения вала насоса $n_в$=100 мин$^{-1}$ отмечены резкие колебания давления впрыскивания. Максимальное давление $P_{впр}$ не превышает 8 МПа. Игла форсунки далеко не доходит до упора и совершает колебательные движения

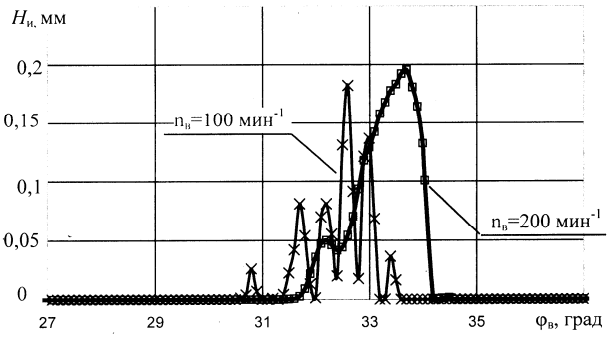


Рис. 2. Зависимость подъема иглы форсунки $H_и$ от угла поворота вала насоса $\varphi_в$: ТНВД – УТН-5; Q_c=72 мм^3

(рис. 2). Высота подъема иглы $H_и$ примерно равна таковой при подвпрыскивниях на стационарных и переходных режимах нагруженного дизеля. Анализ приведенных рисунков объясняет причину быстрого выхода из строя распылителей при частых пусках дизелей. Низкие скорости вытекания больших порций топлива из распылителя приводят к перегреву его и закоксовыванию сопловых отверстий. С этим же связано дымление дизеля при пуске.

На тех же рисунках показано изменение давления впрыскивания $P_{впр}$ и подъема иглы $H_и$ форсунки при частоте вращения вала насоса $n_в$=200 мин$^{-1}$. Это скоростной режим топливного насоса при пуске дизеля с опытной (запатентованной) системой [3]. В этой системе удвоена скорость вращения вала топливного насоса с целью интенсификации процесса подачи топлива. Результаты расчета показывают, что в опытной системе давление впрыскивания топлива $P_{впр}$ на режиме пуска повысилось почти в 2 раза (рис. 1). Увеличился подъем иглы форсунки $H_и$ до 0,25 мм при высоте упора – 0,26 мм (рис. 2). Характер изменения этих параметров стал таким же, как и на режимах нагрузки двигателя. Следовательно, при повышении частоты вращения вала топливного насоса в 2 раза при пуске дизеля заметно улучшились показатели процесса подачи топлива.

Топливная система с насосом высокого давления 8НК-10 не обеспечивает улучшения показателей процесса подачи топлива при скоростном форсировании топливного насоса. На рис. 3 показано изменение высоты подъема иглы форсунки $H_и$ в функции угла поворота вала насоса $\varphi_в$ при частотах вращения вала насоса 100 и 200 мин$^{-1}$. Только при частоте вращения вала насоса 350 мин$^{-1}$ характер изменения давления и скорости впрыскивания, а также подъ-

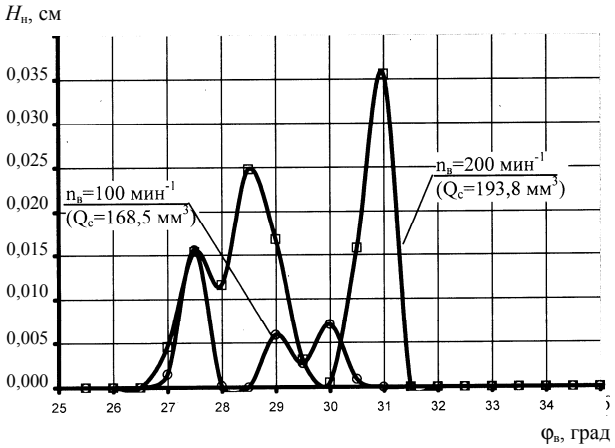


Рис. 3. Зависимость подъема иглы форсунки $H_и$ от угла поворота вала топливного насоса $\varphi_в$: ТНВД – 8 НК-10

ема иглы форсунки стал таким как на режиме нагрузки двигателя. На рис. 4 приведен закон изменения высоты подъема иглы форсунки $H_и$ в функции угла поворота вала насоса $\varphi_в$. Расчет процесса подачи топлива системой с ТНВД 8НК-10 произведен В. Майджи.

Современные системы пуска дизелей обеспечивают частоту вращения коленчатого вала 200…220 мин$^{-1}$. Это позволяет, как показали наши расчеты, при использовании системы с удвоенной скоростью вращения вала насоса УТН-5 в режиме пуска улучшить показатели процесса подачи топлива (рис. 1, 2). Этого не удается добиться при использовании топливного насоса 8НК-10. Вряд ли целесообразно повышать частоту вращения коленчатого вала дизеля на режиме пуска до 350 мин$^{-1}$, изменяя при этом характеристики пусковой системы, в том числе и затраты энергии на прокручивание коленчатого вала.

В рассмотренных выше случаях величина цикловой подачи топлива на исследуемых скоростных режимах соответствовала норме, рекомендуемой заводом-изготовителем. Часто в процессе эксплуатации топливной системы незначительный износ плунжерных пар приводит к уменьшению производительности насоса и снижению давления впрыскивания топлива на режиме пуска. На остальных же скоростных и нагрузочных режимах система топливоподачи функционирует нормально. Особенно износ плунжерных пар проявляется при пуске прогретого дизеля, когда из-за уменьшения вязкости топлива увеличиваются утечки его через зазоры в сопряжении плунжер – гильза.

При изменении скоростного режима и (или) положения рейки топливного насоса в топливной аппаратуре дизеля начинается переходный процесс, обусловленный изменением начального давления в нагнетательной магистрали системы.

Установлено, что давление впрыскивания и цикловая подача топлива, а также характер их изменения в течение цикла в значительной мере определяются начальным давлением в нагнетательной магистрали [4].

Особенности переходного процесса в топливной системе дизеля таковы, что при разных сочетаниях положения рейки насоса и его скоростного режима начальное давление в нагнетательной магистрали или повышается, или снижается, и соответственно, изменяется цикловая подача топлива, например, при пуске дизеля. Докажем это, используя теорию переходных процессов, применив при этом метод малых отклонений [5].

Предлагается перед пуском дизеля реализовать некоторое количество циклов подачи в режиме прокрутки коленчатого вала с неработающими форсунками.

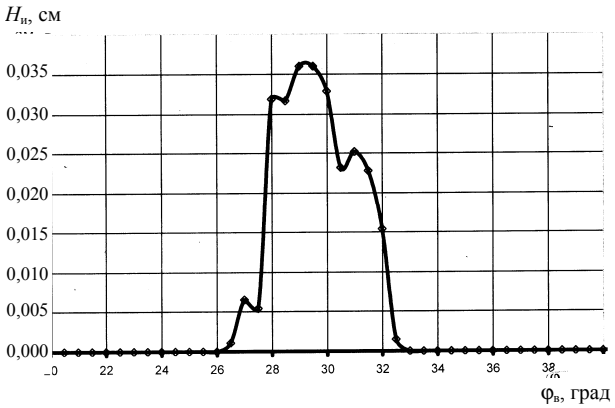


Рис. 4. Зависимость подъема иглы форсунки $H_и$ от угла поворота вала топливного насоса $\varphi_в$: ТНВД – 8 НК-10; $n_в$=350 мин$^{-1}$; Q_c=190 мм^3

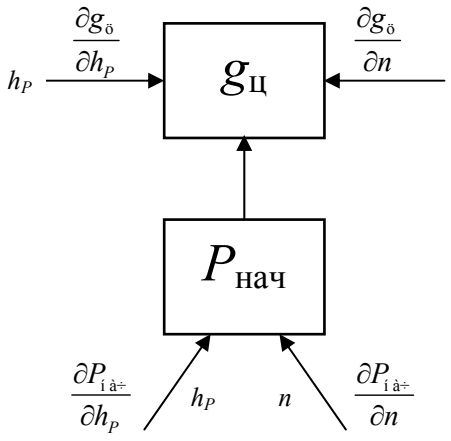


Рис. 5. Структурная схема взаимосвязей параметров процесса топливоподачи для функциональных зависимостей:

$$g_{\text{ц}} = f\left(n\,; h_P; P_{\text{нач}}\right); \qquad (1)$$

$$P_{\text{нач}} = f\left(n\,; h_P\right). \qquad (2)$$

Здесь $g_{\text{ц}}$, n, $h_{\text{р}}$, $P_{\text{нач}}$ – цикловая подача топлива, частота вращения вала топливного насоса, положение рейки топливного насоса и начальное давление в нагнетательной магистрали, соответственно.

$$\Delta g_{\text{ö}} = \left(\frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial n}\right)_{n=n_0} \cdot \Delta n + \left(\frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial h_P}\right)_{h_P=h_{P0}} \times \Delta h_P + \left(\frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}}\right)_{P_{\text{í à÷}}=P_{\text{í à÷0}}} \cdot \Delta P_{\text{í à÷}}; \qquad (3)$$

$$\Delta P_{\text{í à÷}} = \left(\frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial n}\right)_{n=n_0} \cdot \Delta n + \left(\frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial h_P}\right)_{h_P=h_{P0}} \cdot \Delta h_P. \qquad (4)$$

После преобразований:

$$\Delta g_{\text{ö}} = \left(\frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial n} + \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}} \cdot \frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial n}\right) \cdot \Delta n + \left(\frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial h_P} + \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}} \cdot \frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial h_P}\right) \cdot \Delta h_P. \qquad (5)$$

После введения функций (факторов) влияния N_{ng} и N_{hg} независимых переменных n и h_p на функцию $g_{\text{ц}}$:

$$g_{\text{ö}} = N_{ng} \cdot \Delta n + N_{hg} \cdot \Delta h_p; \qquad (6)$$

$$N_{ng} = \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial n} + \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}} \cdot \frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial n}; \qquad (7)$$

$$N_{hg} = \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial h_P} + \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}} \cdot \frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial h_P}. \qquad (8)$$

Факторы непосредственного влияния на $g_{\text{ц}}$ независимых переменных n и h_P:

Частные факторы влияния (рис. 5):

$$K_{ng} = \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial n}; \qquad K_{hg} = \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial h_P}. \qquad (9)$$

$$K_{nPg} = K_{nP} \cdot K_{Pg} = \frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial n} \cdot \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}}; \qquad (10)$$

$$K_{hPg} = K_{hP} \cdot K_{Pg} = \frac{\partial P_{\text{í à÷}}}{\partial h_P} \cdot \frac{\partial g_{\text{ö}}}{\partial P_{\text{í à÷}}}. \qquad (11)$$

$$N_{ng} = K_{ng} + K_{nPg}; \qquad N_{hg} = K_{hg} + K_{hPg}. \qquad (12)$$

Факторы K_{nPg} и K_{hPg} характеризуют динамическую чувствительность топливной системы к изменению скоростного и нагрузочного режимов.

Показатели K_{ng} и K_{hg} отражают, соответственно, форму скоростной и нагрузочной характеристик топливной системы при установившемся режиме (УР).

Пусковые режимы:

$\Delta g^{n}_{\text{ö}} = -N_{hg} \cdot \Delta h_{\partial}$ (уменьшение производительности насоса);

$\Delta g'_{\text{ö}} = K_{hPg} \cdot \Delta h_{\partial}$ (расходуется на повышение $P_{\text{нач}}$).

Изменение цикловой подачи при одновременном изменении n и h_P

$$\Delta g^{\text{Í ÓÐ}}_{\text{ö}} = N_{ng} \cdot \Delta n + N_{hg} \cdot \Delta h_P. \qquad (13)$$

В зависимости от выбранного диапазона пусковых частот или в зависимости от области перемещения рейки, прокрутка вала перед пуском дизеля может приводить к зарядке нагнетательной магистрали до повышенного $P_{\text{нач}}$ (увеличение цикловой подачи) или к ее (магистрали) разрядке еще до пусковых впрысков (отсутствие пусковой подачи).

Выводы

1. В результате численных экспериментов выявлены некоторые особенности процесса подачи топлива на режиме пуска дизеля.

2. Доказана возможность улучшения показателей процесса подачи топлива на режиме пуска путем скоростного форсирования топливного насоса.

3. Для увеличения цикловой подачи топлива при пуске дизеля предлагается повышать начальное давление в нагнетательной магистрали топливной системы путем предпусковой прокрутки коленчатого вала с неработающими форсунками.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Улучшение запуска некоторых двухкамерных дизелей, А. И. Хуциев, Э. В. Широких // Двигателестроение, 1983, № 1. – С. 7,8.

2. Работа дизелей в условиях эксплуатации / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Н. Кочинев / Под ред. А. К. Костина. – Л: Машиностроение, 1989.

3. Пат. 2187688 РФ, МПК 7 А 02 М 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / Славуцкий В. М., Славуцкий В. В., Зубченко В. А. [и др.]. – Волгоград, 2002.

4. *Патрахальцев, Н. Н.* Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение, 1980, № 10. – С. 33–38.

5. *Патрахальцев, Н. Н.* Повышение эффективности работы дизелей. – М.: Изд-во УДН, 1988.

УДК 621.436

В. М. Славуцкий, Ю. В. Белозубов, З. В. Каныгин

ТОПЛИВОПОДАЧА В ДИЗЕЛЕ С РАЗДЕЛЕНИЕМ ПРОЦЕССОВ ДОЗИРОВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

Создание отечественных быстроходных транспортных дизелей сдерживается отсутствием топливных систем, обеспечивающих интенсивную подачу топлива, что означает высокое давление и небольшую продолжительность впрыскивания.

Повышение давления впрыскивания топлива должно сопровождаться поиском его (давления) оптимальных значений при различном сочетании скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля.

Зависимость $P_{впр}$ от скоростного и нагрузочного режимов, все еще рассматривается как недостаток традиционной системы топливоподачи. Однако характерное для этой системы изменение $P_{впр}$ по режимам значительно ближе к оптимальному, чем в случае постоянства $P_{впр}$ (рис.1). Под давлением в аккумуляторе $P_н$ (рис.1) подразумевается давление впрыскивания $P_{впр}$ в традиционной системе.

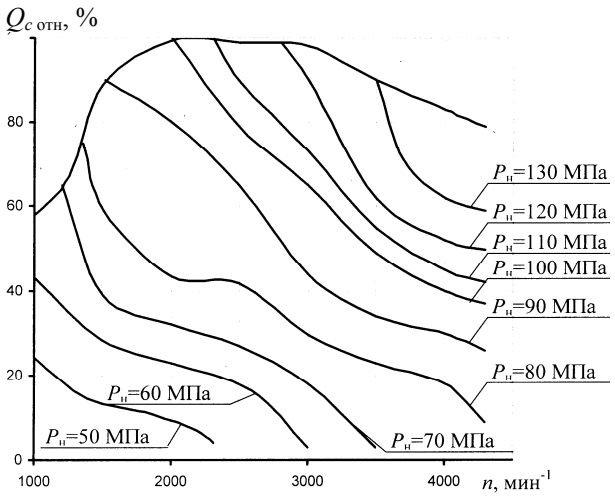


Рис. 1. Зависимость оптимального давления $P_н$ в аккумуляторе системы Common Rail от частоты вращения вала двигателя n и относительной цикловой подачи $Q_{с\ отн}$. Дизель Mercedes OM611 [1]

В любом случае важно знать оптимальное сочетание $P_{впр}$ и режимных параметров дизеля (n, Q_c). Современный уровень развития электронной техники позволяет при любом сочетании скоростных и нагрузочных режимов дизеля поддерживать оптимальное значение $P_{впр}$ [2].

Опыт исследований показал, что достичь оптимального сочетания $P_{впр}$ с режимными параметрами дизеля проще при доводке традиционной топливной системы, что выгодно отличает последнюю от аккумуляторной системы Common Rail.

Запатентованный способ подачи топлива предусматривает использование традиционной топливной системы разделенного типа. Модернизация ее заключается в установке запорного органа перед форсункой (электромагнитный клапан). При этом полость форсунки сообщается с нагнетательной магистралью только на время впрыскивания топлива. Запорный орган устроен так, что после его закрытия полость форсунки соединяется с полостью низкого давления. Установка дополнительного клапана требует увеличения рабочего хода плунжера. При отсечке в конце рабочего хода плунжера нагнетательная магистраль разгружается [3].

Весь процесс подачи топлива делится на несколько фаз. Вначале топливо подается в магистраль высокого давления, где происходит накапливание энергии потока. Это позволяет увеличить скорость нарастания давления при следующей (основной) фазе – впрыскивании. После закрытия клапана следует фаза быстрого снижения давления путем перепуска топлива в магистраль низкого давления. Таким образом удается повысить давление в системе при окончании процесса подачи топлива, чем предлагаемая система выгодно отличается от штатной.

В модернизированной системе вся цикловая порция топлива поступает в цилиндр за время активного хода плунжера. Момент начала открытия клапана определяет максимальное давление впрыскивания. Более раннее открытие клапана снижает $P_{впр\ max}$, а более позднее – повышает. При каждой частоте вращения вала насоса $n_в$ определен угол начала открытия клапана, соответствующий пределу повышения $P_{впр\ max}$ (рис. 2). Результаты расчета приведены для Q_c=71 мм^3. Момент закрытия клапана определяет величину цикловой подачи топлива при фиксированном угле открытия клапана для каждой частоты вращения вала насоса. При

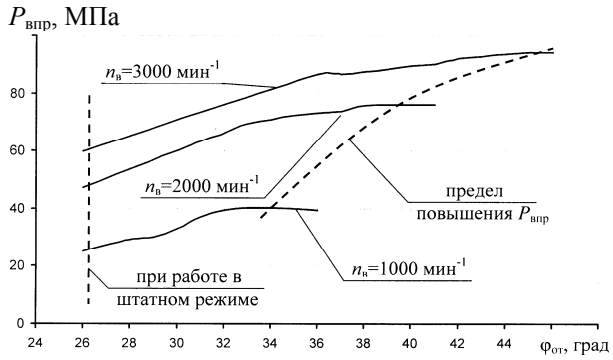


Рис. 2. Зависимость максимального давления впрыскивания топлива $P_{впр}$ от угла открытия клапана $\varphi_{от}$

частоте $n_в$=1000 мин$^{-1}$ удается получать различную цикловую подачу топлива при фиксированном максимальном давлении впрыскивания $P_{впр}$.

В результате численных экспериментов установлено, что для получения цикловой порции топлива 71,5 мм^3 и максимально возможного давления впрыскивания ($n_в$=1000 мин$^{-1}$) дополнительный клапан следует открывать на время, соответствующее повороту вала насоса на 7,3° (рис. 3). При $n_в$=2000 мин$^{-1}$ и $n_в$=3000 мин$^{-1}$ дополнительный клапан следует открывать на время, соответствующее повороту вала насоса на 10,4° и 13,8°, соответственно (рис. 4,5).

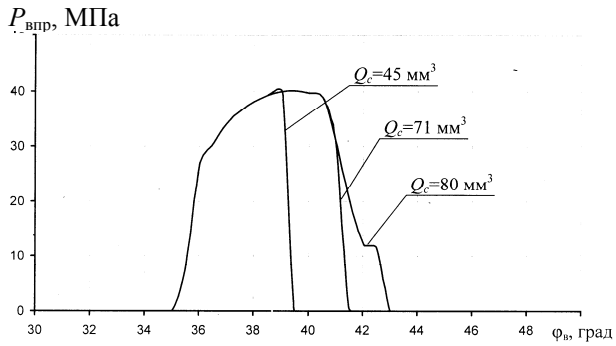


Рис. 3. Зависимость давления впрыскивания $P_{впр}$ от угла поворота вала насоса $\varphi_в$ ($n_в$=1000 мин$^{-1}$; $\varphi_{от}$=34°)

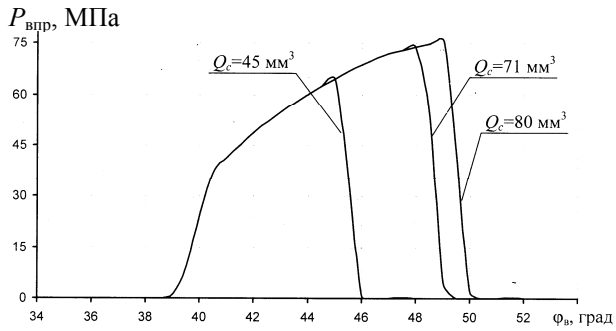


Рис. 4. Зависимость давления впрыскивания $P_{впр}$ от угла поворота вала насоса $\varphi_в$ ($n_в$=2000 мин$^{-1}$; $\varphi_{от}$=37°)

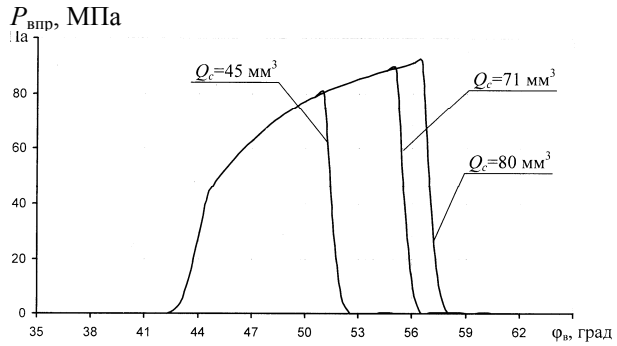


Рис. 5. Зависимость давления впрыскивания $P_{впр}$ от угла поворота вала насоса $\varphi_в$ ($n_в$=3000 мин$^{-1}$; $\varphi_{от}$=40°)

Традиционную топливную систему отличает достаточно протяженный трубопровод высокого давления. В результате прямая волна давления достигает полости форсунки после достижения плунжером максимальной скорости (рис. 6). Это приводит к большим потерям энергии потока, что усугубляется еще и тем, что часть топлива подается при открытой отсечной полости. Опытная система разделяет процессы подачи и нагнетания. Это улучшает показатели процесса впрыскивания.

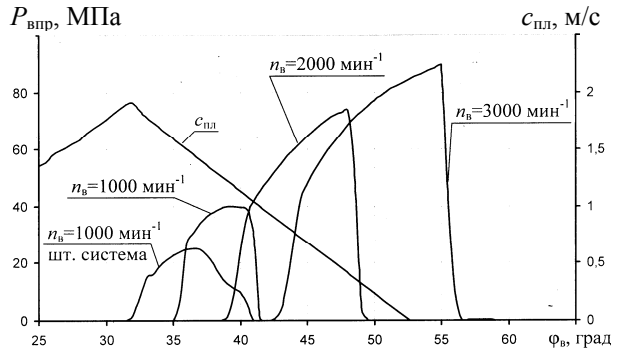


Рис. 6. Зависимость давления впрыскивания $P_{впр}$ и скорости плунжера $c_{пл}$ от угла поворота насоса $\varphi_в$ при Q_c=71 мм^3

Последнее убеждает в необходимости использовать кулачок с участком постоянной скорости. При этом, как показали результаты расчетов, опытная система позволяет реализовать определенную цикловую подачу топлива за меньшее время, в сравнении с традиционной системой (рис. 7). Это приведет к повышению скорости нарастания давления и максимального давления цикла из-за большего количества топлива, накопленного в камере сгорания за время задержки воспламенения. Однако предлагаемая система допускает возможность пилотной подачи топлива путем предварительного открытия запорного органа перед основной фазой подачи.

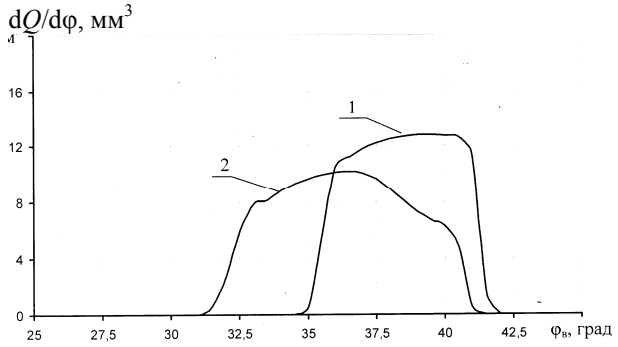


Рис. 7. Дифференциальные характеристики подачи топлива: $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *1* – опытная система; *2* – штатная система

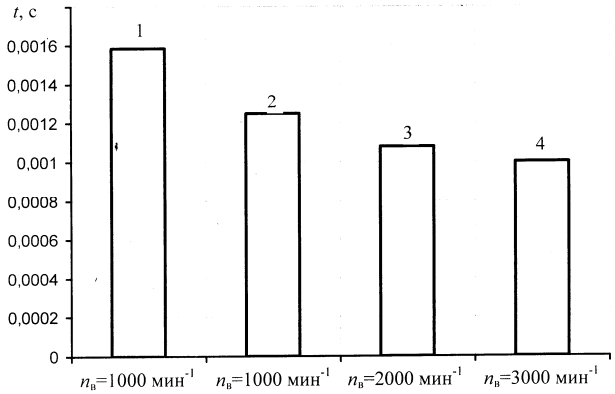


Рис. 8. Продолжительность впрыскивания топлива *t* в зависимости от частоты вращения вала насоса для систем:
1 – штатная; *2, 3, 4* – опытная

В опытной системе, где реализуется предлагаемый способ подачи топлива, снижается продолжительность впрыскивания топлива в среднем для всех режимов на 16 % (рис. 8). Максимальное давление впрыскивания повышается на 37 % (рис. 2), а среднее – на 34 % в рассматриваемом диапазоне скоростных режимов топливного насоса.

Предлагаемая система позволяет гибкое регулирование цикловой подачи топлива при изменении скоростного режима, а также может обеспечить заданную скоростную характеристику дизеля и гибкое регулирование цикловой подачи при пуске дизеля.

Численные эксперименты подтверждают работоспособность опытной (модернизированной) системы топливоподачи. Определено влияние ее основных конструктивных и регулировочных параметров на показатели процесса подачи топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Klingmann, V. R.* Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common Rail Einspritzung / V. R. Klingmann, H. Bruggemann // MTZ. – 1997. – Jg.58. – №12. – S.760 – 767.

2. *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.

3. Пат. 2330176 Российская Федерация, МПК^7 F02M 63/04. Способ регулирования подачи топлива в цилиндры дизеля / Славуцкий В. М., Белозубов Ю. В., Каныгин З. В., Харсов З. Х. ; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ. - №2007101097/06 ; заявл. 09.01.07 ; опубл. 27.07.08. Бюл. № 21. – 8 с. : ил.

УДК 621.311.22

А. Д. Грига, С. А. Грига, М. М. Султанов, В. А. Куланов

СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЭЦ ПРИ СОВМЕСТНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Московский энергетический институт (филиал), г. Волжский

Имеется большое количество подходов (более 20) [1] к решению проблемы определения затрат топлива на производство электроэнергии и тепла в комбинированном производстве, и на их основе расчетов показателей ТЭЦ. Данная проблема актуальна и в настоящее время.

Рассмотрим отечественные методы разнесения затрат топлива, получившие наибольшее распространение:

1. Балансовый (физический) метод расчета, длительное время существовавший как официальный в отечественной энергетике.

2. Эксергетический метод, широко известный и наиболее полно разработанный. Особенностью метода является совместное использование качественных и количественных характеристик энергий разного вида, вырабатываемых в комбинированном производстве. Данный метод соответствует первому и второму законам термодинамики.

Для вычисления удельных расходов топлива на отпускаемых потребителю от ТЭЦ электроэнергии и тепла, достаточно определить эксергию каждого потока энергии, сложить эксергии этих потоков и на полученную сумму разделить общий расход топлива. Затем по

найденному расходу топлива на единицу эксергии находятся удельные расходы топлива на каждый вид энергии.

3. Метод, разработанный ОАО "Фирма ОРГРЭС". С января 1996 года по решению Минтопэнерго РФ и РАО "ЕЭС России" методика утверждена в качестве официальной при составлении отчетности по тепловой экономичности работы оборудования ТЭС [2].

Данная методика использует коэффициент ценности тепла потоков пара и занимает промежуточное положение между физическим и эксергетическим методами расчета затрат топлива.

4. Метод расчета, использующий тепловую ценность отборного тепла.

В соответствии с этим методом тепло пара, который отпускается тепловому потребителю из отборов турбины, необходимо привести к тепловому потенциалу пара, отпускаемого энергетическим котлом. Такое приведение делается с помощью коэффициентов ценности тепла, определяемых по методу ОАО "Фирма ОРГРЭС".

5. Метод расчета "не до отпущенной электроэнергии" (аналог эксергетического метода).

Метод исходит из расчета недовыработки электроэнергии в результате отвода пара на теплоснабжение или другие цели через отборы или противодавление турбины. При этом, так же как в эксергетическом способе расчета, учитывается неэквивалентность энергий (тепло переходит в электричество).

Для сравнения вышепредставленных методов между собой произведены расчет затрат топлива и удельных показателей в комбинированном производстве тепла и электроэнергии на примере номинального режима работы турбоустановки ПТ-140/165-130/15.

Исходные данные для расчета показателей тепловой экономичности турбоустановки ПТ-140/165-130/15 приняты на основе расчета тепловой схемы турбоустановки:

- расход пара на входе в турбину D_0 = = 212,5 кг/с;
- расход пара в регулируемых отборах пара: производственном отборе − $D_{\text{п}}$ = = 81,944 кг/с, отопительном отборах − $D_{\text{в.с}}$ = 31,393 кг/с (в верхнем), $D_{\text{н.с}}$ = 31,623кг/с (в нижнем);
- расход пара в конденсатор $D_{\text{к}}$ =5,663 кг/с;
- расход сетевой воды $G_{\text{с.в}}$ = 490,91 кг/с;
- вырабатываемая электрическая энергия $N_{\text{э}}$ = 142 МВт;
- затраты электроэнергии на собственные нужды $N_{\text{э.с.н}}$ = 5 МВт.

В табл. 1 представлены параметры пара в турбине: давление, температура, энтальпия и энтропия.

Таблица 1

Параметры пара при номинальном режиме

Точка процесса	P, МПа	t, °С	h, кДж/кг	S, кДж/(кг·К)
Перед АСК (0)	12,8	560	3496,1	6,649
После АСК (0')	12,29	557	3496,1	6,663
В П-отборе (П)	1,47	267	2964,5	6,797
В верхнем Т-отборе (ВОО)	0,123	105,5	2580,2	7,014
В нижнем Т-отборе (НОО)	0,035	72,7	2418	7,103
В конденсаторе (К)	0,0063	37	2418	7,829

Параметры сетевой воды в подогревателях сетевой воды турбоустановки ПТ-140/165-130/15 приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры сетевой воды в сетевых подогревателях

Показатель	Нижний сетевой подогреватель ПСГ-1	Верхний сетевой подогреватель ПСГ-2
Температура на входе t, °С	35	67,5
Энтальпия на входе h, кДж/кг	147	283
Температура на выходе t, °С	67,5	100
Энтальпия на выходе h, кДж/кг	283	427

Определение затрат топлива и удельных показателей по недовыработанной электроэнергии проведем для следующего режима работы турбоустановки ПТ-140/165-130/15 в соответствии с диаграммой режимов ВТЭЦ-1 ($N_{\text{э}}$, $Q_{\text{т}}$, $D_{\text{п}} = f(D_0)$):

- расход пара на входе в турбину D_0 = 138,89 êã/ñ;
- расход пара в производственном отборе $D_{\text{ï}}$ = 55,556 êã/ñ;
- тепловая нагрузка отопительных отборов $Q_{\text{т}} = 9{,}139 \cdot 10^4$ кВт;

• вырабатываемая электрическая энергия $N_э$ = 79,3 МВт;

• затраты электроэнергии на собственные нужды $N_{ý.ñ.í} = 2{,}3$ Ì Âò.

Результаты расчетов удельных показателей по пяти рассмотренным методам приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчетов удельных показателей тепловой эффективности

Показатель	Обозначение		Метод расчета показателей экономичности				
			1	2	3	4	5
Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч электроэнергии	$b_э$	кг$_{у.т}$/(кВт.ч)	174,7	310,21	258,19	339,25	347,22
		%	51,5	91,4	76,11	100	102,3
Удельный расход условного топлива на производство единицы тепла П-отбора	$b_п$	кг$_{у.т}$/ГДж	38,143	28,867	33,668	26,126	28,809
		%	126,9	110,5	128,9	100	110,3
Удельный расход условного топлива на производство единицы тепла Т-отбора	$b_т$	кг$_{у.т}$/ГДж	38,143	14,529	28,189	10,421	16,448
		%	366	139,4	270,5	100	157,8
Удельный расход условного топлива на единицу тепла, переданного внешнему потребителю от П-отбора	$b_{т.э.п}$	кг$_{у.т}$/ГДж	38,143	29,985	33,734	26,275	28,809
		%	145,2	114,1	128,4	100	109,6
Удельный расход условного топлива на единицу тепла, переданного внешнему потребителю от Т-отбора	$b_{т.э.т}$	кг$_{у.т}$/ГДж	38,331	12,581	28,244	10,474	16,53
		%	366	120,1	269,7	100	157,8
Удельный расход условного топлива на производство единицы тепла П- и Т-отборов	$b_{п.т}$	кг$_{у.т}$/ГДж	38,144	23,295	28,949	20,023	24,037
		%	190,5	116,3	144,6	100	120
Удельный расход условного топлива на единицу тепла, переданного внешнему потребителю от П- и Т-отборов	$b_{т.э}$	кг$_{у.т}$/ГДж	38,217	23,242	29,005	20,062	24,083
		%	190,5	115,9	144,6	100	120

Примечание. В таблице рассматриваемые методики обозначены номерами: 1 – балансовый метод; 2 – эксергетический метод; 3 – метод ОАО "Фирма ОРГРЭС"; 4 – метод расчета, позволяющий учитывать тепловую ценность отборного пара; 5 – метод расчета по недоотпущенной электроэнергии.

Для анализа полученных результатов и сравнения вышеприведенных методик расчета затрат топлива на производство тепла и электроэнергии, приведем полученные значения удельных показателей к безразмерным величинам – процентам. При этом за базовую методику принимаем метод расчета затрат топлива, учитывающий тепловую ценность отборного пара. Значения удельных расходов условного топлива на единицу электроэнергии и тепла, рассчитанные по этому методу, будут составлять 100 %.

Из табл. 3 видно, что значения удельных расходов условного топлива, рассчитанные по эксергетическому методу, методу, позволяющему учитывать тепловую ценность отборного пара и методу расчета по недоотпущенной электроэнергии, отличаются друг от друга незначительно. При этом различие между значениями удельных расходов топлива на единицу отпущенной электроэнергии, рассчитанными по эксергетическому методу и методике, учитывающей тепловую ценность пара, составляет 8,6 %.

Удельные расходы топлива на теплоту (выработанную и отпущенную) имеют также близкие значения (различия между соответствующими удельными расходами топлива относительно базового метода составляют от 9,6 до 57,8 %). То есть, экономия топлива, связанная с энергетическим эффектом теплофикации, полностью относится на отпущенное тепло.

Следует отметить, что преимуществом этих трех методов является учет тепловой ценности отборного пара и эквивалентное сопоставление электрической энергии и тепла, а недостатком –

сложность анализа прогноза при изменении режима работы ТЭЦ.

Результаты, полученные по балансовому "физическому" методу, наиболее отличаются от результатов расчета по базовому методу. Отличия велики: по удельному расходу условного топлива на отпущенную электроэнергию ($b_э$ меньше рассчитанного по базовому методу на 48,5 %); по удельному расходу топлива на отпущенную (выработанную) теплоту от производственного и теплофикационных отборов ($b_{т.э}$ больше рассчитанного по базовому методу на 90,5 %). Наибольшая разница достигается для теплофикационных отборов − 266 %. Удельный расход топлива на отпущенное тепло из производственного отбора, рассчитанный по балансовому методу, выше удельного расхода, рассчитанного по базовому методу, на 45,2 %. При этом удельные расходы топлива на единицу отпущенного тепла (по балансовому методу) представляются примерно одинаковыми. Это объясняется тем, что при вычислении общего количества тепла, отпускаемого внешнему потребителю, сложение потоков тепла происходит без учета их тепловых потенциалов. Вся экономия топлива от теплофикации передается на электрическую энергию.

Удельные показатели, полученные по методике ОАО "Фирма ОРГРЭС", занимают промежуточное положение между удельными показателями, рассчитанными по балансовой методике и базовому методу, учитывающему тепловую ценность отборного пара (удельный расход $b_э$ рассчитанный по методу "ОРГРЭС" ниже на 23,9 % удельного расхода, рассчитанного по базовому методу). Это объясняется тем, что в методике ОАО "Фирма ОРГРЭС" разница тепловых потенциалов отпускаемого потребителю тепла учитывается частично.

Таким образом, величины затрат в комбинированном производстве электрической энергии и тепла существенно зависят от методики их определения.

На современном этапе, оценку эффективности комбинированного производства электрической и тепловой энергий на ТЭЦ предлагается производить на основе: коэффициента использования теплоты топлива, удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и эксергетического КПД реального цикла [4], а для формирования тарифов на ТЭЦ использовать исключительно экономический подход разделения затрат топлива [3,4].

По мнению же авторов, методика, учитывающая тепловую ценность пара, является в настоящее время приемлемой. Но не исключено, что в процессе обсуждения данной проблемы для насущно необходимой однозначности специалисты придут к согласию на основе новой методики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Киселев, Г. П.* Варианты расчета удельных показателей эффективности работы ТЭЦ / Г. П. Киселев. – М.: Изд–во МЭИ, 2003. – 31 с.

2. РД 3408.552–95. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования. – М.: СПО ОРГРЭС, 1995. – 124 с.

3. *Хрилев, Л. С.* Сравнительная оценка отечественных и зарубежных методов разделения расхода топлива и формирования тарифов на ТЭЦ / Л. С. Хрилев, В. А. Малафеев, А. А. Хараим, И. М. Лившиц // Теплоэнергетика, 2003. – № 4. − С. 45−54.

4. *Андрющенко, А. И.* О разделении расхода топлива и формировании тарифов на ТЭЦ / А. И. Андрющенко // Теплоэнергетика, 2004. – № 8. − С. 77−78.

УДК 621.436

В. А. Марков, А. Г. Кузнецов, Е. Е. Полухин, В. А. Павлов

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЯ

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
ОАО "Ногинский завод топливной аппаратуры"

На современном этапе развития двигателестроения важнейшим показателем транспортных дизелей является токсичность отработавших газов (ОГ) [1-4]. Достижение современных показателей транспортных дизелей по токсичности их ОГ возможно только при реализации целого комплекса мероприятий, улучшающих экологические характеристики силовой установки транспортного средства. Среди этих мероприятий важное место занимает регулирование угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) [4,5]. Устанавливая оптимизированное

значение УОВТ на каждом режиме работы дизеля можно обеспечить наилучшие показатели дизеля по токсичности ОГ. Кроме того, оптимизация УОВТ позволяет сократить расход топлива, снизить тепловую и механическую напряженность деталей двигателя, улучшить динамические и пусковые качества дизеля.

В настоящее время в транспортных и автотракторных дизелях применяют топливную аппаратуру разделенного типа, неразделенного типа и аккумуляторные системы топливоподачи [4,5]. В отечественных дизелях преимущественное применение получили системы топливоподачи разделенного типа, в которых топливный насос высокого давления (ТНВД) через топливопроводы высокого давления соединен с форсунками. В зарубежном дизелестроении предпочтение отдается системам неразделенного типа и аккумуляторным системам топливоподачи. Системы неразделенного типа имеют насос-форсунки, объединяющие в одном узле ТНВД и форсунки. В аккумуляторных системах топливоподачи ТНВД поддерживает высокое давление в аккумуляторе, а функции дозирования и управления УОВТ возлагаются на форсунку.

Следует отметить, что по своим функциональным возможностям аккумуляторные системы топливоподачи имеют ряд преимуществ перед топливной аппаратурой других типов. Среди них: гибкое управление процессом топливоподачи, включающее управление величиной цикловой подачи и фазами впрыскивания, формирование требуемого закона подачи по углу поворота коленчатого вала (в том числе предварительное впрыскивание части топлива), возможность обеспечения независимости давления впрыскивания от режима работы дизеля, хорошая компонуемость элементов системы топливоподачи на двигателе. Аккумуляторные системы топливоподачи разрабатываются рядом европейских фирм: Siemens, L'Orange GmbH, Lucas Varity, Fiat, Magneti Marelli, Elasis, но наиболее известна система типа Common-Rail фирмы R.Bosch.

Вместе с тем, отечественная промышленность пока не готова к серийному выпуску аккумуляторных систем топливоподачи, что связано со сравнительно сложной технологией изготовления таких систем, трудностями обеспечения ее стабильной работы, как по секциям топливной аппаратуры, так и со стабильностью ее параметров во времени, невысоким качеством отечественного дизельного топлива. Исторически отечественная промышленность ориентирована на выпуск разделенных систем топливоподачи. При этом следует отметить, что разделенная топливная аппаратура с ТНВД отличается относительной простотой и отработанностью конструкции, технологичностью изготовления деталей и узлов топливной аппаратуры, эксплуатационной надежностью, низкой стоимостью при давлениях впрыскивания до 120 МПа. Поэтому в ближайшей перспективе быстрый перевод отечественной промышленности на выпуск аккумуляторной топливной аппаратуры или на системы других типов маловероятен. В связи с этим определенный интерес представляют исследования, направленные на расширение функциональных возможностей топливной аппаратуры разделенного типа. Одним из направлений исследований этой аппаратуры является ее оснащение устройствами регулирования УОВТ, позволяющими реализовать такое регулирование по сложным законам.

Серийная топливоподающая аппаратура отечественных дизелей не позволяет реализовать регулирование УОВТ по требуемым законам. Выпускаются лишь муфты опережения впрыскивания топлива, обеспечивающие регулирование УОВТ по частоте вращения (например, муфта ТНВД дизеля типа КамАЗ-740). В серийном топливном насосе типа 4УТНИ Ногинского завода топливной аппаратуры (ОАО "НЗТА") механизм изменения УОВТ вообще отсутствует.

В МГТУ им. Н. Э. Баумана разработана система топливоподачи, обеспечивающая регулирование УОВТ, в зависимости от режимных параметров двигателя (частота вращения коленчатого вала, нагрузка на двигатель), а также корректирование УОВТ при изменении параметров окружающего воздуха и физико-химических свойств применяемого топлива. Система топливоподачи с регулированием УОВТ разработана на базе серийного топливного насоса 4УТНИ производства ОАО "НЗТА". Топливный насос высокого давления (ТНВД) имеет микропроцессорную систему регулирования УОВТ, включающую размещенный в наполнительном канале насосной секции ТНВД электромагнитный клапан, управляемый от электронного блока. Предложенная система топливоподачи дизеля (рис. 1) содержит насосную секцию ТНВД с механизмами изменения угла опережения впрыскивания и количества по-

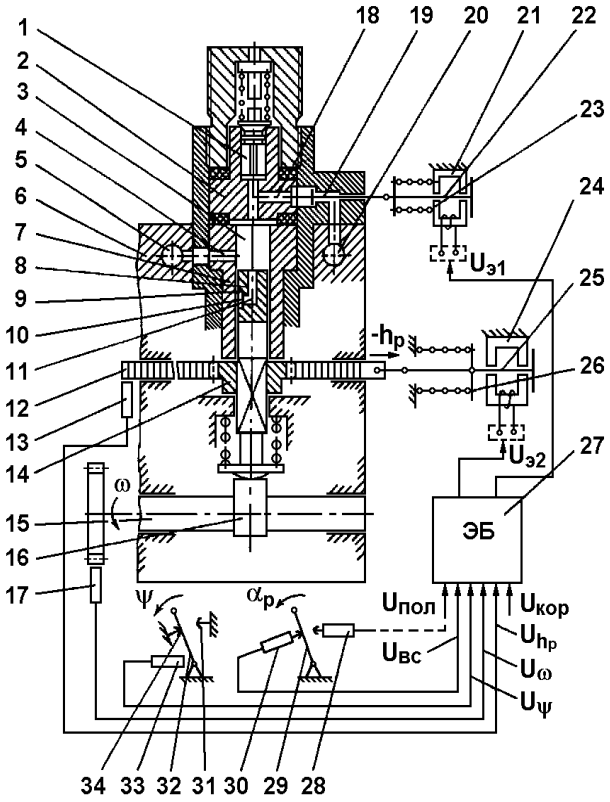


Рис. 1. Система топливоподачи дизеля с регулированием угла опережения впрыскивания топлива:
ЭБ – электронный блок; ω – частота вращения; $h_р$ – положение дозирующей рейки; ψ – положение рычага управления; $\alpha_р$ – положение рычага задания вида регуляторных характеристик; $U_{вс}$ и $U_{пол}$ – сигналы с датчиков положения рычага задания вида регуляторных характеристик (всережимных или пологих); $U_ψ$ – сигнал с датчика положения рычага управления; $U_ω$ – сигнал с датчика частоты вращения; $U_{hр}$ – сигнал с датчика положения дозирующей рейки; $U_{кор}$ – корректирующие сигналы с датчиков параметров окружающего воздуха и свойств применяемого топлива; $U_{э1}$ и $U_{э2}$ – управляющие сигналы с электронного блока

даваемого топлива и электронный регулятор с каналами изменения УОВТ и цикловой подачи топлива (ЦПТ).

Насосная секция включает корпус *6* с установленной в нем гильзой *7*, в которой размещен топливоподающий плунжер *8*, подпружиненный к кулачку *16* кулачкового вала *15* ТНВД. На верхней торцевой поверхности гильзы *7* установлены нагнетательный клапан *1* с седлом *2*, образующие с гильзой и плунжером надплунжерную полость *3*, имеющую наполнительный *18* и отсечной *4* каналы, выполненные соответственно в седле *3* клапана *2* и в гильзе *7*. В корпусе *6* выполнены подводящая *20* и отводящая *5* топливные магистрали, сообщающиеся, соответственно, через наполнительный *18* и отсечной *4* каналы с надплунжерной полостью *3*.

Механизм изменения УОВТ содержит установленный в наполнительном канале *18* электромагнитный клапан *19*, выполненный с возможностью перекрытия наполнительного канала *18*, соединяющего надплунжерную полость *3* с подводящей магистралью *20*. Схема электромагнитного клапана системы регулирования УОВТ представлена на рис. 2. Клапан *3* выполнен на базе серийного электромагнитного клапана, применяемого в системе холостого хода бензиновых двигателей, выпускаемых АМО "ЗИЛ". В отличие от серийного клапана в разработанном клапане запирающий элемент выполнен в виде прецизионной пары, способной работать в условиях высоких давлений надплунжерной полости ТНВД. Клапан содержит электромагнитную обмотку *3* и прецизионный запирающий элемент *1*, размещенный в штуцере-переходнике *2*. Штуцер *2* вворачивается в корпус ТНВД и подводит топливо из линии низкого давления в перьевидную часть нагнетательного клапана. Штуцер *2* уплотняется в корпусе ТНВД фторопластовой шайбой *4* и резиновым кольцом *5*.

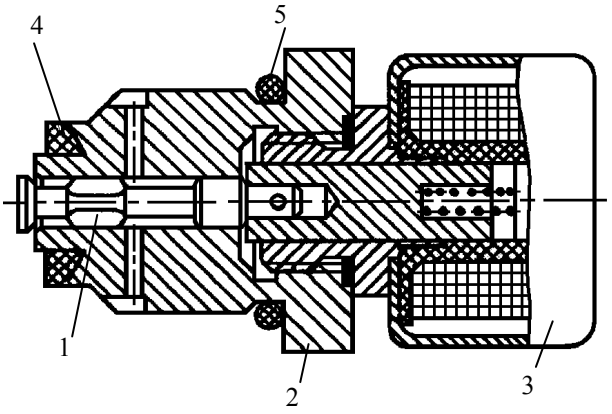


Рис. 2. Схема электромагнитного клапана системы регулирования УОВТ:
1 – запирающий элемент; *2* – штуцер-переходник; *3* – электромагнитная обмотка; *4* – фторопластовая шайба; *5* – резиновое кольцо

Механизм изменения количества подаваемого топлива предложенной системы топливоподачи (рис. 1) содержит размещенную на направляющей поверхности плунжера *8* дозирующую втулку *14*, связанную через зубчатое соединение с установленной в корпусе *6* дозирующей рейкой *12*. При этом плунжер *8* имеет осевое сверление *11* и винтовую канавку *10*, выполненную на цилиндрической поверхности плунжера *8* и образующую на ней косую кромку *9*.

Электронный регулятор включает задатчик режимов с рычагом *29* задания вида частичных регуляторных характеристик и рычагом управ-

ления *32*, датчики режимных параметров, электронный блок управления *27* и каналы изменения УОВТ и ЦПТ. При этом датчик *17* частоты вращения дизеля (кулачкового вала *15* ТНВД), датчик *13* количества подаваемого топлива (положения дозирующей рейки *12*), датчик *33* положения рычага управления *32*, датчики *28* и *30* положения рычага *29* задания вида частичных регуляторных характеристик соединены со входами электронного блока *27*, а рычаг управления *32* выполнен с упорами *34* и *31*, соответственно, максимальной (номинальной) и минимальной частот вращения.

Канал изменения УОВТ содержит установленный в наполнительном канале *18* надплунжерной полости *3* электромагнитный клапан *19*, управляемый электронным блоком *27*. Причем, один из выходов электронного блока *27* соединен с обмоткой установленного в корпусе 6 электромагнита *21*, а сердечник *22* электромагнита *21*, нагруженный пружиной *23*, соединен с клапаном *19*. Канал изменения ЦПТ содержит установленную в корпусе *6* дозирующую рейку *12*, управляемую электронным блоком *27*. Причем, второй выход электронного блока *27* соединен с обмоткой установленного в корпусе *6* электромагнита *24*, а сердечник *25* электромагнита *24*, нагруженный пружиной *26*, соединен с дозирующей рейкой *12*.

Система управления топливоподачей дизеля (рис. 1) работает следующим образом. При нахождении плунжера *8* в нижнем положении происходит наполнение надплунжерной полости *3* топливом из подводящей магистрали *20* корпуса *6* через наполнительный канал *18* седла *2* нагнетательного клапана *1*. Подача топлива в цилиндры дизеля осуществляется при движении плунжера *8* вверх под действием набегающего кулачка *16* кулачкового вала *15* ТНВД. Начало нагнетания соответствует моменту перекрытия наполнительного канала *18* электромагнитным клапаном *19*. При дальнейшем движении плунжера *8* вверх происходит увеличение давления в надплунжерной полости *3*, перемещение нагнетательного клапана *1* вверх, сообщение надплунжерной полости *3* через топливопровод высокого давления с подыгольной полостью форсунки (на рис. 1 не показаны) и подача топлива в цилиндр дизеля. Окончание нагнетания (отсечка топлива) соответствует моменту начала открытия отсечного канала *4* косой кромкой *9* плунжера *8*. При этом надплунжерная полость *3* через осевое сверление *11* и винтовую канавку *10* плунжера *8* и отсечной канал *4* гильзы *7* сообщается с отводящей топливной магистралью 5 корпуса *6*.

Изменение количества подаваемого топлива при неизменном УОВТ обеспечивается при перемещении дозирующей рейки *12*. Например, уменьшение ЦПТ осуществляется при смещении дозирующей рейки *12* вправо, повороте дозирующей втулки *14* и плунжера *8* вокруг оси последнего, смещении косой кромки *9* плунжера относительно отсечного канала *4* и более раннем окончании подачи топлива. Изменение УОВТ осуществляется при изменении момента закрытия наполнительного канала *18* электромагнитным клапаном *19* (при уменьшении УОВТ клапан *19* перекрывает наполнительный канал *18* позже). Причем, при уменьшении УОВТ и сохранении неизменным момента окончания нагнетания уменьшается активный ход плунжера. Поэтому для сохранения ЦПТ неизменной момент окончания нагнетания также необходимо сместить в сторону запаздывания путем перемещения дозирующей рейки *12* влево.

Система топливоподачи на рис. 1 обеспечивает регулирование УОВТ в соответствии с требуемой характеристикой УОВТ и изменениями частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на дизель (подачи топлива). Такое регулирование УОВТ осуществляется следующим образом. В электронный блок *27* регулятора поступают сигналы U_{ω} от датчика 17 частоты вращения и U_{hp} от датчика *13* положения дозирующей рейки *12*, характеризующие частоту вращения коленчатого вала дизеля $\omega_д$ и крутящий момент дизеля $M_д$. В соответствии с сигналами U_{ω} и U_{hp}, поступающими в электронный блок, и заложенной в его запоминающем устройстве требуемой статической характеристикой УОВТ, электронный блок *27* вырабатывает управляющий сигнал $U_{э1}$, подаваемый на обмотку электромагнита *21* и определяющий момент закрытия клапана *19*, т. е. УОВТ. Причем, при обесточивании обмотки электромагнита *21* пружина *23* смещает сердечник *22* с клапаном *19* влево (в сторону открытия клапана *19*).

Для оценки работоспособности разработанной системы топливоподачи в условиях развернутого дизеля проведены его экспериментальные исследования на моторном стенде АМО "ЗиЛ". Исследовался дизель типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) производства Минского мотор-

ного завода. Исследуемый дизель был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, форсунками АО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс) с распылителями DOP 119S534 фирмы Motorpal. Форсунки отрегулированы на давление начала впрыскивания $p_{ф0}$=21,5 МПа. Длина топливопроводов высокого давления составляла $L_{тр}$=540 мм, их внутренний диаметр был равен 2,0 мм.

Опыты проводились по методикам, регламентированным ГОСТ 14846-81 "Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний". Моторный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Характер процесса впрыскивания разработанной системой топливоподачи оценивался с помощью аппаратуры фирмы AVL. Концентрации NO_x, CO, CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANAKO с погрешностями измерения указанных компонентов ±1 %.

Дизель Д-245.12С при моторных испытаниях исследовался на двух наиболее характерных режимах – на режиме максимальной мощности при частоте вращения двигателя n = = 2400 мин$^{-1}$ и на режиме максимального крутящего момента при n=2400 мин$^{-1}$. Эти два режима вносят наибольший вклад в суммарную токсичность ОГ дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, предусмотренного европейским стандартом EURO-2 (весовые коэффициенты этих режимов составляют 0,10 и 0,25). При исследованиях дизеля на этих режимах установочный УОВТ θ изменялся в диапазоне от 25 до 8^o УПКВ до ВМТ. С учетом времени задержки закрытия электромагнитных клапанов и времени прохождения волны давления от ТНВД к форсунке реальные УОВТ, определенные при осциллографировании, оказались равными соответственно от 19 до 2^o УПКВ до ВМТ. При этом были определены эксплуатационные показатели двигателя, представленные на рис. 3.

Анализ данных рис. 3 показывает, что наиболее благоприятное сочетание экономических и экологические показатели дизеля имеет место при установочном УОВТ θ=15^o УПКВ до ВМТ (действительный УОВТ θ=9^o УПКВ до ВМТ). При больших УОВТ обеспечиваются наилучшие показатели дизеля по удельному эффективному расходу топлива g_e и содержанию в ОГ несгоревших углеводородов C_{CHx}

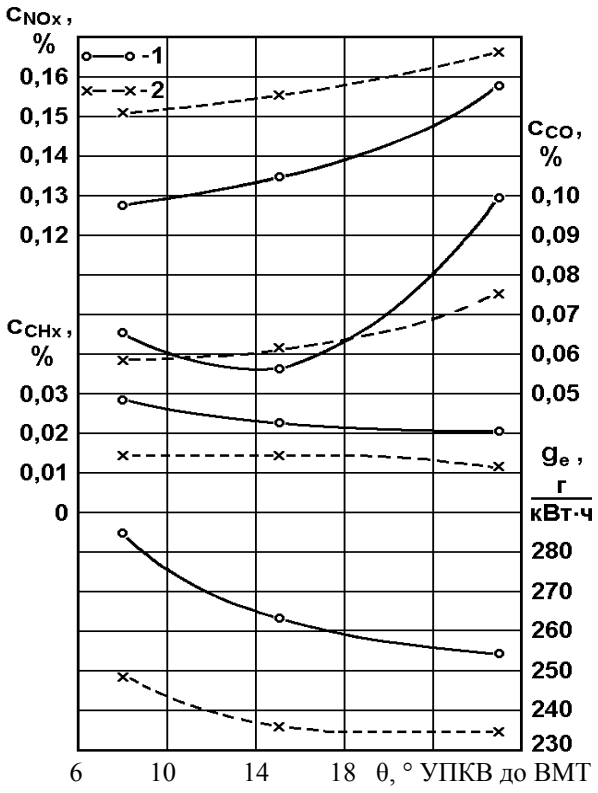


Рис. 3. Зависимость объемных концентраций в ОГ оксидов азота C_{NOx}, монооксида углерода C_{CO}, углеводородов C_{CHx}, удельного эффективного расхода топлива g_e от установочного УОВТ θ дизеля типа Д-245.12С:
1 – на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$; *2* – на режиме максимального крутящего момента при n = 1400 мин$^{-1}$

(при n = 1400 мин$^{-1}$). При малых УОВТ наблюдается наименьшее содержание в ОГ оксидов азота C_{NOx}. В то же время отмечена необходимость изменения УОВТ в соответствии со скоростным режимом работы дизеля. В частности, на режиме с n = 2400 мин$^{-1}$ зависимость содержания оксидов азота в ОГ от УОВТ слабо выражена и приритетными становятся показатели дизеля по удельному эффективному расходу топлива и содержанию в ОГ монооксида углерода C_{CO} и несгоревшим углеводородам C_{CHx}. На режиме с n = 1400 мин$^{-1}$ имеется возможность заметного уменьшения эмиссии оксидов азота NO_x путем регулирования УОВТ.

Таким образом, проведенный комплекс работ по применению в транспортном дизеле микропроцессорной системы регулирования угла опережения впрыскивания топлива подтвердил возможность значительного улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ транспортного дизеля, оснащенного топливной аппаратурой производства ОАО "НЗТА".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов/ В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

2. *Звонов, В. А*. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.

3. *Лиханов, В. А*. Снижение токсичности автотракторных дизелей / В. А. Лиханов, А. М. Сайкин. – М.: Колос, 1994. – 224 с.

4. *Марков, В. А*. Токсичность отработавших газов дизелей / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 376 с.

5. *Грехов, Л. В.* Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

УДК 621.43

А. Г. Черныш, В. В. Славуцкий, З. Х. Харсов

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМ НАЧАЛЬНЫМ ДАВЛЕНИЕМ*

Волгоградский государственный технический университет
Московский автомобильно-дорожный институт
(государственный технический университет), (филиал, г. Пятигорск)

Положительный эффект регулирования начального давления в нагнетательной магистрали топливной системы дизелей известен [1, 3, 4]. При этом, в большинстве случаев, нагнетательный трубопровод подпитывается в межцикловой период отдельным источником (дополнительный насос, аккумулятор). Это усложняет конструкцию системы и не всегда позволяет обеспечить нужный диапазон изменения начального давления.

Запатентована система топливоподачи дизеля с регулируемым начальным давлением в нагнетательной магистрали [5]. Штатная система топливоподачи дополнена механизмом для формирования и регулирования начального давления (рис. 1). Основа механизма – двухпозиционный золотниковый распределитель *3*. Ротор *10* распределителя через окно *5* поочередно сообщает первый контур нагнетательной магистрали *2* с линией низкого давления *6*, со вторым контуром нагнетательной магистрали *7* и форсункой *4*. При этом используются окна *8* и *9* в статоре распределителя. Приводится ротор распределителя от кулачкового вала топливного насоса с передаточным отношением 1:2. Кулачковый вал насоса вращается со скоростью коленчатого вала.

Удвоение скорости вращения вала топливного насоса принято в качестве метода интенсификации процесса впрыскивания топлива, основанного на увеличении объемной скорости подачи [2]. Заметим, что общепринятый термин "трубопровод высокого давления" мы заменили – на "нагнетательная магистраль". Нагнетательная магистраль штатной системы включает в себя штуцер насоса, трубопровод высокого давления и полость форсунки. Поскольку магистраль разделена в нашей конструкции на две части распределителем, то часть ее, включающая штуцер насоса и трубопровод высокого давления, названа первым контуром нагнетательной магистрали, а оставшаяся часть – вторым контуром нагнетательной магистрали (рис. 1). В течение рабочего цикла четырехтактного дизеля в каждой секции топливного насоса (в нашем случае) реализуются два хода плунжера. При этом дополнительный ход используется только для заполнения первого контура нагнетательной магистрали *2*. Количество топлива, перепущенного через окна распределительное *5* и дросселирующее *8* из первого контура *2* в линию низкого давления *6*, определяет давление топлива в первом контуре *2* до начала основного хода плунжера. Во время основного хода плунжера первый контур *2* и линия низкого давления *6* разобщены; топливо во второй контур *7* и к форсунке *4* поступает из первого контура *2* через распределительное *5* и нагнетательное *9* окна распределительного устройства *3*.

Таким образом, давление в нагнетательной магистрали перед началом цикла $P_{нач}$, а следовательно, и показатели процесса впрыскивания топлива, определяются площадью проходных сечений при перекрытии распределительного

* Работа выполнена под руководством доктора технических наук, профессора В. М. Славуцкого

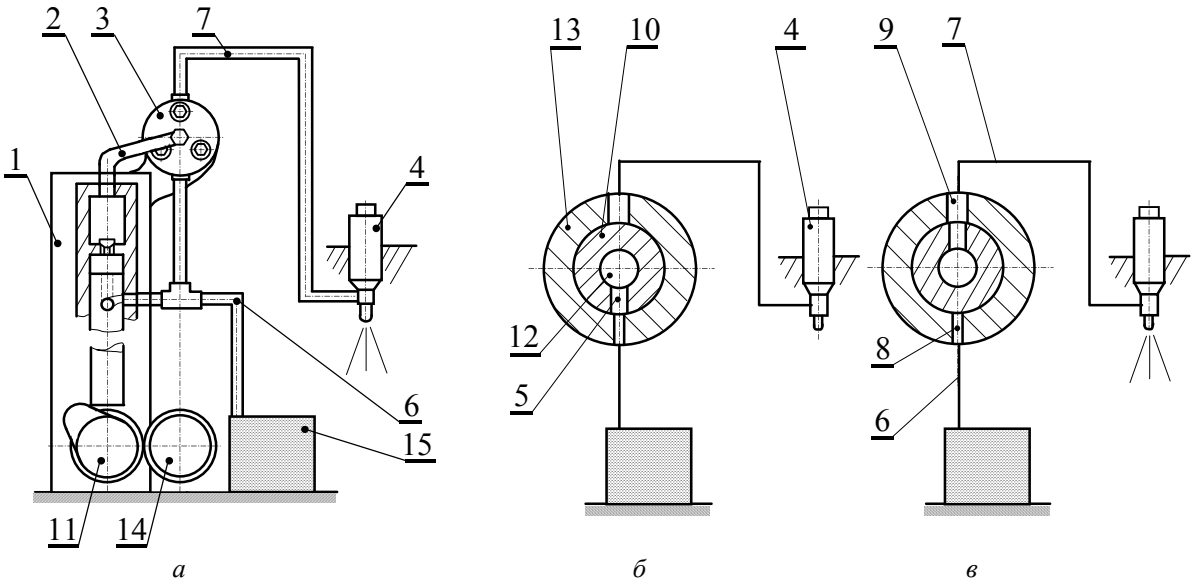


Рис. 1. Конструктивная схема системы топливоподачи с удвоенной частотой вращения вала насоса и возможностью регулирования начального давления:
а – общий вид; *б* – положение I (формирование остаточного давления в первом контуре); *в* – положение II (основной цикл впрыскивания); *1* – ТНВД; *2* – первый контур нагнетательной магистрали; *3* – распределительное устройство; *4* – форсунка; *5* – распределительное окно; *6* – линия низкого давления; *7* – второй контур нагнетательной магистрали; *8* – дросселирующее окно; *9* – нагнетательное окно; *10* – ротор распределителя; *11* – вал ТНВД; *12* – полость высокого давления; *13* – статор распределителя; *14* – коленчатый вал; *15* – бак

окна *5* в роторе *10* с дросселирующим *8* и нагнетательным *9* окнами в статоре *13*.

Соизмеримость времени прохождения волны давления в первом контуре и времени изменения площади сечения канала, образованного при перекрытии окон ротора и статора, позволяет получать различное время – сечение путем изменения взаимного положения окон в начальный момент цикла подачи. Введено понятие "угол упреждения ротора $\varphi_{уп}$". Это угол поворота ротора, определяющий степень раскрытия канала к моменту начала движения плунжера.

Систему отличает от штатной конструкции разобщенность нагнетательной магистрали наличием распределителя (рис. 1). Таким образом, при математическом описании системы предлагаемой конструкции возникает необходимость моделирования волновых явлений как в первом, так и во втором контурах нагнетательной магистрали. Кроме того, процесс перепуска топлива через окна распределителя определяется проходной площадью их перекрытия в каждый момент положения ротора (вала топливного насоса).

Ставилась задача путем численного эксперимента доказать работоспособность системы и определить влияние конструктивных и регулировочных параметров распределительного устройства на показатели процесса впрыскивания топлива.

На рис. 2 представлены зависимости остаточного давления в первом контуре нагнетательной магистрали $P_{ост}$ от диаметра дросселирующего окна *8* статора $d_{др}$ при различных значениях частоты вращения вала насоса $n_в$. При угле упреждения ротора $\varphi_{уп}$=5° (рис. 2) увеличение $d_{др}$ снижает давление в первом контуре нагнетательной магистрали $P_{ост}$, что особенно заметно при $n_в$=1000 мин$^{-1}$. Наибольшее значение $P_{ост}$=16 МПа получено при $n_в$=1000 мин$^{-1}$ и

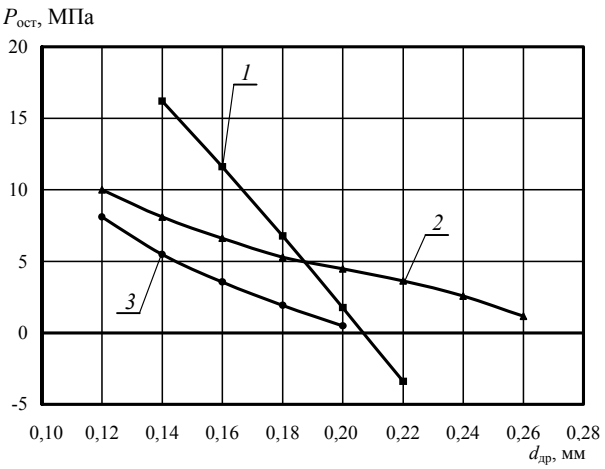


Рис. 2. Зависимость остаточного давления $P_{ост}$ в первом контуре от диаметра дросселирующего окна $d_{др}$:
$\varphi_{уп}$=5°; *1* – $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=2000 мин$^{-1}$; *3* – $n_в$=3000 мин$^{-1}$

$d_{др}$=0,14 мм. Для каждой из рассматриваемых частот вращения вала насоса $n_в$ существует значение $d_{др}$, превышение которого приводит к образованию свободных объемов в первом контуре. Так, для $n_в$=1000 мин$^{-1}$ предельным является $d_{др}$=0,21 мм, для $n_в$=2000 мин$^{-1}$ – 0,27 мм, для $n_в$=3000 мин$^{-1}$ – 0,20 мм.

С увеличением угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$ до 10º качественные закономерности сохраняются, т. е. с увеличением диаметра дросселирующего окна ротора $d_{др}$ уменьшается давление в первом контуре $P_{ост}$. Наиболее это выражено при частоте вращения вала насоса $n_в$=1000 мин$^{-1}$. Значительно расширяется диапазон значений $d_{др}$, при которых давления в первом контуре $P_{ост}$ положительны. Соответственно и предельные значения $d_{др}$ выше: для $n_в$=1000 мин$^{-1}$ – 0,51 мм, для $n_в$=2000 мин$^{-1}$ и $n_в$=3000 мин$^{-1}$ предельное значение $d_{др}\approx$0,80 мм. Следует заметить, что при $\varphi_{уп}$=10º и $d_{др}$>0,52 мм отмечено слабое влияние $d_{др}$ на давление в первом контуре нагнетательной магистрали. Это позволяет выделить рабочий диапазон изменения диаметра дросселирующего окна ротора при частотах вращения вала насоса 2000 и 3000 мин$^{-1}$.

Приведенные здесь результаты доказывают принципиальную возможность изменения начальных условий в нагнетательной магистрали топливной системы без применения отдельного подпитывающего источника. Установлены диапазоны изменения диаметра дросселирующего окна при различных углах упреждения ротора. Однако, из-за специфики предлагаемой конструкции системы, и процесс формирования начальных условий в первом контуре, и процесс подачи топлива через форсунку протекают при одном и том же (установленном) угле упреждения ротора. В этих условиях при выборе угла упреждения ротора следует руководствоваться показателями процесса подачи топлива. Определение последних предполагает функционирование всей системы, включая и второй контур нагнетательной магистрали. Свойства этого элемента системы зависят как от время – сечения канала на входе, т. е. от угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$, так и от диаметра нагнетательного окна $d_{нг}$.

При остаточном давлении в нагнетательной магистрали $P_{ост}$=0 появляется возможность оценить влияние $d_{нг}$ и $\varphi_{уп}$ на показатели процесса подачи топлива.

Так, если диаметр нагнетательного окна $d_{нг}$=2 мм, то в диапазоне изменения угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$ от 5 до 25º ($n_в$=2000, 3000 мин$^{-1}$) и от 5 до 30º ($n_в$=1000 мин$^{-1}$) цикловая подача топлива Q_c практически постоянна (рис. 3). Уменьшение $d_{нг}$ до 0,8 мм заметно сужает диапазон значений $\varphi_{уп}$, при которых цикловая подача топлива неизменна. Даже при $n_в$=1000 мин$^{-1}$ резкое снижение цикловой подачи Q_c начинается после $\varphi_{уп}$=12º. В случае же $n_в$=3000 мин$^{-1}$ уменьшение Q_c отмечено при $\varphi_{уп}$=5º. Предпочтительнее вариант при $d_{нг}$ = = 2 мм, когда диапазон возможного изменения угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$ наиболее широкий (5…30º) (рис. 3). Важно, что этот диапазон изменения $\varphi_{уп}$ включает его значение (10º), обеспечивающее широкие пределы регулирования остаточного давления $P_{ост}$ в первом контуре нагнетательной магистрали.

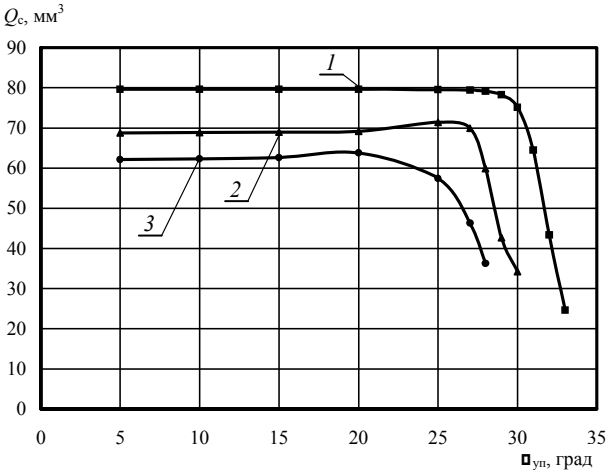


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи Q_c от угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$:
$P_{ост}$=0; $d_{нг}$=2 мм; *1* – $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=2000 мин$^{-1}$; *3* – $n_в$=3000 мин$^{-1}$

Практический интерес представляют зависимости цикловой подачи топлива Q_c от диаметра нагнетательного окна $d_{нг}$ при фиксированном значении угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$. Для всех рассчитываемых частот вращения вала насоса $n_в$ характерно значительное увеличение цикловой подачи топлива Q_c в определенном диапазоне изменения $d_{нг}$; при $n_в$=1000 мин$^{-1}$ – 0,4…0,6 мм, при $n_в$=2000 мин$^{-1}$ – 0,4…0,8 мм, при $n_в$=3000 мин$^{-1}$ – 0,6…1 мм. С повышением скоростного режима топливного насоса пределы изменения диаметра нагнетательного окна расширяются и смещаются в сторону бóльших значений $d_{нг}$ (рис. 4).

Качественно, закономерности изменения продолжительности процесса впрыскивания топлива и задержки начала подачи (относи-

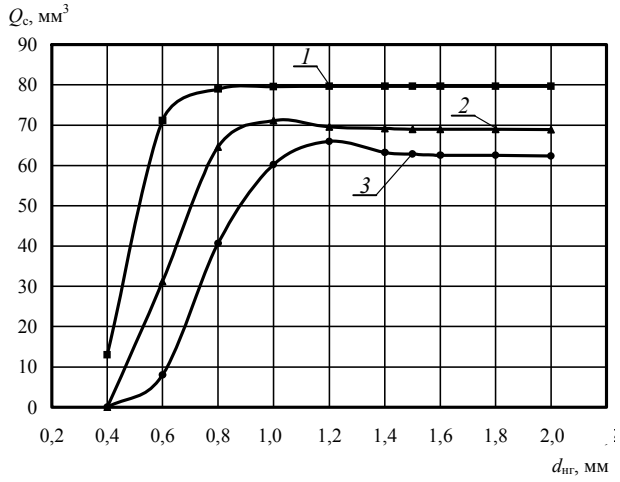


Рис. 4. Зависимость цикловой подачи Q_c от диаметра нагнетательного окна $d_{нг}$:
$\varphi_{уп}$=10º; $P_{ост}$=0; *1* – $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=2000 мин$^{-1}$; *3* – $n_в$=3000 мин$^{-1}$

тельно начала отсечки) в функции $d_{нг}$, повторяют таковые для цикловой подачи Q_c. Это подтверждает связь продолжительности впрыскивания и задержки начала подачи с цикловой подачей топлива [2].

Изменение диаметра нагнетательного окна может быть использовано как метод дозирования цикловой подачи топлива и стать предметом отдельного изучения.

Общеизвестна связь вторичного подъема иглы форсунки (подвпрыскиваний) с начальным давлением в нагнетательной магистрали $P_{нач}$.

В результате расчетов установлено, что повышение скоростного режима топливного насоса сдвигает область подвпрыскиваний в сторону бóльших значений начального давления (рис. 5). Так, при частотах вращения вала насоса $n_в$=1000, 2000 и 3000 мин$^{-1}$ область подачи топлива без подвпрыскиваний ограничивается значениями $P_{нач}$=3; 4,5 и 6 МПа, соответственно (рис. 5). Увеличение угла упреждения ротора $\varphi_{уп}$ расширяет эту зону до 6,5 МПа только при $n_в$=3000 мин$^{-1}$.

Определены зависимости цикловых подач Q_c от частоты вращения вала топливного насоса $n_в$ (с учетом остаточных давлений $P_{ост}$) для значений диаметра дросселирующего окна $d_{др}$ 0,18 и 0,20 мм при $\varphi_{уп}$=5º и 0,46 и 0,50 мм при $\varphi_{уп}$=10º. На каждом скоростном режиме вала насоса, при фиксированных значениях диаметра дросселирующего окна и угла упреждения $\varphi_{уп}$, были получены различные значения остаточного давления в первом контуре (рис. 2). Выявлена явно выраженная область подвпрыскиваний, что подтверждает представленные ранее результаты (рис. 5).

Можно сделать вывод о выборе наиболее предпочтительного (с точки зрения отсутствия подвпрыскиваний) значения диаметра дросселирующего окна $d_{др}$. Так, при $\varphi_{уп}$=5º целесообразно использовать дросселирующее окно $d_{др}$=0,2 мм, а при $\varphi_{уп}$=10º – $d_{др}$=0,5 мм. Это позволяет получить начальные давления $P_{нач}$, при которых в системе отсутствуют подвпрыскивания. Практически одна и та же цикловая подача топлива отмечена при двух сочетаниях параметров системы – ($\varphi_{уп}$=5º; $d_{др}$=0,20 мм) и ($\varphi_{уп}$=10º; $d_{др}$=0,50 мм) на всех исследуемых скоростных режимах топливного насоса.

Возможен подбор диаметра нагнетательного окна $d_{нг}$ (для конкретных $P_{нач}$ и $n_в$), обеспечивающего отсутствие подвпрыскиваний (рис. 6).

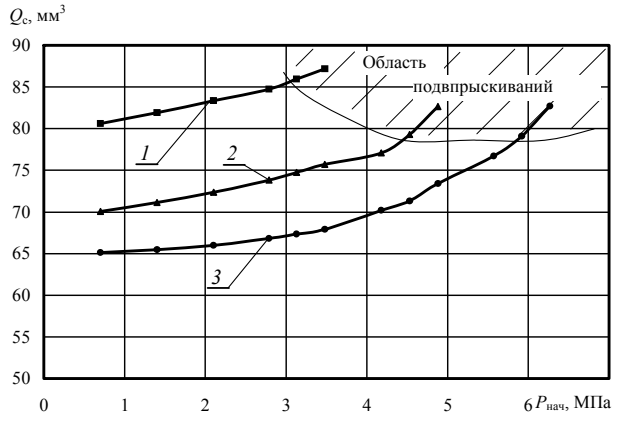


Рис. 5. Зависимость цикловых подач Q_c от начального давления $P_{нач}$:
$\varphi_{уп}$=5º; $d_{нг}$=2 мм; *1* – $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=2000 мин$^{-1}$; *3* – $n_в$=3000 мин$^{-1}$

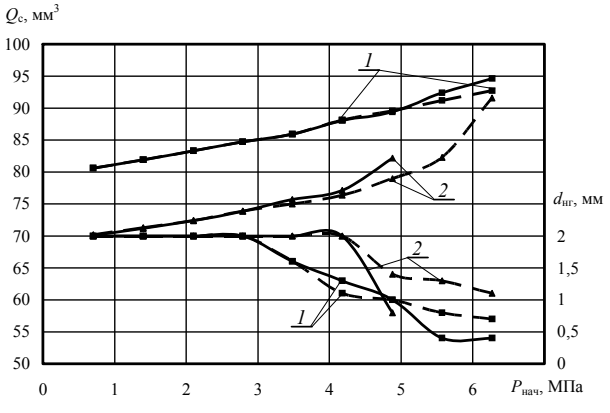


Рис. 6. Зависимость цикловых подач Q_c и оптимальных диаметров нагнетательного окна $d_{нг}$ от начального давления $P_{нач}$:
(▬) – $\varphi_{уп}$=5º; (▪ ▪) – $\varphi_{уп}$=10º; *1* – $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=2000 мин$^{-1}$

При значении $\varphi_{уп}$=10º удалось повысить $P_{нач}$ до 6,5 МПа для $n_в$=1000 и 2000 мин$^{-1}$. Если $\varphi_{уп}$=5º и $n_в$=2000 мин$^{-1}$ $P_{нач}$ – не более 5 МПа. Цикловая подача увеличивается пропорционально увеличению $P_{нач}$. Таким образом, предпочтительнее значение $\varphi_{уп}$=10º.

Итак, в результате численных экспериментов доказана работоспособность опытной системы топливоподачи и определено влияние ее основных конструктивных и регулировочных параметров на показатели процесса подачи топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Патрахальцев, Н. Н.* Дизели: система регулирования начального давления впрыскивания топлива / Н. Н. Патрахальцев, А. А. Савастенко, В. Л. Виноградский // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 3. – С. 21–23.

2. *Салыкин, Е. А.* Улучшение показателей процесса топливоподачи в дизеле путем скоростного форсирования насоса высокого давления: дис. … канд. техн. наук: 05.04.02: защищена 25.04.03: утв. 11.07.2003 / Е. А. Салыкин. – Волгоград, 2003. – 264 с.

3. *Леонов, О. Б.* Совершенствование рабочего процесса дизелей ЯМЗ повышением начального давления топлива в нагнетательном трубопроводе / О. Б. Леонов [и др.] // Двигателестроение. – 1983. – № 2. – С. 46–47.

4. *Жегалин, О. И.* Совершенствование процессов топливоподачи в широком диапазоне режимов путем регулирования начального давления топлива / О. И. Жегалин, В. А. Куцевалов, Н. Н. Патрахальцев // Двигателестроение. – 1987. – № 1. – С. 21–24.

5. Пат. № 2247255 РФ, МПК^7 F 02 M 55/00, 45/00. Топливная система для дизеля / Славуцкий В. М., Славуцкий В. В., Черныш А. Г., Липилин В. И., Ларцев А. М., Салыкин Е. А., Соколов А. Ю.; заяв. и патентообл. ВолгГТУ. – № 2003116880/06; заявл. 05.06.2003; опубл. 27.02.2005. Бюл. № 6.

УДК 621.43

В. М. Славуцкий, А. М. Ларцев, Н. Н. Косырева З. Х. Харсов

ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ СКОРОСТНОМ ФОРСИРОВАНИИ ТОПЛИВНОГО НАСОСА

Волгоградский государственный технический университет
Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия
Московский автомобильно-дорожный институт
(государственный технический университет), (филиал, г. Пятигорск)

Сотрудниками кафедры "Автотракторные двигатели" ВолГТУ запатентована топливная система дизелей с удвоенной скоростью вращения вала насоса высокого давления [1]. Каждая секция насоса подает топливо в один определенный цилиндр дизеля. Дополнительный ход плунжеров при этом используется для формирования начальных условий в системе путем перепуска части топлива из нагнетательной магистрали в полость низкого давления [1]. По сравнению со штатным вариантом системы удается повысить давление впрыскивания топлива на 57 %. На режиме максимального крутящего момента (n = 1400 мин$^{-1}$) – на 60 % (дизель Д-144) [2].

Установлено, что объемная скорость подачи по углу поворота вала насоса несколько уменьшается. Увеличивается объемная скорость подачи по времени, то есть производительность насоса, чем и объясняется повышение давления впрыскивания топлива. Продолжительность подачи топлива по углу поворота коленчатого вала на номинальном режиме (n = 2000 мин$^{-1}$) составляет 15° против штатного варианта системы – 20°. Цикловая подача уменьшается от 71 мм^3 до 52 мм^3, то есть скоростная характеристика топливного насоса имеет продолжительную коррекцию. Это исключает необходимость применять механический корректор на режиме максимального крутящего момента дизеля. На дизеле же с наддувом необходим антикорректор [2].

Восстановить цикловую подачу, то есть довести ее до значений в штатной системе, предлагается путем уменьшения объема высоты подъема нагнетательных клапанов за счет увеличения жесткости пружин. При восстановлении цикловой подачи значительно уменьшается положительная коррекция скоростной характеристики [2]. Скоростная характеристика топливного насоса, как известно, определяет форму кривой изменения крутящего момента дизеля, как функции частоты вращения коленчатого вала, то есть – тяговые свойства дизеля. Это вполне оправдывает и, более того, делает актуальным исследования, связанные с изучением различных факторов, влияющих на форму скоростной характеристики топливного насоса.

Основное влияние на характер протекания зависимостей $Q_ц = f(n)$ у топливоподающих систем с насосами золотникового типа оказывают дросселирование и сжимаемость топлива [3,4].

Дросселирование топлива возникает при его перетекании через впускное и отсечное отверстия гильзы. По мере движения плунжера проходное сечение впускного окна в гильзе уменьшается, а объемная скорость подачи нарастает вследствие увеличения скорости плунжера. В результате давление в надплунжерном объеме увеличивается, и еще до момента геометрического начала подачи (перекрытие плунжером впускного окна) может начать перемещаться нагнетательный клапан и повышаться давление в штуцере насоса. Следовательно, образование прямой волны давления у насоса из-за дросселирования может наступить раньше геометрического начала подачи.

В конце подачи, с момента открытия отсечного окна из-за дросселирования его площадь нарастает постепенно и соответственно, давление в надплунжерном объеме снижается до давления в отсечной полости насоса не мгновенно, поэтому резкого окончания подачи топлива у насоса не происходит. Действительный конец подачи топлива у насоса запаздывает по сравнению с геометрическим. Таким образом, в результате дросселирования топлива в окнах гильзы действительный активный ход плунжера оказывается больше геометрического, что вызывает увеличение действительной цикловой подачи по сравнению с геометрической.

В топливной системе, где изменение цикловой подачи достигается дросселированием потока во впускном канале насоса, форма кривых скоростной характеристики другая. По мере роста скоростного режима величина цикловой подачи уменьшается по гиперболическому закону. Это объясняется тем, что время – сечение впускного отверстия в гильзе обратно пропорционально частоте вращения вала насоса [5]. Примерно такой же вид имеют скоростные характеристики аккумуляторной топливоподающей системы [6].

Из-за сжимаемости топлива некоторая часть его аккумулируется в надплунжерном пространстве V и в объеме штуцера насоса V'. Аккумулирование происходит на участке нарастания давления над плунжером P и в штуцере P'. В результате действительная объемная скорость подачи топлива на этом участке меньше, чем геометрическая. При снижении давлений P и P' сжатое в объемах V и V' топливо начинает расширяться, что теоретически должно повысить цикловую подачу топлива.

Однако наши эксперименты показали, что по мере повышения частоты вращения вала насоса от 1000 до 2000 мин$^{-1}$ цикловая подача топлива уменьшается. Это, прежде всего, касается опытной системы с невосстановленной цикловой подачей (рис. 1). Если считать, что повышение скоростного режима насоса в рассматриваемом диапазоне не исключает эффекта дросселирования топлива в окнах гильзы, то можно предположить наличие превалирующего фактора, действие которого вызывает уменьшение цикловой подачи топлива. Таким фактором, по нашему мнению, является сжатие в объемах системы части подаваемого плунжером топлива.

Кажущееся, возможное увеличение цикловой подачи топлива при сжатии его в объемах системы может иметь место в том случае, если при отсечке, будучи сжатым, топливо вытекает

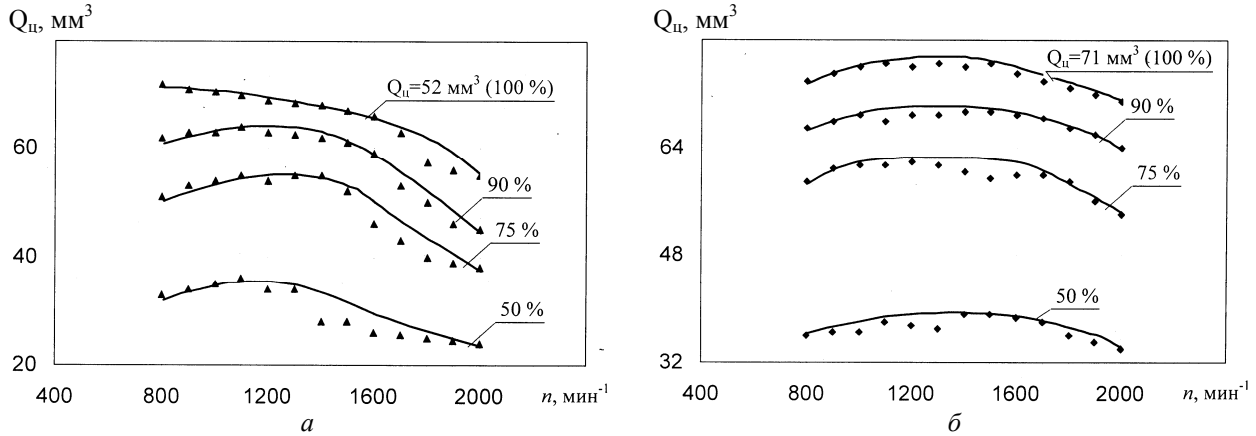


Рис. 1. Скоростные характеристики подачи топлива:
опытная система: *а* – цикловая подача не восстановлена; *б* – цикловая подача восстановлена; —— – расчет; ▲, ♦ – эксперимент.

только через сопловые отверстия распылителя. Тогда увеличение цикловой подачи приведет к соответствующему удлинению процесса подачи топлива.

Итак, степень влияния сжимаемости топлива на цикловую подачу будет зависеть, во-первых, от количества сжатого в объемах системы топлива и, во-вторых, от соотношения перетекающего в отсечную полость и через распылитель (расширяющегося, ранее сжатого в объемах) топлива.

Следует отметить, что при одном и том же количестве сжатого в объемах системы топлива эффект влияния его на величину цикловой подачи может быть различным. Важно, на сколько цикловая подача соизмерима с количеством сжатого в объемах топлива [7]. Если количество топлива, сжатое в объеме штуцера V', меньше величины цикловой подачи, то значительная часть периода впрыскивания топлива протекает во время рабочего хода плунжера. Это означает, что цикловая подача реализуется в основном за счет топлива, вытесняемого плунжером, и лишь частично – при расширении сжатого в объемах топлива. Напомним, что только небольшое количество расширяющегося топлива перетекает через распылитель, а остальная его часть перепускается в отсечную полость насоса. Сжатие топлива в объеме штуцера, снижая объемную скорость подачи, будет тем самым уменьшать величину цикловой подачи.

Более значительного уменьшения цикловой подачи следует ожидать, когда количество топлива, сжатое в объеме штуцера V', превышает цикловую подачу и большую ее часть составляет топливо, расширяющееся в объеме V' после отсечки. В этом случае цикловая подача топлива зависит от перераспределения его между отсечной полостью насоса и распылителем. Последнее же определяется интенсивностью процесса отсечки, а также степенью превышения давления топлива в штуцере P' над давлением начала подъема иглы форсунки P. Следовательно, важную роль в формировании вида скоростных характеристик играют процессы, происходящие в системе после отсечки в конце подачи, когда начинается этап одновременного истечения топлива через отсечные окна гильзы плунжера и через распылитель. Вскоре после отсечки топливо уже не поступает в нагнетательный трубопровод, а перетекает из него в надплунжерное пространство и далее в полость отсечки. Протекание процессов в этот период можно характеризовать коэффициентом разгрузки нагнетательного трубопровода $K_{\text{р}}$, представляющим собой отношение количества топлива, вытекающего в процессе разгрузки нагнетательного трубопровода в отсечную полость, к количеству топлива, вытекающему через распылитель форсунки [8]:

$$K_{\text{р}} = \frac{\int \mu_0 f_0 \sqrt{P_{\text{ô.í.}} - P_0}\cdot \Delta\tau}{\int \mu_{\text{ð}} f_{\text{ñ}} \sqrt{P_{\text{â}} - P_{\text{ö}}}\cdot \Delta\tau} + \\ + \frac{V_{\text{ê.ð.}}}{\int \mu_{\text{ð}} f_{\text{ñ}} \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(P_{\text{â}} - P_{\text{ö}}\right)}\cdot \Delta\tau}, \quad (1)$$

где $\mu_{\text{о}}$, $\mu_{\text{р}}$ – коэффициенты расхода отсечных окон гильзы и всего распылителя; $f_{\text{о}}$, $f_{\text{с}}$ – площади поперечного сечения отсечных и сопловых (суммарная) отверстий; P_0, $P_{\text{т.н}}$, $P_{\text{в}}$, $P_{\text{ц}}$ – давления топлива остаточное в нагнетательном трубопроводе, за нагнетательным клапаном, перед сопловыми отверстиями распылителя (впрыскивания) и в цилиндре дизеля; ρ – плотность топлива; $V_{\text{к.р}}$ – разгрузочный объем клапана.

В этом выражении первый член определяет относительное количество топлива, перетекающее из трубопровода за период от начала движения нагнетательного клапана до входа его разгрузочного пояска в седло. Второй член выражения – это дополнительный относительный объем, на который разгружается нагнетательный трубопровод, вследствие срабатывания разгрузочного устройства клапана.

Выражение (1) формализует и дополняет изложенную выше концепцию – подход к объяснению вида скоростных характеристик топливоподающей системы. В штатной системе при повышении частоты вращения вала насоса увеличение цикловой подачи (отрицательная гидрокоррекция) вызвано, как уже отмечалось, преобладанием эффекта дросселирования топлива в окнах гильзы. Это объясняет и повышение цикловой подачи, и соответствующее увеличение продолжительности процесса впрыскивания топлива. Превалирующее влияние этого фактора подтверждается рис. 2, *а*, где показано преобладание цикловой подачи над количеством сжатого топлива в объеме штуцера. Это наблюдается во всем диапазоне изменения частоты вращения вала насоса (рис. 2, *а*).

Значительное уменьшение цикловой подачи $Q_{\text{ц}}$ при повышении скорости вращения вала на-

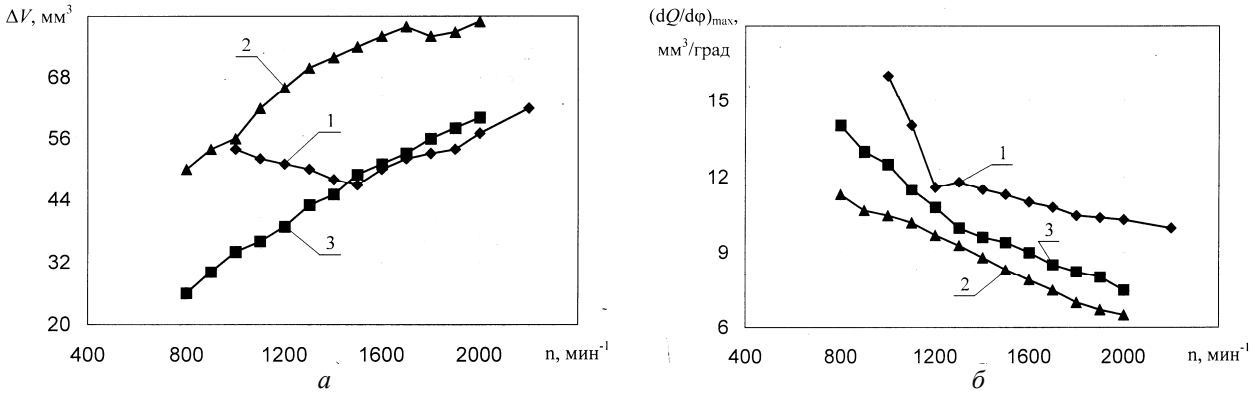


Рис. 2. Влияние частоты вращения коленчатого вала дизеля на количество сжатого топлива в объеме штуцера насоса (*а*) и максимальную объемную скорость подачи топлива (*б*):
1 – штатная система ($Q_ц$=71 мм^3); *2* – опытная система (подача не восстановлена, $Q_ц$=52 мм^3); *3* – опытная система (подача восстановлена, $Q_ц$=71 мм^3)

соса (рис. 1, *а*) можно объяснить сжатием топлива в объемах системы. Положительная гидрокоррекция характеристик подачи и соотношение цикловой подачи с количеством топлива, сжатым в объеме штуцера (рис. 2, *а*), подтверждают явное преобладание фактора сжатия топлива в объемах над фактором дросселирования его в окнах гильзы. Заметим, что фактор сжатия топлива начинает преобладать, а, следовательно, и изменяется вид скоростных характеристик (начало уменьшения $Q_ц$, рис. 1) после того, как цикловая подача становится меньше количества сжатого в объемах системы топлива (рис. 2, *а*). Увеличение количества сжатого в штуцере топлива сопровождается уменьшением максимальной объемной скорости его подачи (рис. 2, *б*). Отсюда следует очень важный вывод о том, что повышение давления в нагнетательной магистрали системы при повышении скоростного режима насоса с закрепленной рейкой объясняется увеличением секундной объемной подачи топлива.

В опытной системе эффект дросселирования сам по себе проявляется больше, чем в штатной, а значит и плунжер из-за увеличения его действительного рабочего хода вытесняет в нагнетательную магистраль большее количество топлива. Но в распылитель, тем не менее, попадает топлива меньше в результате перепуска большего его количества в отсечную полость после отсечки; в выражении (1) это числитель первого члена. Установлен факт увеличения максимальной высоты подъема нагнетательного клапана при повышении скорости вращения кулачка. Более длительное пребывание клапана в приподнятом положении и объясняет увеличение количества топлива, перетекающего в отсечную полость после отсечки. Подтверждением этой гипотезы является увеличение (восстановление) цикловой подачи после уменьшения диаметра отсечного окна или доведения максимальной высоты подъема клапана до штатной. Это достигается путем повышения давления начала подъема клапана или увеличения жесткости его пружины. Изменился и вид скоростных характеристик: положительная гидрокоррекция стала менее выраженной (рис. 1, *б*). Напомним, что при этом уменьшался и объем штуцера насоса до 1,5 см^3 против 2,7 см^3. Такой комплексный подход позволяет уменьшить количество сжимаемого топлива в объеме штуцера и количество перетекающего топлива в полость низкого давления после отсечки. Тот же эффект восстановления цикловой подачи наблюдается и в случае уменьшения объема штуцера до 0,9 см^3 или диаметра отсечного окна до 2,0 мм без корректировки высоты подъема нагнетательного клапана [2]. А это обстоятельство, во всяком случае, объясняет причину уменьшения цикловой подачи топлива при увеличении частоты вращения вала насоса.

Исследуемый способ подачи топлива пока не мог быть реализован на развернутом двигателе. Это связано с отсутствием вала топливного насоса необходимой конструкции (расположение кулачков) и с ограниченными частотными возможностями электромагнитного клапана системы перепуска топлива.

Исследования проводились на дизеле Д-144 при одном работающем цилиндре. Топливный насос УТН-5 устанавливался или на обычном месте (штатная система), или в передней части двигателя, при этом вал насоса через муфту

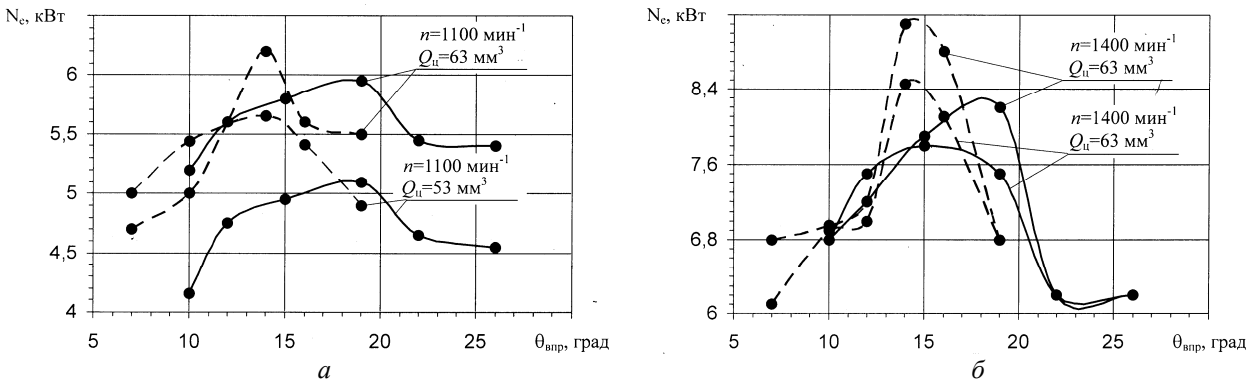


Рис. 3. Регулировочные характеристики по углу опережения впрыскивания топлива дизеля Д-144 при частоте вращения коленчатого вала:
а – n = 1100 мин$^{-1}$, *б* – n = 1400 мин$^{-1}$; ——— – опытная топливная система; – – – штатная топливная система

соединялся с коленчатым валом (опытная система).

Топливный насос устанавливался на стенд для испытания топливной аппаратуры. При частотах вращения вала его 550 и 700 мин$^{-1}$ определялась цикловая подача топлива. Затем – при частотах 1100 и 1400 мин$^{-1}$. Изменением положения рейки насоса добавлялись равенства цикловых подач на частотах 550 и 1100 мин$^{-1}$, а также на частотах 700 и 1400 мин$^{-1}$. Тем самым обеспечивалось равенство цикловых подач при штатной и удвоенной частотах вращения вала насоса. Положения рейки насоса фиксировались (запоминались).

После этого дизель испытывался со штатным и опытным вариантом топливной системы. Снимались регулировочные характеристики по углу опережения впрыскивания топлива.

Особенность данного двигателя такова, что для работы, при n=1000 мин$^{-1}$ мощность в цилиндре коленчатый вал необходимо "докручивать" с помощью стенда, затрачивая при этом некоторое количество энергии в виде крутящего момента. На определенном скоростном режиме, при известных механических потерях в дизеле, по моменту "докрутки" можно судить об эффективной мощности одного работающего цилиндра:

$$N_{1ö} = \frac{\left(M_ï - M_ò\right)\cdot n}{9550}, \qquad (2)$$

где $M_т$ – момент механических потерь в дизеле; $M_п$ – момент "прокрутки"; n – частота вращения коленчатого вала.

Механические потери в дизеле $M_т$ определялись методом прокрутки на стенде.

При каждом варианте топливной системы регулировочные характеристики снимались при двух значениях частоты вращения коленчатого вала (1100 и 1400 мин$^{-1}$) и двух значениях цикловой подачи (53 и 63 мм^3).

При частоте вращения коленчатого вала n=1100 мин$^{-1}$ оптимальный угол опережения впрыскивания топлива $\theta_{впр}$ для опытной системы на 5° меньше (рис. 3, *а*), чем для штатной. Это соответствует результатам расчетного прогноза. При n=1400 мин$^{-1}$ такое же изменение оптимального угла $\theta_{впр}$ соответствует только цикловой подаче $Q_ц$=63 мм^3. Если $Q_ц$=53 мм^3, то оптимальные углы отличался только на 2° (рис. 3, *б*).

Увеличение мощности дизеля с опытной системой при n=1400 мин$^{-1}$ составило 0,81 кВт (цикловая подача $Q_ц$=53 мм^3) и 0,9 кВт, если $Q_ц$=63 мм^3. При n=1100 мин$^{-1}$ эффективная мощность увеличилась на 0,5 и 0,2 кВт, что соответствовало цикловой подаче 53 и 63 мм^3.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. № 2260145 Рос. Федерация, МПК^7 F 02 M 59/36. Устройство управления топливоподачей дизеля / Славуцкий В. М., Славуцкий В. В., Поляков Д. А., Липилин В. И., Ларцев А. М., Салыкин Е. А., Бажин К. Л.; Власов А. В.; заявитель и патентообладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 2004100643/06; заявл.08.01.2004; опубл. 10.09.2005. Бюл. № 25.

2. *Зубченко, В. А.* Интенсификация процесса подачи топлива в дизель: дис. … канд. техн. наук: 05.04.02: защищена 26.06.1998: утв. / Зубченко Владимир Александрович. – Волгоград, 1998. – 243 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. Е. К. Корси. – М.: Высшая школа. 1978. – 232 с.

4. *Файнлейб, Б. Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник / Б. Н. Файнлейб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

5. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов, [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

6. *Крутов, В. И.* Топливная аппаратура автотракторных двигателей / В. И. Крутов, В. Е. Горбаневский, В. Г. Кислов. – М.: Машиностроение, 1985. – 234 с.

7. *Лышевский, А. С.* Критерии Подобия Топливных систем с золотниковым регулированием / А. С. Лышевский // Труды Новочеркасского политехнического института. – Новочеркасск, 1967. – С. 169.

УДК 621.43

А. Г. Черныш, Е. А. Салыкин, В. И. Липилин, О. Д. Косов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОВТОРНОГО ПОДЪЕМА ИГЛЫ ФОРСУНКИ В ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ С РЕГУЛИРУЕМЫМ НАЧАЛЬНЫМ ДАВЛЕНИЕМ*

Волгоградский государственный технический университет

Повторный подъем иглы форсунки ("подвпрыскивание") значительно ухудшает показатели дизелей и сокращает срок службы распылителей.

Среди прочих факторов, вызывающих подвпрыскивание, заслуживает внимания возмущение в нагнетательной магистрали, вызванное посадкой нагнетательного клапана. Подтверждают это исследования, связанные с разработкой метода дозирования подачи, основанного на принудительной посадке нагнетательного клапана [2]. На всех исследуемых скоростных режимах топливного насоса, в широком диапазоне изменения начального давления $P_{нач}$ повторный подъем иглы форсунки не отмечен. Последнее можно объяснить опережением входа нагнетательного клапана в корпус относительно момента окончания процесса подачи топлива (закрытия иглы форсунки). Сгенерированная при посадке клапана волна давления подходит к форсунке в момент движения иглы при ее закрытии. Волна, даже с большой амплитудой, может только задержать закрытие иглы, не вызывая ее повторного подъема [2].

В любом другом случае, повышение начального давления в нагнетательной магистрали вызывает повторный подъем иглы форсунки, что общеизвестно. В системах подачи с регулируемым начальным давлением удается на некоторых режимах исключить подвпрыскивания, разгружая в конце процесса подачи нагнетательную магистраль. Для исключения в следующем цикле влияния свободных объемов, создают в межцикловый период избыточное давление в нагнетательной магистрали [1, 3, 4]. Однако фаза разгружающего движения клапана не всегда совпадает с благоприятным моментом для разгрузки магистрали, в результате магистраль разгружается поздно и подвпрыскивания неизбежны. Это проявляется, например, при скоростном форсировании вала топливного насоса, когда увеличивается высота подъема нагнетательного клапана.

Разработанная и запатентованная на кафедре "Автотракторные двигатели" ВолгГТУ система топливоподачи позволяет формировать и в широких пределах изменять начальное давление $P_{нач}$ на всех рабочих режимах дизеля[5]. Возможность трансформации закона подачи топлива также способствует исключению подвпрыскиваний.

В результате численных экспериментов установлено, что повышение скоростного режима топливного насоса смещает область подвпрыскиваний в сторону бóльших значений начального давления. Так, при частотах вращения вала насоса $n_в$=1000, 2000 и 3000 мин$^{-1}$ область подачи топлива без подвпрыскиваний ограничивается значениями $P_{нач}$=3,0; 4,5 и 6,5 МПа, соответственно (рис. 1). Превышение этих же значений $P_{нач}$ вызывает подвпрыскивания как в опытной, так и в штатной системах при соответствующих скоростных режимах топливного насоса. Следовательно, повторный подъем иглы форсунки не связан с предлагаемой модернизацией системы топливоподачи [5].

Изучался механизм распространения и изменения волн давления в нагнетательной магистрали при различных $P_{нач}$. Распространение импульса подачи в нагнетательной магистрали моделируется двумя волнами давления в первом контуре нагнетательной магистрали: прямой волной, движущейся от топливного насоса к распределителю, и обратной – отраженной от

* Работа выполнена под руководством доктора технических наук, профессора В. М. Славуцкого

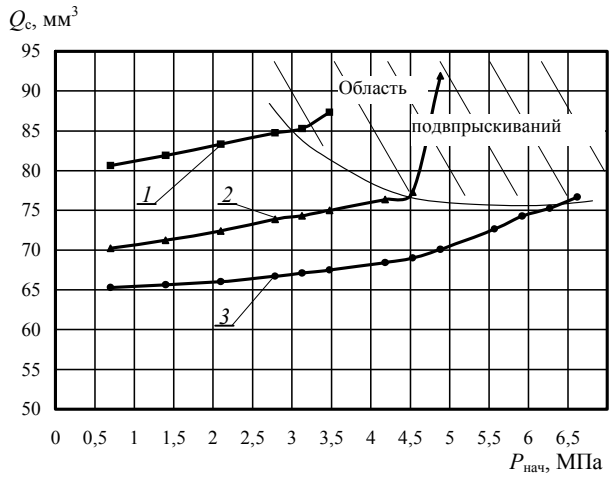


Рис. 1. Зависимость цикловых подач Q_c от начального давления $P_{нач}$:
$\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=2 мм; *1* – $n_в$=1000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=2000 мин$^{-1}$; *3* – $n_в$=3000 мин$^{-1}$

распределителя, и движущейся к насосу; а также аналогичными волнами, распространяющимися во втором контуре: прямой волной, движущейся от распределителя к форсунке, и обратной – отраженной от форсунки и движущейся к распределителю. Давление в полости форсунки, а следовательно, и поведение иглы распылителя определяются значениями амплитуд прямой и обратной волн в полости при каждом положении вала топливного насоса.

На рис. 2 и 3 показаны ход нагнетательного клапана, прямые и обратные волны давления в первом и втором контурах нагнетательной магистрали при $P_{нач}$=3 МПа (подвпрыскивания не наблюдаются). Начало хода разгрузки нагнетательного клапана отмечено при $\varphi_в$=34,9º, его посадка – при $\varphi_в$=41,5º. Очевидно, что посадка нагнетательного клапана вызывает возмущение во входном сечении первого контура нагнетательной магистрали, что приводит к увеличению амплитуды прямой волны до значения

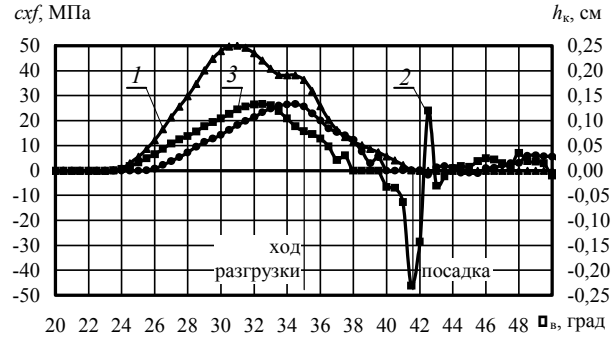


Рис. 2. Зависимость хода нагнетательного клапана $h_к$ и прямых волн давления во входных сечениях первого и второго контуров *cxf* от положения вала топливного насоса $\varphi_в$:
$n_в$=1000 мин$^{-1}$; $P_{нач}$=3 МПа; $\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=2 мм; *1* – ход нагнетательного клапана; *2* – прямая волна в первом контуре; *3* – прямая волна во втором контуре

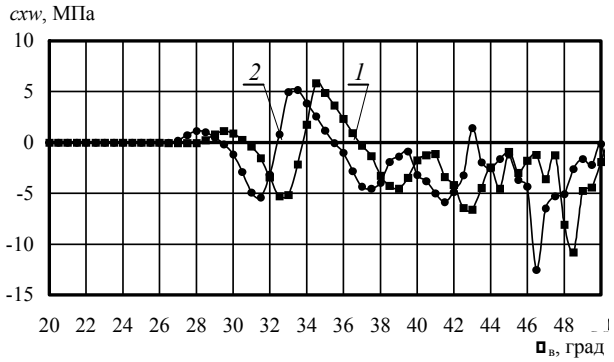


Рис. 3. Зависимость обратных волн давления в выходных сечениях первого и второго контуров *cxw* от положения вала топливного насоса $\varphi_в$:
$n_в$=1000 мин$^{-1}$; $P_{нач}$=3 МПа; $\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=2 мм; *1* – обратная волна в первом контуре; *2* – обратная волна во втором контуре

24 МПа. Это волна не способна вызвать увеличение амплитуды обратной волны в выходном сечении первого контура (рис. 3). Это объясняет неизменность амплитуд прямых и обратных волн давления во втором контуре нагнетательной магистрали. Таким образом, после основного цикла впрыскивания давление в полости форсунки не превышает давления начала подъема иглы форсунки, чем и объясняется отсутствие подвпрыскиваний.

Повышение начального давления $P_{нач}$ до 3,5 МПа не изменяет ход разгрузки и момент посадки нагнетательного клапана. Однако посадка клапана в этом случае вызывает увеличение амплитуды прямой волны во входном сечении первого контура до 33 МПа при $\varphi_в$=42,5º (рис. 4). При заданных длине первого контура нагнетательной магистрали, скоростном режиме вала насоса и местной скорости распространения волны давления продолжительность прохождения импульса через первый контур – 2

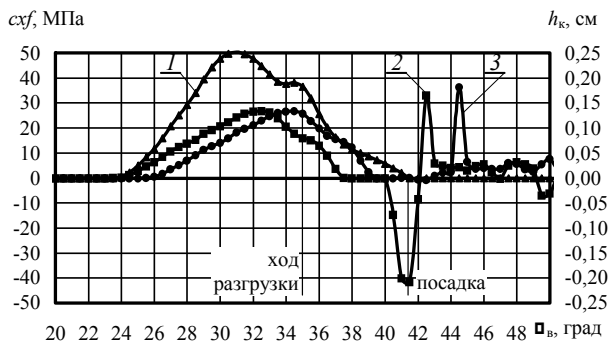


Рис. 4. Зависимость хода нагнетательного клапана $h_к$ и прямых волн давления во входных сечениях первого и второго контуров *cxf* от положения вала топливного насоса $\varphi_в$:
$n_в$=1000 мин$^{-1}$; $P_{нач}$=3,5 МПа; $\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=2 мм; *1* – ход нагнета-

тельного клапана; *2* – прямая волна в первом контуре; *3* – прямая волна во втором контуре

Рис. 5. Зависимость обратных волн давления в выходных сечениях первого и второго контуров *cxw* от положения вала топливного насоса $\varphi_в$:
$n_в$=1000 мин$^{-1}$; $P_{нач}$=3,5 МПа; $\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=2 мм; *1* – обратная волна в первом контуре; *2* – обратная волна во втором контуре

поворота вала насоса. Это хорошо согласуется с результатами численного эксперимента. Так, увеличение амплитуды прямой волны на входе во второй контур до 36,3 МПа отмечено при $\varphi_в$=44,5º. В свою очередь, наблюдается увеличение амплитуды обратной волны на выходе из второго контура до значения 18 МПа при $\varphi_в$=46º (рис. 5). Таким образом, фазовое положение изменения амплитуды обратной волны у форсунки, оцениваемое углом поворота вала насоса, совпадает с моментом возникновения подвпрыскивания.

Следовательно, подвпрыскивание при $P_{нач}$ = = 3,5 МПа связано с посадкой нагнетательного клапана, генерирующего обратную волну давления с амплитудой 18 МПа при давлении начала подъема иглы – 17,7 МПа.

Результаты, представленные на рис. 2 – 5, получены для диаметра нагнетательного окна распределителя $d_{нг}$=2 мм. Подвпрыскивания при начальном давлении $P_{нач}$=3,5 МПа удалось

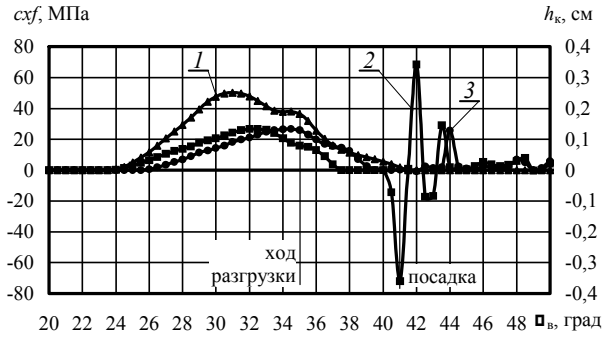


Рис. 6. Зависимость хода нагнетательного клапана $h_к$ и прямых волн давления во входных сечениях первого и второго контуров *cxf* от положения вала топливного насоса $\varphi_в$:
$n_в$=1000 мин$^{-1}$; $P_{нач}$=3,5 МПа; $\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=1,6 мм; *1* – ход нагнетательного клапана; *2* – прямая волна в первом контуре; *3* – прямая волна во втором контуре

устранить уменьшением $d_{нг}$ до 1,6 мм. Из рис. 6 видно, что в этом случае амплитуда прямой волны во входном сечении второго контура – 25,6 МПА, против 36,3 МПА. максимальное значение амплитуды обратной волны в выходном сечении второго контура составило лишь 11,8 МПА. это и объясняет отсутствие подвпрыскиваний (рис. 7). Численные эксперименты доказали возможность работы системы без подвпрыскиваний при $p_{нач}$=6,5 МПА, что достигается подбором $d_{нг}$ для $n_в$=1000 и 2000 мин$^{-1}$. Если $n_в$=3000 мин$^{-1}$ и $p_{нач}$=6,5 МПА, то подвпрыскивания не отмечаются и не требуется изменений $d_{нг}$.

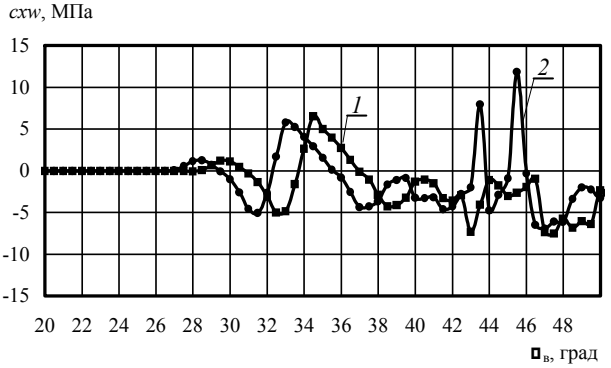


Рис. 7. Зависимость обратных волн давления в выходных сечениях первого и второго контуров *cxw* от положения вала топливного насоса $\varphi_в$:
$n_в$=1000 мин$^{-1}$; $P_{нач}$=3,5 МПа; $\varphi_{уп}$=10º; $d_{нг}$=1,6 мм; *1* – обратная волна в первом контуре; *2* – обратная волна во втором контуре

Опытная система выгодно отличается показателями процесса впрыскивания топлива. Так, максимальное давление впрыскивания $P_{в\,max}$ для штатной системы при $n_в$=1000 мин$^{-1}$ составило 27 МПА, а в опытной – 31 МПА при $P_{нач}$=3,5 МПА.

Путем численных экспериментов получены некоторые сведения об одном из возможных механизмов возникновения подвпрыскиваний. Подтверждена возможность повышения максимального давления впрыскивания топлива за счет регулирования начального давления в нагнетательной магистрали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патрахальцев, Н. Н. Анализ влияния регулирования начального давления топлива на характеристику впрыска в дизелях / Н. Н. Патрахальцев // Процессы в тепловозных двигателях: сб. науч. тр. МАДИ. – М., 1983. – С. 51–57.

2. *Заяд, М. С.* формирование скоростной характеристики топливоподачи в дизеле путем управления нагнета-

тельным клапаном: дис. … канд. техн. наук: 05.04.02 / М. С. Заяд. – Волгоград, 2003. – 198 с.

3. *Патрахальцев, Н. Н.* Переходные процессы в топливоподающей аппаратуре дизеля и совершенствование их воздействием на начальное давление топлива в нагнетательной магистрали / Н. Н. Патрахальцев, Ч. Х. Ломонософф // Двигателестроение, 1985. – № 1. – С. 26–28; продолж. С. 62–63.

4. Жегалин, О. И. Совершенствование процессов топливоподачи в широком диапазоне режимов путем регулирования начального давления топлива / О. И. Жегалин, В. А. Куцевалов, Н. Н. Патрахальцев // Двигателестроение, 1987. – № 1. – С. 21–24.

5. Пат. № 2247255 рф, мпк[7] f 02 m 55/00, 45/00. топливная система для дизеля / Славуцкий В. М., Славуцкий В. В., Черныш А. Г., Липилин В. И., Ларцев А. М., Салыкин Е. А., Соколов А. Ю.; заявитель и патентообладатель Волгоград. гос. техн. ун-т. – № 2003116880/06; заявл. 05.06.2003; опубл. 27.02.2005. Бюл. № 6.

УДК 621.43

Е. А. Салыкин, В. И. Липилин, О. Д. Косов, М. С. Заяд

НЕТРАДИЦИОННЫЙ МЕТОД ДОЗИРОВАНИЯ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ*

Волгоградский государственный технический университет

Анализ особенностей механизма подачи топлива при скоростном форсировании насоса высокого давления показывает, что подача топлива в цилиндр начинается после окончания рабочего хода плунжера. С ростом скорости вращения вала насоса запаздывание начала подачи относительно момента окончания рабочего хода (начало отсечки) увеличивается. Эта и другие особенности процесса подачи позволяют разделить последний на два периода: 1) от момента начала подачи до момента посадки разгрузочного пояска нагнетательного клапана в корпус (разобщение надплунжерной полости и нагнетательной магистрали – окончание отсечки), 2) от момента посадки нагнетательного клапана до окончания подачи топлива [2].

В течение первого периода топливо подается за счет нагнетательного хода плунжера. За второй период в цилиндр подается только расширяющееся топливо, ранее сжатое в полостях системы при нагнетательном ходе плунжера.

По мере повышения частоты вращения вала насоса $n_в$ увеличивается относительная доля топлива, поданная в первый период. Следовательно, с повышением скорости вращения вала насоса увеличивается часть топлива, подаваемая во время нагнетательного хода плунжера. При $n_в$>2300 мин$^{-1}$ в первый период подается больше 50 % цикловой порции топлива, а при $n_в$=2800 мин$^{-1}$ – 78 %.

Итак, большая часть цикловой порции топлива подается в первый период, заканчивающийся в момент посадки нагнетательного клапана в корпус. Это обстоятельство и было принято за основу при разработке предлагаемого способа изменения цикловой подачи топлива путем регулирования момента посадки нагнетательного клапана. Предлагается изменять цикловую порцию топлива не традиционным изменением рабочего хода плунжера, а путем изменения продолжительности первого периода подачи [1].

В качестве расчетного параметра перемещения нагнетательного клапана выбран угол закрытия его φ_3 (отсчитывается от начала движения плунжера). Это момент входа разгрузочного пояска клапана в корпус, т. е. момент разобщения надплунжерной полости с полостями нагнетательной магистрали (штуцер насоса, трубопровод высокого давления, полость форсунки).

Важным элементом математической модели системы топливоподачи с управляемым нагнетательным клапаном является описание движения клапана. Движение клапана в исходной модели происходит под действием результирующих сил. Принят произвольный закон подъема клапана (как в штатной системе) и линейный закон его опускания. Линейный закон посадки клапана должен обеспечить закрытие его (вход разгрузочного пояска в канал корпуса клапана) в заданный момент времени (угол поворота вала насоса φ_3). Причем опускание клапана, в соответствии с принятой методикой, должно начинаться при его положении, соответствующем максимальному подъему.

Такой закон движения нагнетательного клапана обусловлен двумя причинами. Во-первых, руководствуясь соображениями чисто методического характера, отдано предпочтение варианту, при котором характер перемещения

* Работа выполнена под руководством доктора технических наук, профессора В. М. Славуцкого

клапана при его подъеме и максимальная высота подъема штатные. Это позволяет выделить только фактор, связанный с моментом закрытия клапана. Во-вторых, начало принудительного опускания клапана из положения его максимального подъема значительно облегчает процесс управления клапаном с использованием микропроцессора. Момент включения исполнительного механизма в этом случае соответствует максимуму сигнала, вырабатываемого датчиком подъема клапана. По той же причине принят линейный закон принудительного опускания клапана. Такой характер движения легче реализовать в микропроцессоре. Таким образом, вторая причина связана с возможностями электронного блока управления.

Изменения, внесенные в математическую модель традиционной системы топливоподачи, реализованы в виде отдельной программы [1].

В соответствии с принятой методикой, угол закрытия клапана $\varphi_з$ изменялся в сторону уменьшения и увеличения от базового его значения. Базовым назван угол закрытия $\varphi_з$ при "естественном" движении клапана под действием сил упругости пружины и сил инерции, то есть в случае без вмешательства в его движение. Например, при $n_в$=2000 мин$^{-1}$ базовым является $\varphi_з$=39,69º. Пределы же изменения его от 34,69 до 43,69º. Такие широкие пределы изменения $\varphi_з$ позволили максимально выявить возможности предлагаемого метода изменения цикловой подачи топлива путем принудительного закрытия клапана.

В результате расчетов установлено, что каждой частоте вращения вала насоса $n_в$ соответствует определенный диапазон изменения угла закрытия нагнетательного клапана, в котором (диапазоне) заметно изменяется цикловая подача топлива. Этот диапазон расширяется и смещается в сторону увеличения угла закрытия клапана с повышением скорости вращения вала насоса (рис. 1). Так, при $n_в$=1600 мин$^{-1}$ изменение угла закрытия $\varphi_з$ от 32,4 до 36,4º приводит к увеличению цикловой подачи топлива $Q_ц$ от 32,8 до 68 мм^3 (рис. 1). Изменению $\varphi_з$ от 34,8 до 38º, соответствует увеличение цикловой подачи $Q_ц$ от 46,2 до 64,3 мм^3, если частота вращения вала насоса $n_в$=2000 мин$^{-1}$. При $n_в$=3000 мин$^{-1}$ цикловая подача $Q_ц$ увеличивается от 52 до 61,8 мм^3, что соответствует изменению угла закрытия клапана $\varphi_з$ от 40 до 47º. При частотах вращения вала насоса 3600 и 4000 мин$^{-1}$ цикловая подача топлива увеличивается от 34 до 55 мм^3. При этом угол закрытия клапана изменяется от 36,5 до 48º.

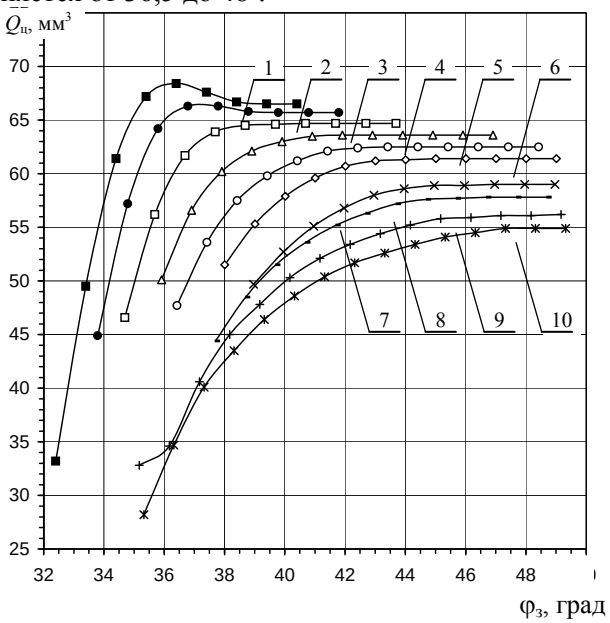


Рис. 1. Зависимость цикловой подачи топлива $Q_ц$ от угла закрытия нагнетательного клапана $\varphi_з$ при различных частотах вращения вала насоса $n_в$:
1 – $n_в$=1600 мин$^{-1}$; *2* – 1800 мин$^{-1}$; *3* – 2000 мин$^{-1}$; *4* – 2200 мин$^{-1}$; *5* – 2400 мин$^{-1}$; *6* – 2600 мин$^{-1}$; *7* – 3000 мин$^{-1}$; *8* – 3200 мин$^{-1}$; *9* – 3600 мин$^{-1}$; *10* – 4000 мин$^{-1}$

Ставилась задача экспериментального определения цикловой подачи топлива при различных углах закрытия нагнетательного клапана. Невозможно повторить расчетный закон движения клапана при его опускании без специального исполнительного механизма. Исполнительный механизм в таком случае должен управляться только сигналами от электронного блока.

Решалась более простая задача по определению качественного изменения цикловой подачи топлива при изменении угла закрытия клапана. Угол закрытия $\varphi_з$ изменялся путем установки пружин разной жесткости, нагружающих клапан. Частота вращения вала насоса при эксперименте принималась $n_в$=2000 мин$^{-1}$. Перемещение нагнетательного клапана фиксировалось индуктивным датчиком с записью сигнала на ленту осциллографа.

Установка жестких пружин позволила лишь частично перекрыть диапазон уменьшения (против базового) угла закрытия клапана, принятый при расчетах. Получены четыре значения угла закрытия клапана, включая и базовый (40,2º): $\varphi_з$=36,5º; $\varphi_з$= 37,9º; $\varphi_з$=38,9º. Установлено, что расхождение результатов расчета и эксперимента увеличивается с уменьшением угла

закрытия клапана, то есть с повышением жесткости пружины. Снижение цикловой подачи против расчетной объясняется, по нашему мнению, в основном уменьшением высоты подъема клапана. Важно то, что натурный эксперимент качественно, но подтвердил возможность изменения цикловой подачи топлива путем управления нагнетательным клапаном.

Сделана попытка увеличения угла закрытия клапана $\varphi_з$ за счет установки слабых пружин, нагружающих клапан. Особенность расчета движения клапана, нагруженного слабой пружиной, заключается в учете силы, действующей на поверхность конуса вдоль оси клапана (поддерживающая сила). Поддерживающая сила в этом случае соизмерима с системой сил, действующих на клапан.

Система дифференциальных уравнений для определения градиентов давления вдоль осей OX и OY [3]:

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial P}{\partial x} &= -\left(U\frac{\partial U}{\partial x}+V\frac{\partial U}{\partial y}\right)+\frac{1}{R_e}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial y^2}\right);\\ \frac{\partial P}{\partial y} &= -\left(U\frac{\partial V}{\partial x}+V\frac{\partial V}{\partial y}\right)+\frac{1}{R_e}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial y^2}\right),\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где U и V – проекции скорости топлива на оси OX и OY.

Заменив в расчетной точке конечноразностные представления правых частей в уравнениях системы (1) через F_i и F_j получим:

$$\left.\begin{aligned}P_i &= P_{i-1}+0,5HX\left(F_i+F_j\right);\\ P_j &= P_{i-1}+0,5HY\left(F_i+F_{j-1}\right).\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

С учетом асимметричного течения, сила давления топлива на поверхность конуса, действующая вдоль оси клапана (поддерживающая сила) определяется так:

$$F_\partial = 2\pi\rho V_x^2\int_{R_N}^{R_G} P(R)\cdot R\cdot \mathrm{d}R, \quad (3)$$

где R_G, R_N – большой и малый радиусы конуса клапана.

Сила жидкостного трения, вызванная наличием касательных напряжений в топливе

$$\tau_T = \mu\frac{V_x}{D_x}\cdot\frac{\partial c}{\partial n}, \quad (4)$$

где $\partial c/\partial n$ – градиент скорости топлива по нормали к поверхности конуса.

$$\frac{\partial c}{\partial n} = \frac{\partial c}{\partial x}\cos\beta+\frac{\partial c}{\partial y}\sin\beta, \quad (5)$$

где β – угол конуса рабочей части клапана.

Так как $C = U\sin\beta + V\cos\beta$, то для $\beta = 45°$, имеем

$$\tau_T = \mu\frac{V_x}{2D_x}\left(\frac{\partial V}{\partial x}+\frac{\partial U}{\partial y}\right), \quad (6)$$

где $D_x/2$ – зазор между конусом клапана (частью большого диаметра) и корпусом.

Для расчета поддерживающей силы, действующей на клапан F_∂, граничные условия у насоса в математической модели дополнялись выражениями (1–6).

Подтверждается необходимость учитывать поддерживающую силу. Результаты расчета при учете этой силы больше приближаются к экспериментальным данным.

Из-за малой скорости посадки клапана удалось реализовать два значения угла закрытия клапана $\varphi_з$, превышающие базовое его значение ($\varphi_з$=39,69º): $\varphi_з$=42º и $\varphi_з$=44º. Углы закрытия 42 и 44º находятся за пределами диапазона изменения $\varphi_з$, в котором изменяется цикловая подача топлива. Экспериментальные значения цикловой подачи 72 и 79 мм^3, что соответствует углам закрытия клапана 42 и 44º. Расчетные значения цикловой подачи при таких углах закрытия одинаковы и составляют 65 мм^3 (рис. 1). Бóльшие значения цикловой подачи топлива, полученные экспериментально, можно объяснить, по нашему мнению, большей высотой подъема клапана, нагруженного слабой пружиной [1].

Важным показателем является скорость нагнетательного клапана при его посадке. На рис. 2 приведено изменение скорости (расчетные значения) в функции угла закрытия клапана для трех значений частоты вращения вала насоса $n_в$. Используя эти результаты расчета, можно, во-первых, оценить нагруженность механизма привода клапана, а во-вторых, выбрать диапазон изменения угла закрытия $\varphi_з$, в котором (диапазоне) скорость движения клапана мало отличается от скорости при базовом значении $\varphi_з$. При выборе диапазона изменения $\varphi_з$ следует соизмерять его (диапазон) как с частотами вращения вала насоса, так и с цикловыми подачами. Так, при $n_в$=2000 мин$^{-1}$ скорость движения клапана $C_к$ не превышает 9 м/с, если угол закрытия клапана $\varphi_з$ несколько меньше 36º (рис. 2).

При этом диапазон изменения $\varphi_з$ обеспечивает заметное изменение цикловой подачи (рис. 1). Если $n_в$=4000 мин$^{-1}$, то скорость клапана $C_к$, не превышает 10 м/с в диапазоне измене-

ния $\varphi_з$ от 44 до 55º. Однако, это только часть диапазона изменения $\varphi_з$, в котором заметно из-

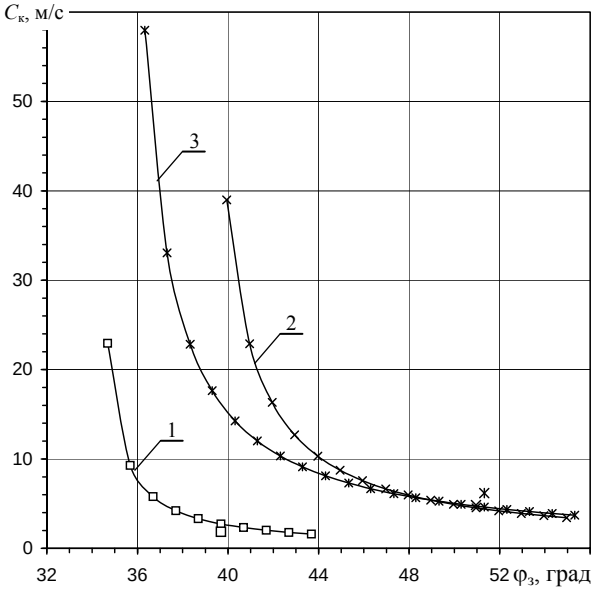


Рис. 2. Зависимость скорости посадки нагнетательного клапана от угла его закрытия $\varphi_з$ при различных частотах вращения вала насоса $n_в$:
1 – $n_в$=2000 мин$^{-1}$; *2* – $n_в$=3000 мин$^{-1}$; *3* – $n_в$=4000 мин$^{-1}$

меняется цикловая подача (рис. 1). При расширении диапазона $\varphi_з$ значительно увеличивается скорость клапана $C_к$ (рис. 2, кривая *3*).

В рамках изучения механизма подачи топлива при изменении угла закрытия нагнетательного клапана определялись перераспределение цикловой порции топлива между периодами подач и количеством топлива, сжимаемого в полостях системы. Оценивалось состояние последней в течение обоих периодов подачи и после закрытия иглы форсунки (начальные условия). Производился сравнительный анализ традиционного и предлагаемого методов изменения цикловой подачи топлива.

Максимальное количество топлива, подаваемого при $n_в$=2000 мин$^{-1}$ – 64,67 мм^3. При этом угол закрытия клапана $\varphi_з$=40,69º (рис. 1). Доля топлива, поданного при этом угле закрытия в первый период, только 40 % (рис. 3). Если $n_в$=3000 мин$^{-1}$, то подается топлива всего 58,97 мм^3 при угле закрытия 47,96º. Относительная доля топлива, поданного в первый период, при этом – 58,09 %. Следовательно, максимальное количество топлива перепускается через распылитель до посадки иглы форсунки. Этим и объясняется тот факт, что расширение диапазона угла закрытия клапана после достижения максимальной подачи не изменяет последнюю (рис. 1).

Количество сжатого топлива в полостях определяет потенциальные возможности системы,

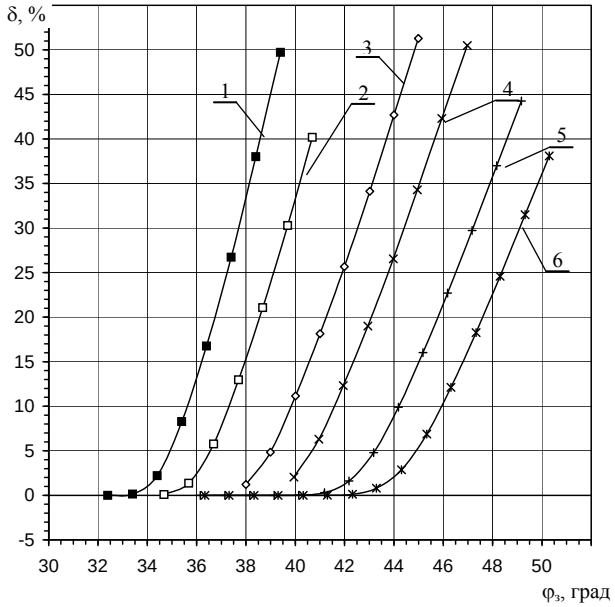


Рис. 3. Зависимость относительной доли топлива δ, поданного в первый период подачи, от угла закрытия нагнетательного клапана $\varphi_з$ при различных частотах вращения вала насоса $n_в$:
1 – $n_в$=1600 мин$^{-1}$; *2* –2000 мин$^{-1}$; *3* – 2600 мин$^{-1}$; *4* – 3000 мин$^{-1}$; *5* – 3600 мин$^{-1}$; *6* – 4000 мин$^{-1}$

т. е. способность системы подавать топливо за счет его расширения в нагнетательной магистрали, когда система после закрытия нагнетательного клапана оказывается разобщенной с надплунжерной полостью. В конце первого периода при $n_в$=2000 мин$^{-1}$ к моменту стабилизации цикловой подачи в трубопроводе находится максимальное количество сжатого топлива и начинается заметное его увеличение в полости форсунки. Судя по количеству сжатого топлива, основным источником, запитывающим форсунку во втором периоде подачи, является нагнетательный трубопровод.

Важная особенность механизма подачи при управлении нагнетательным клапаном – более ранняя посадка его в гнездо, чем закрытие иглы форсунки. Этим мы и объясняем отсутствие повторного подъема иглы форсунки (подвпрыскиваний) на всех расчетных режимах. Сгенерированная при посадке клапана волна давления подходит к форсунке до окончания подачи топлива. Это в принципе исключает подвпрыскивания топлива даже при высоких начальных давлениях в нагнетательной магистрали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Заяд, М. С.* Формирование скоростной характеристики топливоподачи в дизеле путем управления нагнета-

тельным клапаном: дис. … канд. техн. наук: 05.04.02: / М. С. Заяд. – Волгоград, 2003. – 198 с.

2. *Салыкин, Е. А*. Улучшение показателей процесса топливоподачи в дизеле путем скоростного форсирования насоса высокого давления: дис. … канд. техн. наук: 05.04.02: защищена 25.04.03: утв. 11.07.2003 / Е. А. Салыкин. – Волгоград, 2003. – 264 с.

3. *Трусов, В. И*. Математическая модель и некоторые результаты теоретического исследования течения топлива в зазоре между конусом нагнетательного клапана и его седлом / В. И. Трусов, Д. М. Смирнов // Рабочие процессы и конструкция автотракторных двигателей внутреннего сгорания: сб. науч. тр. МАДИ. – М., 1984. – С. 24–35.

УДК 621.43.057.011.891.5

Д. А. Верхотуров, В. З. Гибадуллин, С. Н. Шумский

НОВЫЙ ЭТАП В ИССЛЕДОВАНИЯХ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВС С ЛОКАЛЬНЫМ РАССЛОЕНИЕМ ЗАРЯДА

Курганский государственный университет
Волгоградский государственный технический университет

Теоретические и экспериментальные исследования последних лет показывают, что расширение пределов эффективного обеднения смеси в ДВС с искровым зажиганием может быть достигнуто реализацией рабочего процесса с локальным расслоением заряда. Сущность процесса заключается в том, что в конце такта сжатия в область электродов свечи зажигания согласованно с искровым разрядом подается небольшое количество горючего газа (пропана, метана, водорода и т. д.). При этом основная топливовоздушная смесь в цилиндре обеднена. Наличие в зоне воспламенения дополнительного топлива позволяет надежно поджигать обедненную смесь, обеспечивать интенсивное развитие начального очага горения и стабильное протекание процесса сгорания в целом. ДВС с таким процессом может работать на обедненных смесях практически во всем диапазоне нагрузок. Это, в свою очередь, дает возможность применить элементы качественного регулирования мощности и, как следствие, повысить топливную экономичность и снизить токсичность отработавших газов при работе на средних, малых нагрузках и на холостом ходу.

Впервые исследования такого варианта организации рабочего процесса были проведены одним из авторов данной статьи с использованием в качестве дополнительного топлива водорода [1]. Эксперименты подтвердили возможность расширения пределов эффективного обеднения и повышения топливной экономичности при работе двигателя на малых и средних нагрузках.

Дальнейшие исследования, проведенные в ВолгГТУ в бомбах постоянного объема [2,3], в ходе стендовых испытаний одноцилиндрового отсека двигателя ВАЗ [3], а также на одном из цилиндров двухцилиндрового двигателя ВАЗ-1111 [4], показали, что положительный эффект наблюдается при использовании не только водорода, но и других топлив: пропано-бутановой смеси и природного газа. Однако величина получаемого эффекта при использовании в качестве дополнительного топлива различных газов неодинакова. Наилучший результат дает применение водорода, следующим по эффективности воздействия на рабочий процесс является природный газ и лишь на третьем месте – пропано-бутановая смесь.

Если сопоставить теплоты сгорания перечисленных газов, легко заметить, что они уменьшаются в той же последовательности (соответственно 120; 49,8 и 45,9 МДж/кг), в которой снижается эффект их применения. Аналогичный ряд можно построить из коэффициентов диффузии водорода, метана и пропана в воздухе (соответственно 0,66; 0,186 и 0,101 $см^2/с$). Кроме того, известно, что радикалы водорода обладают наибольшей химической активностью по сравнению с другими радикалами и играют более существенную роль в протекании химических реакций, тем самым интенсивнее воздействуя на процесс горения. Учитывая, что доля атомов водорода в молекулах перечисленных газов (H_2, CH_4 и C_3H_8) все в том же порядке уменьшается, нетрудно предположить, что и вклад их в образование радикалов водорода при горении неодинаков, и с этой точки зрения водород, как промотор горения, обладает безусловным преимуществом.

Вместе с тем, водород имеет наименьшую плотность в газообразном состоянии. Принимая, кроме того, во внимание нерешенность

проблемы хранения достаточного количества водорода на борту автомобиля, следует признать, что использование углеводородных газов в качестве дополнительного топлива на настоящем этапе является компромиссным вариантом решения проблемы.

Одной из сложностей применения углеводородных газов в качестве дополнительного топлива является создание условий, обеспечивающих эффективное поджигание порции газа, подаваемого к электродам свечи. Это связано с довольно узкими (по сравнению с водородом) концентрационными пределами воспламенения указанных газов. Кроме того, в связи с относительно низкими по отношению к водороду диффузионными свойствами как пропана, так и метана процесс воспламенения очень критичен к давлению подаваемого газа, а также к взаимному расположению выходного отверстия системы его подачи и межэлектродного зазора свечи зажигания. При определенном сочетании этих параметров состав смеси в обогащенной зоне у электродов свечи может оказаться вне пределов воспламеняемости. Поэтому каждому режиму работы ДВС при заданной конструкции системы подачи должны соответствовать определенное давление и продолжительность подачи газа, а также опережение момента начала впрыска относительно момента искрообразования.

Такие же задачи необходимо решать и для минимизации расхода водорода при использовании его в качестве промотора горения. Кроме того, установлено [5], что даже при всех достоинствах водорода его применение не позволяет полностью исключить пропуски воспламенения. Природа такого явления пока не нашла своего объяснения и требует дополнительного изучения. Поэтому на очередном этапе работ по изучению процесса с локальным расслоением заряда предполагается выполнение исследований на двухцилиндровом двигателе ВАЗ-1111 с использованием различных газов в качестве дополнительного топлива, проведением сравнительного анализа работы свечей зажигания различных конструкций, определением оптимальных регулировок систем питания, зажигания и подачи горючего газа на различных режимах, индицированием камеры сгорания, а также углубленным изучением токсичности отработавших газов.

Поставленные цели вызвали необходимость модернизации экспериментальной установки.

В первую очередь, изменения были внесены в систему управления подачей газа. Использовавшаяся ранее двухканальная электронная система управления [1] позволяла по запускающему импульсу со специального зуба начала отсчета, установленного на маховике ДВС, формировать на выходе сигналы, которые одновременно подавались на силовой коммутатор зажигания и на электромагнитную форсунку для дозирования и подачи газа. В современных системах зажигания без механических распределителей высокого напряжения, в частности в системе зажигания двигателя ВАЗ-1111, искровой разряд создается на каждом обороте коленчатого вала ДВС. Таким образом, система управления с синхронным формированием управляющих импульсов для искрообразования и подачи газа, не могла быть использована. В модернизированную электронную систему управления (рис. 1) введен дополнительный блок 7, который позволяет подавать управляющий сигнал на каждую из двух установленных на двигателе ВАЗ-1111 газовых форсунок в соответствии с последовательностью рабочих тактов.

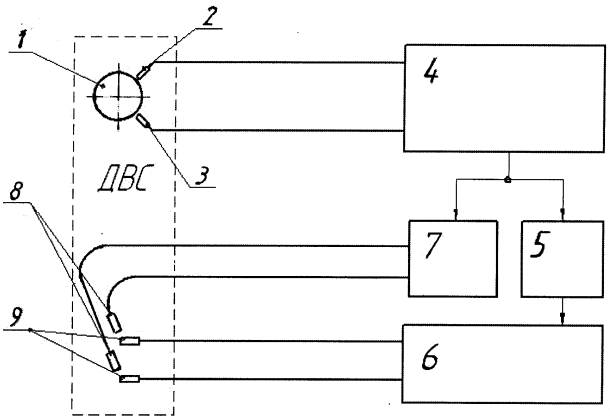


Рис. 1. Схема управления подачей газа:
1 – маховик; *2* и *3* – датчики угловых импульсов и начала отсчета; *4* – электронная система управления; *5* – коммутатор системы зажигания; *6* – катушка зажигания; *7* – дополнительный блок; *8* – форсунки; *9* – свечи зажигания

Модернизирована также применявшаяся на одноцилиндровом двигателе [1] специальная свеча зажигания с каналом в корпусе для подвода газа в область межэлектродного зазора. Прежняя конструкция не позволяет использовать ее на двигателе ВАЗ-1111 из-за ее размеров. К тому же подводящий канал в корпусе свечи прежней конструкции имеет слишком большую длину (около 45 мм) и объем (около 75 мм^3), что приводит к довольно высокой инерционности системы подачи газа. Новая конструкция (рис. 2) имеет меньшие габариты,

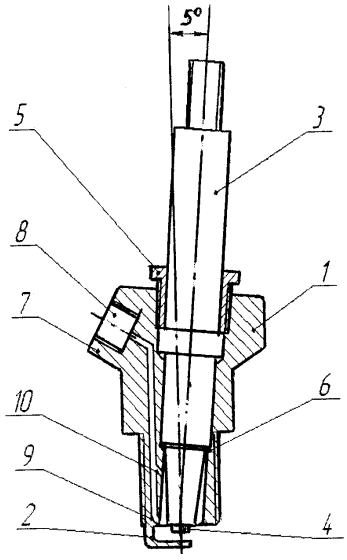


Рис. 2. Конструкция специальной свечи зажигания:
1 – корпус; *2* – боковой электрод; *3* – изолятор; *4* – центральный электрод; *5* – гайка; *6* – уплотнение; *7* – прилив для крепления форсунки; *8* – резьбовое отверстие; *9* и *10* – различные варианты расположения выходного отверстия подводящего канала

а длина подводящего канала и его объем уменьшены соответственно до 33 мм и 55 мм^3. Следует отметить, что с точки зрения минимизации расхода горючего газа оптимальным было бы расположение запорного элемента системы подачи в непосредственной близости от межэлектродного зазора, однако эта задача пока не нашла своего конструкторского решения.

Корпус свечи имеет два варианта расположения выходного отверстия подводящего канала: один *9* – непосредственно в зоне межэлектродного зазора, другой *10* – вблизи основания теплового конуса. Первый обеспечивает возможность продувать струей газа непосредственно межэлектродный зазор, второй позволяет создать ниспадающий поток газа, который обтекает центральный электрод и обеспечивает более эффективную диффузию в зоне разряда.

Первые испытания модернизированной установки с использованием водорода и метана в качестве дополнительного топлива показали ее работоспособность и соответствие возможностей поставленным целям. Сняты пробные нагрузочные и регулировочные характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Гибадуллин, В. З.* Организация рабочего процесса ДВС с внешним смесеобразованием и локальной подачей микродобавок водорода в область межэлектродного зазора свечи зажигания: дис. … канд. техн. наук / Гибадуллин В. З. – Волгоград, 1992. – 206 с.

2. *Зорин, В. Д.* Влияние расслоения обедненной метановоздушной смеси в области электродов свечи зажигания на процессы ее воспламенения и горения: дис. … канд. техн. наук / Зорин В. Д. – Волгоград, 2003. – 168 с.

3. *Захаров, Е. А.* Рабочий процесс ДВС с искровым зажиганием и локальными добавками углеводородных газов в область межэлектродного зазора: дис. … канд. техн. наук / Захаров Е. А. – Волгоград, 1998. – 166 с.

4. *Иванов, Ю. В.* Влияние локального расслоения топливовоздушной смеси в области межэлектродного зазора свечи зажигания на выбросы оксидов азота из цилиндров ДВС: дис. … канд. техн. наук / Иванов Ю. В. – Волгоград, 2006. – 116 с.

5. *Злотин, Г. Н.* Сокращение пропусков воспламенения в бензиновых ДВС при подаче микродоз водорода в область электродов свечи зажигания/ Г. Н. Злотин, В. З. Гибадуллин // Вестник российской Академии транспорта. – 1999.– № 2.– С. 97–100.

УДК 621.43.05

Г. Н. Злотин

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК ВОДОРОДА В БЕНЗОВОЗДУШНУЮ СМЕСЬ НА ФОРМИРОВАНИЕ НАЧАЛЬНОГО ОЧАГА ГОРЕНИЯ В ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Волгоградский государственный технический университет

Появившиеся в печати сообщения о предполагаемом широком использовании водорода в качестве топлива для наземных транспортных средств, которые будут обслуживать зимнюю олимпиаду 2014 года в г. Сочи, требуют дальнейших углубленных исследований влияния этого вида топлива на процессы воспламенения и сгорания в ДВС. Создание поршневых двигателей, работающих на водороде, сопряжено с решением ряда серьезных проблем. На данном этапе следует, в первую очередь, рассмотреть действие водорода в качестве добавки к другим видам топлива.

Известно, что существенную часть всего процесса сгорания в ДВС занимает формирование начального очага (НО) горения, развивающегося после искрового разряда. Эта же стадия рабочего процесса в значительной мере определяет межцикловую нестабильность. В связи со сказанным представляет интерес влияние добавок водорода в топливовоздушную смесь на динамику и стабильность формирования НО.

В соответствии с теорией Я. Б. Зельдовича [1] успешное развитие НО, инициированного искровым разрядом, возможно лишь при условии, что радиус r НО в момент прекращения разряда, т. е. в момент прекращения подвода в НО энергии извне, больше некоторой критической величины $r_{\text{êð}}$:

$$r > r_{\text{êð}}. \qquad (1)$$

Согласно современным представлениям, сгорание в НО подчиняется, в основном, законам ламинарного пламени. С учетом последнего, Я. Б. Зельдовичем [1] было установлено, что

$$r_{\text{êð}} \approx 3 \cdot \delta_{\text{ï ë}}, \qquad (2)$$

где $\delta_{\text{ï ë}}$ – толщина фронта ламинарного пламени.

Таким образом, чем меньше толщина фронта ламинарного пламени, тем меньше $r_{\text{êð}}$ и, следовательно, более благоприятными оказываются условия формирования НО.

Известно, что толщина фронта пламени бензовоздушных стехиометрических смесей составляет около 1 мм, а водородовоздушных смесей того же состава составляет менее 0,1 мм. Для того чтобы оценить влияние добавок водорода к бензовоздушной смеси на толщину фронта ламинарного пламени и, тем самым, на условия формирования НО, можно воспользоваться зависимостью указанной толщины от нормальной скорости w_n распространения ламинарного пламени:

$$\delta_{\text{ï ë}} = \frac{\chi}{w_n}, \qquad (3)$$

где χ – коэффициент температуропроводности топливовоздушной смеси.

Массовая доля топлива в топливовоздушных смесях горючего состава не превышает нескольких процентов, поэтому значение коэффициента температуропроводности всех этих смесей практически одинаково и мало отличается от его значения для воздуха. Учитывая сказанное, можно считать, что изменение толщины фронта ламинарного пламени при добавках в бензовоздушную смесь водорода, однозначно связано с изменением величины w_n:

$$\delta_{\text{ï ë}} = w_n^{-1}. \qquad (4)$$

Широкие теоретические и экспериментальные исследования влияния добавок водорода в бензовоздушную смесь на процесс сгорания были проведены, в частности, Ю. А. Трелиным [2] на одноцилиндровом двигателе. В опытах водород подавался на такте впуска, и в цилиндр двигателя поступала практически равномерная по составу топливовоздушная смесь (ТВС), содержащая два горючих компонента: бензин и водород. Соотношение указанных компонентов в смеси регулировалось изменением подачи водорода и количественно характеризовалось его массовой долей в бензоводородном топливе:

$$K = \frac{m_{\text{H}_2}}{m_{\text{CH}} + m_{\text{H}_2}}. \qquad (5)$$

Коэффициент избытка воздуха α в ТВС определялся по формуле:

$$\alpha = \frac{m_{\text{âîçä}}}{l_{\text{CH}}^{\text{òåî ð}} \cdot m_{\text{CH}} + l_{\text{H}_2}^{\text{òåî ð}} \cdot m_{\text{H}_2}}, \qquad (6)$$

где $m_{\text{âîçä}}$ – массовый расход воздуха; $l_{\text{CH}}^{\text{òåî ð}}$ и $l_{\text{H}_2}^{\text{òåî ð}}$ – теоретически необходимые количества воздуха для полного сжигания 1 кг бензина и 1 кг водорода, соответственно.

Исследования дали ряд ценных сведений о влиянии добавок водорода в бензовоздушную смесь на протекание процессов воспламенения и сгорания. Было, в частности, изучено влияние доли водорода в бензоводородном топливе на величину нормальной скорости распространения ламинарного пламени при различных α. На рис. 1 показано изменение отношения $(w_n)_{\text{CH+Í}_2} / (w_n)_{\text{CH}}$ в зависимости от величины K для трех значений α: α = 1,0; α = 1,7; α = = 2,4. Величина $(w_n)_{\text{CH+Í}_2}$ на рис.1 представляет собой нормальную скорость пламени в ТВС, содержащей водород, а величина $(w_n)_{\text{CH}}$ – нор-

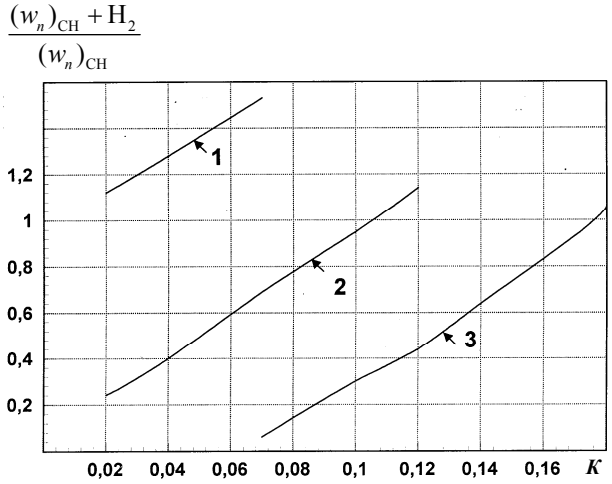


Рис. 1. Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на нормальную скорость распространения пламени:
1 – α = 1,0; *2* – α = 1,7; *3* – α = 2,4

мальную скорость пламени в бензовоздушной смеси без добавок водорода. Значение $(w_n)_{\text{CH}}$ соответствует бензовоздушной смеси стехиометрического состава.

Приведенные на рис. 1 данные показывают, что при сохранении неизменным коэффициента избытка воздуха увеличение массовой доли водорода в бензоводородном топливе приводит к росту нормальной скорости ламинарного пламени, причем этот рост происходит практически линейно. Легко заметить, что по мере обеднения ТВС для достижения одной и той же величины $(w_n)_{\text{CH+Í}_2}$ требуется большая добавка водорода. Например, для достижения нормальной скорости сгорания, имевшей место в бензовоздушной смеси без водорода при $\alpha = 1$, требуется при $\alpha = 1{,}7$ иметь $K = 0{,}12$, а при $\alpha = 2{,}4$ необходимо довести долю водорода до $K = 0{,}18$. Увеличение нормальной скорости распространения ламинарного пламени будет согласно зависимости (4) приводить к соответствующему уменьшению толщины фронта пламени и, как следует из равенства (2), к снижению значения критического радиуса.

В ходе исследований для подтверждения теоретических выводов проводилось индицирование двигателя [2]. По индикаторным диаграммам определялась, в частности, длительность τ_I первой фазы сгорания, т. е. длительность периода от начала электрического разряда между электродами свечи зажигания до момента, соответствующего точке "отрыва" линии сгорания от линии сжатия. Первая фаза сгорания в двигателях с принудительным искровым зажиганием примерно соответствует по длительности времени формирования НО.

На рис. 2 представлены зависимости длительности первой фазы сгорания от K при различных значениях коэффициента избытка воздуха в ТВС. Как видно, при всех α с ростом K длительность первой фазы сокращается. Это сокращение происходит тем интенсивнее, чем беднее топливовоздушная смесь. Тем самым подтверждается вывод о том, что добавка водорода в бензовоздушную смесь интенсифицирует процесс образования начального очага горения. Зависимости, приведенные на рис. 2 подтверждают также и другой вывод, сделанный ранее на основе теоретического анализа: чем беднее ТВС, тем больше должна быть добавка водорода.

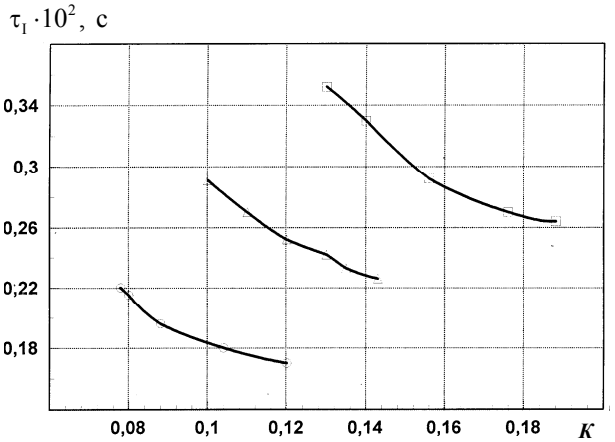


Рис. 2. Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на продолжительность первой фазы сгорания τ_I при разных α:
-o- – α = 1,3; -Δ- – α = 1,7; -□- – α = 2,4

Индицирование показало также, что добавление водорода в бензовоздушную смесь не только уменьшает продолжительность τ_I первой фазы сгорания, но и приводит к сокращению ее нестабильности. Оценка нестабильности проводилась по величине σ_{τ_I} среднеквадратического отклонения значений τ_I в последовательных циклах от среднего. Статистики определялись на основе обработки индикаторных диаграмм в 25–30 последовательных циклах. Отмеченное положительное влияние добавок водорода на стабильность процесса формирования НО иллюстрирует рис. 3.

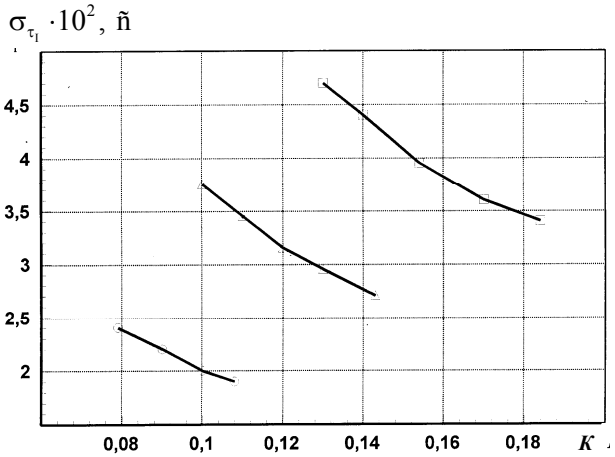


Рис. 3. Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на нестабильность первой фазы сгорания при разных α:
-o- – α = 1,3; -Δ- – α = 1,7; -□- – α = 2,1

Представленный выше материал показывает широкие возможности управления рабочим процессом, расходом бензина и экологическими показателями ДВС путем регулирования подачи водорода на такте впуска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Зельдович, Я. Б.* К теории искрового воспламенения газовых взрывчатых смесей / Я. Б. Зельдович, Н. Н. Семенов // Журнал физической химии.– 1949.– Т. 23, № 11. – С. 1361–1374.

2. *Трелин, Ю. А.* Исследование особенностей ДВС с искровым зажиганием при добавках водорода в бензовоздушную смесь: дис... канд. техн. наук / Ю. А. Трелин // Волгоград, 1981. – 207 с.

УДК 621.43.044.001.57

Д. А. Верхотуров, В. З. Гибадуллин

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА СОДЕРЖАНИЯ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Курганский государственный университет

Одним из путей повышения экологической безопасности ДВС является совершенствование процесса сгорания, который в значительной степени определяет формирование состава отработавших газов (ОГ). Однако широкомасштабное проведение опытно-конструкторских и доводочных работ по ДВС сопряжено с большим объемом материальных и трудовых затрат и, как правило, занимает значительный период времени. В первую очередь это касается работ, связанных с исследованием новых рабочих процессов.

Существенного ускорения поисковых работ и сокращения их объема можно достичь, используя широкие возможности, которые предоставляет современная компьютерная техника и ее программное обеспечение, при условии достаточно адекватного математического описания процессов, происходящих внутри цилиндра ДВС.

Известен ряд математических моделей для определения содержания токсичных компонентов в ОГ ДВС, однако большинство из них ориентированы на расчет концентрации какого-либо одного компонента. Задачей настоящей работы являлось создание относительно несложной математической модели, позволяющей описать формирование в процессе сгорания в цилиндре ДВС трех наиболее значимых токсичных компонентов ОГ: оксида углерода CO, оксидов азота NO_x и несгоревших углеводородов C_xH_y. В основу разработки положена двухзонная математическая модель процесса сгорания [1], базирующаяся на дифференциальных уравнениях сохранения объемов, массы, энергии, а также уравнениях состояния, записанных отдельно для зон свежей и сгоревшей смеси.

Отличительной особенностью настоящей работы является то, что в основу расчета доли χ топлива, выгоревшего к любому моменту времени, а также глубины зоны химических реакций и тепловыделения положена так называемая ламинарная модель турбулентного горения [2]. В модели предполагается, что фронт турбулентного пламени распространяется от источника зажигания по топливовоздушной смеси и под воздействием турбулентных пульсаций искривляется и разрывается на отдельные горящие очаги. Вследствие этого четкой границы между сгоревшей и несгоревшей частями заряда нет. Зона горения (где протекают интенсивные химические реакции) имеет некоторую протяженность. Впереди она ограничена условной сферической поверхностью, огибающей наиболее вытянутые "языки" пламени, сзади – условной поверхностью, за которой находятся только продукты сгорания.

Передняя граница зоны горения перемещается по топливовоздушной смеси со скоростью [3]

$$u_t = u' + u_n, \qquad (1)$$

где u' – среднеквадратичная скорость турбулентных пульсаций; u_n – нормальная скорость распространения пламени.

Внутри этой зоны очаги горения перемежаются с молями свежей смеси, при этом они отделяются друг от друга тонкими фронтами ламинарного пламени. Чем дольше моль свежей смеси находится в зоне горения и чем глубже он переместится внутрь этой зоны, тем больше степень его выгорания. Скорость перемещения задней границы зоны определяется интенсивностью выгорания турбулентных молей, которое протекает по поверхностному механизму. Время полного сгорания моля определяется по формуле [2]

$$\tau = \frac{\ell_0}{2u'} \ln\left(1 + \frac{u'}{u_n}\right), \qquad (2)$$

где ℓ_0 – начальный размер горящего моля.

В процессе горения топливовоздушной смеси зона реакций перемещается от источника зажигания к наиболее удаленным точкам КС. При этом она соприкасается с поверхностями поршня, головки и стенок цилиндра. При подходе пламени к относительно холодным стенкам оно гаснет, и у этих поверхностей остается тонкий слой несгоревшей смеси, являющийся источником C_xH_y. При расчете его толщины $\delta_{\text{ã}}$ была использована формула, предложенная Ф. Вильямсом [3] для определения гасящего расстояния и преобразованная нами применительно к одиночной поверхности:

$$\delta_{\text{ã}} = \frac{a\lambda}{2c_p \rho u_n}, \qquad (3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности смеси; c_p – изобарная массовая теплоемкость; ρ – плотность смеси; a – коэффициент.

Перемещение зоны контакта реагирующей смеси со стенками КС обусловлено, во-первых, движением пламени по топливовоздушной смеси, во-вторых, расширением продуктов сгорания, в-третьих, перемещением поршня. Кроме того, величины параметров, входящих в формулу (3), а значит и величина $\delta_{\text{ã}}$, зависят от давления и температуры. Следовательно, толщина, объем и масса слоя несгоревшей смеси, образующегося вблизи стенок КС, зависят от термодинамического состояния смеси (давление, температура), определяемого углом поворота коленчатого вала, а также от формы, площади и динамики перемещения зоны контакта пламени со стенками.

Топливовоздушная смесь, попавшая в зазор между поршнем и гильзой цилиндра, является еще одним источником образования C_xH_y. При повышении давления в КС в процессе сжатия и последующего сгорания плотность свежей смеси растет, и ее масса в зазоре, имеющем постоянный объем, увеличивается. Однако при движении поршня к нижней мертвой точке и соответствующем уменьшении давления и плотности часть этой смеси, расширяясь, покидает указанный зазор и может принять участие в реакциях горения. Следует лишь иметь в виду, что сгорание этой смеси возможно только в том случае, если при истечении из зазора она попадет в область свежего заряда перед фронтом пламени или в зону реакций. В противном случае она окажется в зоне продуктов сгорания, где химические реакции уже практически прекратились, ее эффективного химического преобразования не произойдет и она неизбежно станет источником образования C_xH_y.

Таким образом, количество смеси, попадающей в зазор между поршнем и гильзой цилиндра, зависит как от термодинамических параметров заряда (в частности, от давления в КС), так и от момента достижения пламенем зазора между поршнем и гильзой цилиндра. Поэтому для расчетного прогнозирования образования C_xH_y важно дать правильное математическое описание процесса достижения пламенем края днища поршня по всему его периметру.

Следует отметить, что характеристики процесса сгорания изменяются с изменением режима работы двигателя. Кроме того, параметрам процесса сгорания свойственна межцикловая неидентичность. Математическая модель должна правильно воспроизводить изменение динамики распространения пламени при изменении режима и позволять вести расчет для отдельных циклов с различными показателями процесса сгорания.

Для решения этих задач разработана математическая модель [4], позволяющая описать геометрию КС ДВС и положение фронта пламени в ней, а также рассчитать площадь контакта зоны горения с поверхностями поршня, головки и стенок цилиндра при любом ее расположении в КС. Такой подход обеспечивает возможность учета влияния динамики процесса сгорания на содержание C_xH_y в ОГ ДВС.

Масса несгоревших углеводородов в пристеночном слое рассчитывается с учетом топливовоздушного отношения по следующей формуле:

$$\frac{\mathrm{d}m_{\text{CH}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{p}{R \cdot T \cdot (1 + \alpha L_0)} \cdot \left(\delta_{\text{ã}} \cdot \frac{\mathrm{d}F_{\text{ñò}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}V_z}{\mathrm{d}\varphi} \right), \qquad (4)$$

где p – давление в КС; R – газовая постоянная; T – температура смеси в пристеночном слое; $\delta_{\text{ã}}$ – толщина пристеночного слоя, определяемая по формуле (3); $F_{\text{ст}}$ – суммарная площадь поршня, головки и стенок цилиндра за задней границей турбулентной зоны горения; V_z – объем кольцевого зазора за задней границей зоны горения.

Расчет образования оксида углерода ведется с учетом того, что топливовоздушная смесь в результате протекания химических реакций превращается в продукты сгорания, состав которых (CO_2, CO, H_2O, H_2, H, O_2, OH, N_2, NO, N, O) полагается равновесным [5]. При этом химическое равновесие между указанными выше

компонентами описывается следующими балансовыми уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} &CO + 1/2 \cdot O_2 = CO_2, \\ &OH + 1/2 \cdot H_2 = H_2O, \\ &H + H = H_2, \\ &H_2 + 1/2 \cdot O_2 = H_2O, \\ &2 \cdot NO = N_2 + O_2, \\ &O + O = O_2, \\ &N + N = N_2. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

На основании приведенных реакций рассмотрена система одиннадцати уравнений, включающая в себя уравнения материального баланса и уравнения констант равновесия [5]. В результате решения этой системы определяется концентрация CO в продуктах сгорания.

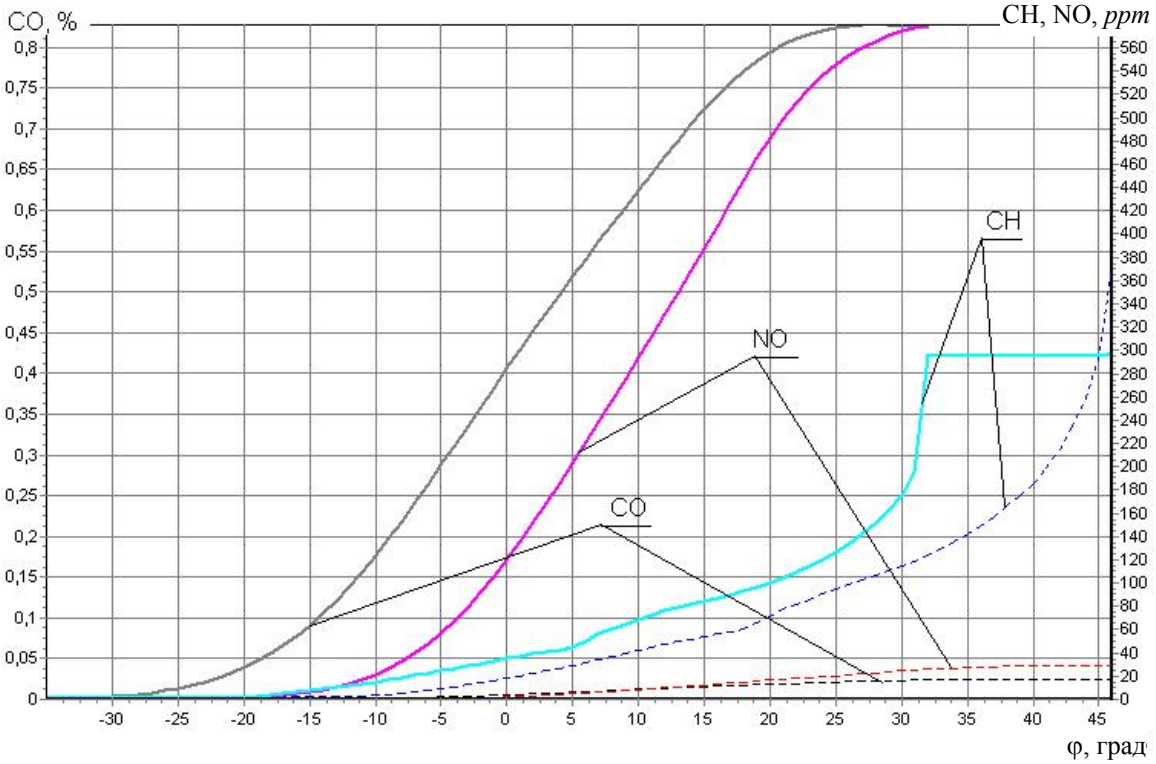
По уравнению, предложенному В. А. Звоновым, осуществляется расчет процесса образования NO_x [6]:

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = \frac{p \cdot r_{N_2}}{249,4 \cdot n \cdot T_{\text{ï ñ}}} \cdot \left(1 - \frac{r_{NO}^2}{K_4 \cdot r_{O_2} \cdot r_{N_2}}\right) \times \left(\frac{K_{1\text{ï}}^{\tilde{n}} \cdot r_O}{1 + \frac{K_{1p}^{c} \cdot r_{NO}}{K_{2\text{ï}}^{c} \cdot r_{O_2}}} + \frac{K_{4\text{ï}}^{\tilde{n}} \cdot r_{O_2}}{2}\right), \quad (5)$$

где φ – угол поворота коленчатого вала; p – давление в цилиндре двигателя; n – частота вращения коленчатого вала двигателя; $T_{\text{ïñ}}$ – температура продуктов сгорания; $K_{1\text{ï}}^{\tilde{n}}$, K_{1p}^{c}, $K_{2\text{ï}}^{c}$, K_4, $K_{4\text{ï}}^{\tilde{n}}$, – константы скоростей реакций цепного и бимолекулярного механизмов; r_{N_2}, r_{O_2}, r_O – объемные доли N_2, O_2 и O в продуктах сгорания.

Описанная математическая модель реализована в виде компьютерной программы. Она позволяет контролировать динамику накопления в процессе сгорания токсичных компонентов ОГ, анализировать влияние на их образование различных конструкционных и эксплуатационных факторов, режима работы ДВС, его неисправностей и т. д. Программа может быть использована для решения сложных поисковых задач при оптимизации рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием с целью повышения его экономических и экологических показателей, разработки, исследования и доводки новых, нетрадиционных рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания с локальным расслоением заряда, с использованием альтернативных топлив и т. д.

В качестве примера на рисунке представлен один из результатов расчета содержания основ-



Изменение содержания в цилиндре ДВС CO, C_xH_y и NO_x по углу поворота коленчатого вала при различных составах топливовоздушной смеси (сплошные линии – α=1; штриховые – α=1,3)

ных токсичных компонентов в ОГ ДВС. Значения их итоговых концентраций хорошо согласуются с результатами известных работ (например, [6]). Вместе с тем, модель позволяет исследовать динамику появления этих компонентов, выявлять причины и факторы, влияющие на их содержание.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Федянова, Н. А.* Использование математического моделирования рабочего процесса для разработки и обоснования концепции эффективного управления углом опережения зажигания в ДВС: дис. … канд. техн. наук / Федянова Н. А. – Волгоград, 1992.– 139 с.

2. *Воинов, А. Н.* Сгорание в быстроходных поршневых двигателях/ А. Н. Воинов. – М.: Машиностроение, 1977. – 278 с.

3. *Вильямс, Ф. А.* Теория горения/ Ф. А. Вильямс. – М.: Наука, 1971. – 616 с.

4. *Варлаков, А. А.* Расчет геометрических параметров распространения фронта пламени в камере сгорания ДВС/ А. А. Варлаков, Д. А. Верхотуров, В. З. Гибадуллин // Повышение эффективности и безопасности автотранспортных средств в эксплуатации: сб. науч. тр. – Курган: Изд-во Курганского государственного университета, 2005. – С. 27–31.

5. *Злотин, Г. Н.* Методика расчета термохимических характеристик сгорания углеводородных топлив / Г. Н. Злотин, С. Н. Шумский, М. В. Дульгер // Известия вузов. Энергетика. – 1988.– № 8.– С. 58–63.

6. *Звонов, В. А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. – М.: Машиностроение, 1981.– 160 с.

УДК 621.437.018

Е. А. Федянов

МЕТОД РАСЧЕТА РАСХОДА ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЕМ С ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЧАСТИ ЦИКЛОВ

Волгоградский государственный технический университет

Для всех типов двигателей внутреннего сгорания, работающих с принудительным зажиганием предварительно приготовленной топливовоздушной смеси, существенные резервы снижения эксплуатационного расхода топлива кроются в снижении потерь при дросселировании на частичных нагрузках. Один из принципиальных путей снижения указанных потерь заключается в изменении фактического рабочего объема двигателя в зависимости от нагрузки. Достаточно простым способом изменения фактического рабочего объема является отключение части рабочих циклов. Большинство исследований [1, 2] такого способа управления фактическим рабочим объемом двигателя проводились при полном отсутствии дросселирования, что на режимах малых нагрузок требовало отключения большой доли рабочих циклов. Многих проблем, возникающих при отключении большой доли циклов, можно избежать, если использовать отключение цилиндров при наличии дросселирования. В этом случае экономия топлива достигается за счет того, что двигатель может работать на заданном частичном нагрузочном режиме с большим открытием дроссельной заслонки, чем при отсутствии отключения циклов.

Возможное повышение топливной экономичности двигателя с частичным отключением рабочих циклов на режимах с дросселированием можно оценить расчетным путем, если для этого двигателя, работающего без отключения циклов, известны нагрузочные характеристики при разных частотах вращения. Кроме того, должно быть известно, как при разных положениях дросселя меняются по скоростной характеристике механические потери. Предполагается, что на каждом режиме, заданном значениями частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e, коэффициент избытка воздуха α и угол опережения зажигания Θ_s остаются неизменными и соответствующими оптимальным для этого режима.

При отключении части рабочих циклов значение необходимо сохранять значение эффективной мощности, приоткрывая дроссельную заслонку и увеличивая, соответственно, подачу топлива. При открывании дроссельной заслонки индикаторная работа оставшихся рабочих циклов растет за счет повышения среднего индикаторного давления в этих циклах. Следовательно, чем больше доля отключенных циклов, тем сильнее должно быть неравенство $p_{i_w} > p_i$, где p_i – среднее индикаторное давление при всех работающих циклах, p_{i_w} – среднее индикаторное давление в оставшихся рабочих циклах при отключении части всех циклов.

Из условия сохранения эффективной мощности N_e при отключении части циклов следует:

$$N_e = p_e \cdot V_h \cdot z_\Sigma = (p_i - p_{\text{і åð}}) \cdot V_h \cdot z_\Sigma = \\ = p_{i_w} \cdot V_h \cdot (z_\Sigma - z_o) - N^-_{\text{і åð}}, \quad (1)$$

где p_e – среднее эффективное давление при всех работающих циклах; $p_{\text{і åð}}$ – среднее эффективное давление при всех работающих циклах; V_h – рабочий объем двигателя; $N^-_{\text{і åð}}$ – мощность механических потерь в двигателе с отключением части рабочих циклов; z_Σ – число циклов за единицу времени; z_o – количество циклов, отключенных за единицу времени.

Мощность механических потерь при работе с отключением части рабочих циклов можно представить в виде суммы мощности $N_{\text{і åð}_w}$ потерь в оставшихся рабочих циклах и мощности $N_{\text{і åð}_o}$ механических потерь в отключенных циклах. В свою очередь, каждую из указанных составляющих мощности можно выразить через величину среднего давления механических потерь:

$$N^-_{\text{і åð}} = N_{\text{і åð}\ \Sigma w} + N_{\text{і åð}\ \Sigma o} = \\ = p_{\text{і åð}_w} V_h (z_\Sigma - z_o) + p_{\text{мех}_o} V_h z_o, \quad (2)$$

где $p_{\text{і åð}_w}$ – среднее давление механических потерь в оставшихся рабочих циклах; $p_{\text{і åð}_o}$ – среднее давление механических потерь в отключенных циклах.

Рассматривая совместно выражения (1) и (2) и учитывая, что $p_{i_w} - p_{\text{і åð}_w} = p_{e_w}$ – среднее эффективное давление в циклах, которые остаются рабочими, получаем

$$N^-_e = p_{e_w} \cdot V_h (z_\Sigma - z_o) - p_{\text{мех}_o} V_h z_o, \quad (3)$$

где N^-_e – эффективная мощность двигателя, работающего с отключением циклов.

Величина g_e удельного эффективного расхода топлива для двигателя без отключения части циклов связана со средним индикаторным давлением следующим образом:

$$g_e = \frac{p_i \cdot V_h \cdot z_\Sigma}{\eta_i \cdot Q_{\text{í}} \cdot N_e}, \quad (4)$$

где $Q_{\text{í}}$ – низшая теплота сгорания топлива, η_i индикаторный КПД.

Для двигателя, работающего с отключением части рабочих циклов, аналогичным образом приходим к выражению

$$g^-_e = \frac{p_{i_w} \cdot V_h (z_\Sigma - z_o)}{\eta_{i_w} Q_{\text{í}} N^-_e}, \quad (5)$$

где η_{i_w} – индикаторный КПД оставшихся в работе циклов.

Подставляя выражение (3) в формулу (5), имеем

$$g^-_e = \frac{1}{\eta_{i_w} \cdot Q_{\text{í}} \left(\frac{p_{e_w}}{p_{i_w}} - \frac{p_{\text{і åð}_o}}{p_{i_w}} \frac{z_o}{z_\Sigma - z_o} \right)}. \quad (6)$$

Учитывая связь индикаторных и эффективных показателей: $p_{e_w} / p_{i_w} = \eta_{\text{і åð}_w}$, $\eta_{i_w} = \eta_{e_w} / \eta_{\text{і åð}_w}$ и обозначая z_o / z_Σ через δ_o, преобразуем выражение (6) к виду

$$g^-_e = \frac{1 - \delta_o}{\eta_{e_w} \cdot Q_{\text{í}} \left[1 - \delta_o \left(1 + \frac{p_{\text{і åð}_o}}{p_{e_w}} \right) \right]}. \quad (7)$$

Формулы (3) и (7) позволяют оценить величину удельного расхода двигателем, работающем с известной долей отключенных циклов на заданном частичном нагрузочном режиме с дросселированием. При отсутствии пропуска циклов, то есть при $\delta_o = 0$, выражение (7) принимает вид известного выражения для удельного расхода эффективного расхода топлива: $g_e = 1/(\eta_e \cdot Q_{\text{í}})$. Последнее равенство также можно получить из формулы (7) при наличии отключенных циклов, но при $p_{\text{і åð}_o} = 0$. Однако, равенство нулю механических потерь в отключенных циклах физически невозможно.

Формула (7) получена исходя из предположения, что все рабочие циклы одинаковы. Вместе с тем, согласно результатам исследований [1] отключение цикла может приводить к изменению условий протекания процессов в рабочих циклах, следующих за отключенным. С учетом указанного влияния выражение для эффективной мощности двигателя можно записать следующим образом:

$$N_e = [K_1 \cdot p_{e_w} + K_2 p_{e_w} + \ldots + K_{z_a} p_{e_w} + \\ + p_{e_w} \cdot (z_\Sigma - z_a - z_o)] V_h - p_{\text{мех}_o} V_h z_o, \quad (8)$$

где K_i – коэффициенты, корректирующие величину среднего эффективного давления в циклах, которые следуют за отключенным; z_a – число рабочих циклов, на которые влияет отключенный цикл.

Выражение (8) можно преобразовать к виду

$$Ne = p_{e_w} \cdot V_h (z_\Sigma - z_o) \cdot \left[1 - \frac{\sum_1^{z_a} (1 - K_\upsilon)}{z_\Sigma - z_o} \right] - p_{\text{ì åõ}_o} V_h z_o, \quad (9)$$

в котором величина

$$1 - \frac{\sum_1^{z_a} (1 - K_\upsilon)}{z_\Sigma - z_o} = \overline{K} \quad (10)$$

представляет собой осредненный коэффициент влияния отключенных циклов на рабочие. При отсутствии такого влияния $\overline{K} = 1$. Используя величину $\overline{K}$, получаем формулу для определения удельного расхода топлива двигателем с отключением части рабочих циклов с учетом возможного влияния отключенных циклов на оставшиеся рабочие:

$$g_e^- = \frac{1 - \delta_o}{Q_{\text{ì}} \cdot \eta_{e_w} \cdot \left[\overline{K} \cdot (1 - \delta_o) - \frac{p_{\text{ì åõ}_o}}{p_{e_w}} \delta_o \right]}. \quad (11)$$

Значение $\overline{K}$ может быть найдено экспериментально или на основе моделирования рабочего процесса. Необходимо отметить, что предложенный метод расчета топливной экономичности двигателя, работающего с отключением части рабочих циклов, применим как для обычных поршневых, так и для роторно-поршневых ДВС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Филиппов, А. З.* Оптимизация управления двигателем с отключением рабочих циклов по расходу топлива и токсичности отработавших газов / Филиппов А. З., Атаманенко Н. Е., Холоденко В. С, Дегтярев Г. В. ; Киев. автомоб.-дор. ин-т. – Киев , 1992. – 92 с.

2. *Валеев, Д. Х.* Возможности улучшения экономических и экологических свойств дизелей КамАЗ-740 отключением цилиндров и циклов на режимах холостых ходов и малых нагрузок / Д. Х. Валеев, В. А. Гергенредер, И. Ю. Олесов, Н. Н. Патрахальцев // Двигателестроение. – 1991, № 8–9.

УДК 621.313

В. П. Шевчук, Н. А. Грошев, Д. В. Ерёмин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗАДАЧЕ УПРАВЛЕНИЯ ПОЛУТОПКАМИ В КОТЛОАГРЕГАТЕ

ГОУВПО "Московский энергетический институт" (технический университет), филиал в г. Волжском

Система регулирования предназначена для автоматического регулирования температуры пара в пароперегревательном тракте котлоагрегата в основном режиме его работы путем воздействия на расход собственного конденсата во впрыскивающие пароохладители. Система автоматического регулирования реализует технологический принцип снижения температуры пара с помощью впрысков по ходу пара. На каждом паровом потоке (слева, справа) установлены по три впрыскивающих пароохладителя в следующей последовательности по ходу пара: первый впрыск до ширмового пароперегревателя, $Q_{в1}$; второй впрыск до конвективного пароперегревателя первой ступени, $Q_{в2}$; третий впрыск до конвективного пароперегревателя второй ступени, $Q_{в3}$. Структурная модель перекрестных связей в объекте управления выглядит следующим образом (рис. 1).

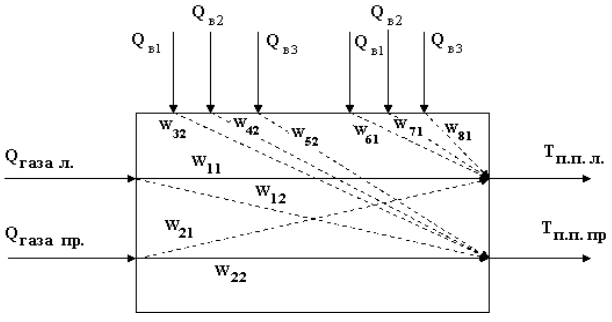


Рис. 1. Структурная модель объекта управления: $Q_в$ – расход конденсата на впрыск, $Q_{газа}$ – расход газа, $T_{п.п}$ – температура пара, W – переходная характеристика

Математические модели искались в виде передаточных функций инерционного звена первого порядка с запаздыванием:

$$W_{ij}(p) = \frac{k_{ij}}{T_{ij} \cdot p + 1} \cdot e^{-p \cdot \tau_{ij}}, \quad (1)$$

где k_{ij} – коэффициент усиления, T_{ij} –постоянные времени объекта, T_{ij}, τ_{ij} – время запаздывания объекта.

На рис. 2 приведены модельная и экспериментальная переходные характеристики по каналу "расход конденсата по первому левому впрыску, ($Q_{в1}$) – температура перегретого пара в левой полутопке, $T_{п.п.л}$ (W_{31})".

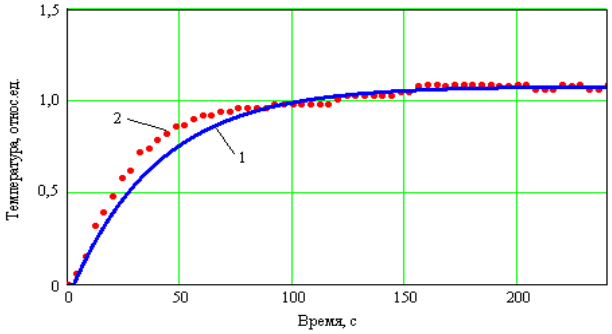


Рис. 2. Переходные характеристики – $W_{31}(p)$:
1 –модельная реализация, *2* –экспериментальная

Математические модели были получены по экспериментальным кривым разгона путем проведения касательной в области ее наибольшего наклона, то есть в точке перегиба, что позволяет оценить оба параметра модели (обобщенную постоянную времени и обобщенное запаздывание). Математические модели, полученные аппроксимацией кривых разгона, с учетом транспортного запаздывания соответствующих каналов имеют вид, см. рис. 1:

$$W_{31}(p)=\frac{1,35}{115\cdot p+1}\cdot e^{-14,852p}$$

$$W_{32}(p)=\frac{1,42}{53\cdot p+1}\cdot e^{-2,085p}$$

$$W_{41}(p)=\frac{1,47}{120\cdot p+1}\cdot e^{-22,857p}$$

$$W_{42}(p)=\frac{1,7}{68,5\cdot p+1}\cdot e^{-2,182p}$$

$$W_{51}(p)=\frac{1,79}{480\cdot p+1}\cdot e^{-70,279p}$$

$$W_{52}(p)=\frac{1,25}{41,5\cdot p+1}\cdot e^{-1,108p}$$

$$W_{61}(p)=\frac{1,08}{39\cdot p+1}\cdot e^{-2,667p}$$

$$W_{62}(p)=\frac{1,29}{262\cdot p+1}\cdot e^{-14,233p}$$

$$W_{71}(p)=\frac{1,53}{42\cdot p+1}\cdot e^{-2,196p}$$

$$W_{72}(p)=\frac{1,56}{175\cdot p+1}\cdot e^{-22,596p}$$

$$W_{81}(p)=\frac{1,11}{41\cdot p+1}\cdot e^{-1,099p}$$

$$W_{82}(p)=\frac{1,11}{225\cdot p+1}\cdot e^{70,541p}$$

$$W_{93}(p)=\frac{-0,48}{242\cdot p+1}\cdot e^{-0,233p}$$

Модели каналов $W_{11}(p)$, $W_{22}(p)$, $W_{12}(p)$ и $W_{21}(p)$ подробно рассмотрены в работе [Способ контроля эффективности работы котлоагрегата. В. С. Кузеванов, П. П. Раменский [и др.] // Приборы и системы. Управление. Контроль. Диагностика. –№ 6, 2007. – С. 53–57]. Проверка адекватности всех моделей проводилась по t-критерию Стьюдента и по критерию χ^2. Уровень значимости гипотез равенства математических ожиданий и дисперсий задается равным 0,05, на основании стандартного ряда доверительных вероятностей. Используя заданный уровень значимости и размер выборки, рассчитываются критические значения статистики (область доверительного интервала). Критерием принятия гипотезы о равенстве оцениваемых параметров должно стать попадание соответствующего значения статистики в рассчитанный доверительный интервал.

При разработке алгоритма управления температурой перегретого пара впрысками собственного конденсата с учетом перекрестных связей левой и правой полутопки была принята схема с компенсацией возмущений (рис. 3). В разработанной схеме системы автоматического регулирования температуры регулятор перегрева (ПИ) получает основной сигнал по отклонению температуры пара на выходе пароперегревателя и воздействует на расход охлаждающей воды. Дополнительный сигнал, пропорциональный скорости изменения температуры пара в промежуточной точке (непосредственно за пароохладителем), упреждая изменения температуры на выходе при изменениях энтальпии частично перегретого пара, исчезает в установившемся режиме. Для формирования исчезающего сигнала используется реальное дифференцирующее звено Д (рис. 3). Приближение точки впрыска к выходу пароперегревателя уменьшает инерционность участка и, следовательно, улучшает качество процессов регулирования. Для учета перекрестных связей полутопок вводится корректирующий контур К.

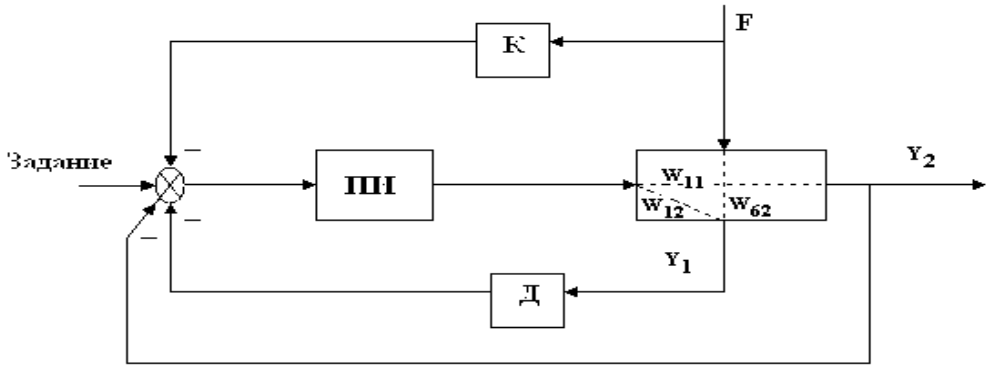


Рис. 3. Структурная схема алгоритма управления температурой пара в правой полутопке первым впрыском правой полутопки:

Y_1 – температура перегретого пара после пароохладителя; Y_2 – температура перегретого пара после пароперегревателя; F – расход собственного конденсата; W_{11} – передаточная функция по каналу "расход газа – температура перегретого пара за пароперегревателем"; W_{12} – передаточная функция по каналу "расход газа – температура перегретого пара за пароохладителем"; W_{62} – передаточная функция по каналу "расход собственного конденсата – температура перегретого пара правой полутопки"; ПИ – пропорционально-интегрирующий регулятор, Д – реальное дифференцирующее звено, К – компенсатор

Составление схемы инвариантности сигналов по отношению к изменениям температуры перегретого пара в котлоагрегате позволило определить передаточные функции компенсаторов в виде реальных дифференцирующих звеньев второго порядка. Применение блоков дифференцирования исключает "расшатывание" контуров при обработке сигналов и повышает качество переходных процессов в системе.

Проверка работоспособности системы, регулирования температуры перегретого пара одним впрыском, проведена методом имитационного моделирования переходных процессов в системе управления и сравнением, по критерию Фишера, модельной и экспериментальной кривых разгона. Работоспособность системы в целом была проверена также в программной среде VisSim. Результаты моделирования подтвердили работоспособность алгоритма в целом по всем шести впрыскам.

Расчет настроек ПИ-регуляторов, блоков дифференцирования и компенсаторов, для функционирования алгоритма управления, проводился по общепринятым методикам с использованием расширенных амплитудно-фазовых характеристик каналов управления. Результаты расчетов по всем шести каналам управления представлены в табл. 1 по регуляторам,

Таблица 1

Результаты расчетов настроек ПИ- регуляторов

Канал	Параметры	Передаточная функция
I впрыск ле-вой полутоп-ки, $W_{32}(p)$	K_p=9,655 $T_и$=3,34	$W_p(p) = 9,655 \cdot \left(1 + \frac{1}{3,34 \cdot p}\right)$
I впрыск пра-вой полутопки, $W_{62}(p)$	K_p=31,24 $T_и$=4,67	$W_p(p) = 31,24 \cdot \left(1 + \frac{1}{4,67 \cdot p}\right)$
II впрыск ле-вой полутопки, $W_{42}(p)$	K_p=4,935 $T_и$=4,139	$W_p(p) = 4,935 \cdot \left(1 + \frac{1}{4,139 \cdot p}\right)$
II впрыск пра-вой полутопки, $W_{72}(p)$	K_p=10,445 $T_и$=4,193	$W_p(p) = 10,445 \cdot \left(1 + \frac{1}{4,193 \cdot p}\right)$
III впрыск ле-вой полутопки, $W_{52}(p)$	K_p=13,437 $T_и$=5,385	$W_p(p) = 13,437 \cdot \left(1 + \frac{1}{5,385 \cdot p}\right)$
III впрыск пра-вой полутопки, $W_{82}(p)$	K_p=8,493 $T_и$=5,344	$W_p(p) = 8,493 \cdot \left(1 + \frac{1}{5,344 \cdot p}\right)$

Таблица 2

Результаты расчетов блоков дифференцирования

Канал	Параметры	Передаточная функция
I впрыск левой полутоп-ки, $W_{32}(p)$	T_d=61 K_d=24,459	$W_d(p) = \frac{24,459 \cdot p}{61 \cdot p+1}$
I впрыск пра-вой полутопки, $W_{62}(p)$	T_d=71,09 K_d=11,084	$W_d(p) = \frac{11,084 \cdot p}{71,09 \cdot p+1}$
II впрыск левой полутопки, $W_{42}(p)$	T_d=80,913 K_d=53,408	$W_d(p) = \frac{53,408 \cdot p}{80,913 \cdot p+1}$
II впрыск пра-вой полутопки, $W_{72}(p)$	T_d=92,781 K_d=42,974	$W_d(p) = \frac{42,974 \cdot p}{92,781 \cdot p+1}$
III впрыск ле-вой полутопки, $W_{52}(p)$	T_d=275,365 K_d=166,686	$W_d(p) = \frac{166,686 \cdot p}{275,365 \cdot p+1}$
III впрыск пра-вой полутопки, $W_{82}(p)$	T_d=190,442 K_d=162,632	$W_d(p) = \frac{162,632 \cdot p}{190,442 \cdot p+1}$

в табл. 2 по реальным дифференцирующим звеньям и в табл. 3 по компенсаторам, которые оказались реальными дифференцирующими звеньями второго порядка, где $K_р$ – коэффициент пропорциональности регулятора, $T_и$ – время интегрирования регулятора, $K_д$ – коэффициент пропорциональности дифференциатора, $T_д$ – время дифференцирования, $K_к$ – коэффициент пропорциональности компенсатора, $T_к$ –время интегрирования компенсатора.

Таблица 3

Результаты расчетов блоков компенсации

Канал	Параметры	Передаточная функция
I впрыск левой полутопки, W_{32}	$K_к$=0,026 $T_к$=28,7	$W_{ê}(ð) = 0,0079 \cdot \frac{3,34 \cdot ð}{(3,34 \cdot ð+1) \cdot (2,87 \cdot ð+1)}$
I впрыск правой полутопки, W_{62}	$K_к$=0,011 $T_к$=21,17	$W_{ê}(ð) = 0,00246 \cdot \frac{4,67 \cdot ð}{(4,67 \cdot ð+1) \cdot (2,117 \cdot ð+1)}$
II впрыск левой полутопки, W_{42}	$K_к$=0,046 $T_к$=2,975	$W_{ê}(ð) = 0,011 \cdot \frac{4,139 \cdot ð}{(4,139 \cdot ð+1) \cdot (0,2975 \cdot ð+1)}$
II впрыск правой полутопки, W_{72}	$K_к$=0,0042 $T_к$=17,955	$W_{ê}(ð) = 0,001 \cdot \frac{4,193 \cdot ð}{(4,193 \cdot ð+1) \cdot (1,7955 \cdot ð+1)}$
III впрыск левой полутопки, W_{52}	$K_к$=0,029 $T_к$=0,56	$W_{ê}(ð) = 0,0054 \cdot \frac{5,385 \cdot ð}{(5,385 \cdot ð+1) \cdot (0,056 \cdot ð+1)}$
III впрыск правой полутопки, W_{82}	$K_к$=0,041 $T_к$=0,55	$W_{ê}(ð) = 0,0077 \cdot \frac{5,344 \cdot ð}{(5,344 \cdot ð+1) \cdot (0,055 \cdot ð+1)}$

Анализ результатов моделирования переходных процессов показал, что учет перекрестных связей сильно усложняет систему управления котлоагрегатом и не дает ощутимых положительных результатов по качеству управления. Поэтому рекомендуются две автономные для каждой полутопки системы управления с импульсом по производной от промежуточного параметра и компенсацией возмущений, приходящих в нее со стороны расхода конденсата. Работы проводились в рамках выполнения гранта РФФИ по проекту 07-08-7006.

УДК 621.3.011.7

А. Н. Шилин, О. А. Крутякова

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Волгоградский государственный технический университет

И с т о р и я . Впервые необходимость изучения электромеханических переходных процессов в электрических системах возникла в начале 20-х годов в США, где и были проведены первые исследования, результаты которых публиковались многими учеными и в том числе Р. Парком, предложившим (1928) дифференциальные уравнения синхронной электрической машины. В нашей стране работы в этой области начались в 1926–1930 гг. Л. И. Сиротинским, В. П. Хащинским, Н. Н. Щедриным и А. А. Смуровым.

В 1932 г. была опубликована работа Н. М. Крылова и Н. Н. Боголюбова, проанализировавшая устойчивость нерегулируемых синхронных машин. В 1933–1934 гг. появились книги П. С. Жданова и С. А. Лебедева, где наряду с оригинальными исследованиями авторов концентрировался мировой опыт анализа переходных режимов электрических систем. В 1930–1935 гг. А. А. Горев в ряде статей и монографии опубликовал полученные им уравнения, аналогичные уравнениям Парка, и вывел критерии устойчивости на основе работы

А. А. Ляпунова, рассмотревшего в 1892 г. общую задачу об устойчивости движения. Одновременно в этом направлении проводил работы П. С. Жданов. Он исследовал статическую устойчивость позиционной системы и затем учел влияние электромагнитных переходных процессов, демпфирования и изменений частоты и получил удобную для расчетов методологию. К концу 30-х годов в СССР и за рубежом были предложены не строго обоснованные практические критерии статической устойчивости.

Начиная с 1938–1940 гг. внимание инженеров привлекли возможности внедрения автоматического (пропорционального) регулирования возбуждения генераторов в энергетических системах. Проблемам внедрения автоматических регуляторов были посвящены работы, которые содержали методики анализа характеристических уравнений высоких порядков, основанные на теории автоматического управления.

Вопросы устойчивости и переходных процессов в системах, содержащих дальние передачи, рассмотрены рядом специалистов, в том числе А. А. Горевым, П. С. Ждановым, А. А. Вульфом, Н. Н. Щедриным, Р. Н. Рюденбергом, Э. В. Кимбарком, Э. Л. Кларком. Позднее внимание этим вопросам уделялось в работах В. К. Щербакова и его сотрудников, в работах ЭНИНа, МЭИ, ЛПИ и других организаций [1].

Методы анализа динамической устойчивости энергетических систем непрерывно совершенствовались, что обусловлено необходимостью учета действия самой регулирующей системы и большого числа факторов, а также повышением требований к быстродействию релейной защиты при коротких замыканиях, а, с другой стороны, возможностями современной вычислительной техники. В теории переходных процессов в энергетике были решены специальные задачи эквивалентного преобразования участков сложных систем и асинхронного хода синхронных машин.

Актуальность. В настоящее время в теории переходных процессов энергетических систем используются методики анализа установившихся режимов, статической и динамической устойчивости и т. д., позволяющие решать частные или упрощенные задачи. Однако создание единой теории анализа переходных процессов в системах энергетики при различных режимах является довольно сложной проблемой. Сложность проблемы обусловлена особенностями электроэнергетических систем: большим многообразием свойств и состояний, множеством функционально разнообразных, но работающих в едином режиме элементов, многовариантностью развития и т. п.

Кроме того, новый этап развития электроэнергетики в мире характеризуется созданием мегаэнергообъединений, в которые входят национальные энергосистемы многих стран. Эти объединения обладают свойствами сверхпротяженной структуры со всеми вытекающими негативными последствиями: сверхнизкими общесистемными частотами электромеханических колебаний, низким уровнем демпфирования и слабой управляемостью этими колебаниями, малой эффективностью традиционных АРВ сильного действия синхронных машин.

Для решения этой проблемы необходима разработка новых методов и алгоритмов анализа больших энергетических систем и синтеза законов автоматических регуляторов для обеспечения устойчивости и необходимых динамических характеристик энергосистем. Необходимо отметить, что в настоящее время в мире довольно активно ведутся научно-исследовательские работы по математическому моделированию и поэтому целесообразно результаты этих работ использовать в решении проблем энергетических систем сверхбольшой размерности [2].

Особенности ЭЭС. Электрическая система представляет собой сложную систему, в которой осуществляется взаимодействие элементов, вырабатывающих, преобразующих, передающих и распределяющих, потребляющих электрическую энергию, а также элементы управления, регулирующие и изменяющие состояние системы [1]. Динамическое состояние ЭЭС описывается системой дифференциальных и алгебраических уравнений. Их порядок определяется габаритами и сложностью системы, а также необходимой степенью детализации при моделировании и составляет от 100 до 1000. Система может быть нелинейной с учетом тригонометрических, экспоненциальных зависимостей, насыщения и т. д.

Допущения принимаемые, при анализе переходных процессов ЭЭС. При переходах системы от одного исходного установившегося режима к другому происходит изменение количества энергии, связанной с электрической или электромеханической цепью в ее первоначальном состоянии. Это яв-

ление, единое по своей природе, при анализе разбивается на ряд процессов, а при решении инженерных задач учитываются только наиболее существенные в данном конкретном случае факторы. Рассматривая существенные факторы, удается упростить решение задачи.

При анализе реальной нелинейной системы обычно выполняется ее линеаризация при помощи разложения нелинейной зависимости в ряд Тейлора при отклонении от состояния равновесия и сохранении только линейных членов ряда. Коэффициент линеаризации соответствует первому члену ряда Тейлора и представляет собой частную производную нелинейной функции по режимному параметру, вычисленную в исходном режиме.

По линеаризованным уравнениям проводятся исследования статической устойчивости. При исследованиях линеаризованных систем используется метод наложения. Ряд допущений, принимаемых при исследованиях электромеханических переходных процессов, основаны на методах электротехники, механики, теории колебаний. Так, в электрических системах переменного тока электрическая энергия вырабатывается, передается и распределяется с помощью синусоидально изменяющихся токов и напряжений и, рассматривая переходный процесс, можно оперировать мгновенными значениями тока и напряжения. При изучении медленно протекающих электромеханических процессов часто можно отказаться от рассмотрения изменений мгновенных значений параметров режима и учитывать только изменения их огибающих.

При анализе электромеханических процессов принимаются допущения, не учитывающие изменения скорости роторов синхронных машин, реакции якоря в них и электромагнитных процессов в асинхронных машинах, а также влияния регуляторов возбуждения и скорости первичных двигателей. Практически при анализе не учитываются волновые, электрические и механические распределенные параметры [1].

Проблемы моделирования ЭЭС. Из проведенного анализа следует, что существующие методы моделирования энергосистем позволяют осуществлять анализ упрощенной математической модели, а именно линеаризованной с исключением ряда элементов из схемы замещения. Упрощения вызваны тем, что энергетическая система является нелинейной системой с распределенными параметрами и описывается дифференциальными уравнениями высокого порядка. Процесс упрощения выполняется интуитивно и заранее невозможно оценить точность моделирования, и соответственно достоверность выводов об устойчивости системы, что необходимо для практики.

В связи с внедрением в энергетику современных технологий на базе цифровой техники наиболее актуальна проблема получения адекватных математических моделей для цифровых систем. Используемые в настоящее время в теории переходных процессов в основном аналоговые модели затрудняют задачу синтеза цифровых регуляторов. Кроме того, в энергетических системах в качестве математических моделей в основном применяются электрические схемы замещения, что затрудняет использование существующих методов и алгоритмов моделирования.

Из вышеизложенного следует, что необходимо разработать численные методы и алгоритмы моделирования энергетических систем с учетом нелинейности и всех влияющих факторов, а в качестве исходной информации целесообразно использовать электрические схемы замещения.

Метод Z-форм. Теоретической основой компьютерного моделирования импульсных и цифровых систем автоматического управления, электрических цепей с коммутирующими устройствами и различных полупроводниковых преобразователей является Z-преобразование (преобразование Лорана). Наиболее важным свойством Z-преобразования является возможность нахождения оригинала функции способом, не связанным с вычислением полюсов дробной рациональной функции изображения.

Если известно изображение выходного сигнала устройства в виде

$$F_{\text{âûõ}}(z)=\frac{a_0+a_1z^{-1}+a_2z^{-2}+\ldots+a_mz^{-m}}{1+b_1z^{-1}+b_2z^{-2}+\ldots+b_hz^{-h}}, \quad (1)$$

то для определения оригинала может быть использовано одностороннее разложение изображения искомой функции в ряд Лорана

$$F_{\text{âûõ}}(z)=\sum_{n=0}^{n=\infty}c_nz^{-n}, \quad (2)$$

где $c_n=f_{\text{вых}}[n]$ – коэффициенты ряда Лорана, равные значениям функции оригинала в тактовые моменты времени.

Для определения коэффициентов ряда или значений оригинала функции в тактовые моменты времени используются выражения, по-

лученные из алгоритма деления полиномов числителя и знаменателя (2):

$$f[0]=\frac{a_0}{b_0};\ \ f[n]=\frac{1}{b_0}(a_n-b_n f[0]-b_{n-1}f[1]-\ldots-$$
$$-b_1 f[n-1]),n\ge 1. \quad (3)$$

Если $n>h$ и $n>m$, то в этой формуле (3) все коэффициенты b_i при $i>h$ и a_n отсутствуют и формула (3) примет следующий вид:

$$f[n]=-\frac{1}{b_0}(b_h f[n-h]+b_{k-1}f[n-h+1]+$$
$$+\ldots+b_1 f[n-1]). \quad (4)$$

Если известна импульсная передаточная функция устройства

$$W(z)=\frac{U_{\text{âûõ}}(z)}{U_{\text{âõ}}(z)}=$$
$$=\frac{a_0+a_1z^{-1}+a_2z^{-2}+\ldots+a_mz^{-m}}{1+b_1z^{-1}+b_2z^{-2}+\ldots+b_hz^{-h}}, \quad (5)$$

то для нахождения отклика на входное воздействие в тактовые моменты времени может быть использовано разностное уравнение

$$u_{\text{âûõ}}[n]=\sum_{k=0}^{m}a_k u_{\text{âõ}}[n-k]-\sum_{k=1}^{h}b_k u_{\text{âûõ}}[n-k], \quad (6)$$

коэффициенты которого определяются непосредственно по уравнению, то есть без вычислительных операций.

При моделировании аналоговых систем широко используются метод Z-форм, который основан на преобразовании непрерывной передаточной функции в дискретную с помощью уравнения перехода $z=e^{pT}$. В методе Z-форм используются различные способы аппроксимаций при разложении в ряд функции $z=e^{pT}$:

$z=e^{pT}\approx 1+pT$ (прямая разность или метод Эйлера),

$z=e^{pT}\approx 1/(1-pT)$ (обратная разность).

$z=e^{pT}\approx\dfrac{1+pT/2}{1-pT/2}$ (метод трапеций).

На основе этих способов аппроксимации получены формулы для перехода от непрерывной передаточной функции $W(p)$ к дискретной передаточной функции $W(z)$, а именно:

$$p=\frac{z-1}{T};\ \ p=\frac{z-1}{zT};\ \ p=\frac{2}{T}\left[\frac{z-1}{z+1}\right].$$

Основным свойством Z-преобразования является его инвариантность к интервалу квантования T.

На основе метода Z-форм разработан операторно-рекуррентный метод, который позволяет эффективно решать довольной широкий круг задач: линейных, нелинейных, дискретных, непрерывных, с переменными параметрами и изменяющейся структурой, с параметрическими обратными связями, со звеньями запаздывания. Однако этому методу присущ недостаток – в качестве исходной информации для определения изображений используются математические уравнения. В то же время на практике в качестве основных математических моделей электромеханических и электронных устройств широко используются их схемы замещения. Поэтому для удобства моделирования динамических свойств электрических и электронных устройств разработан операторно-дискретный метод, позволяющий получать разностные уравнения непосредственно по электрическим схемам [3].

З а д а ч а. В качестве примера рассмотрим простейшую энергетическую систему, в которой одиночная электростанция (эквивалентный генератор) связана шинами неизменного напряжения с трансформаторами и линиями, по которым передается мощность от станции к нагрузке (рис. 1).

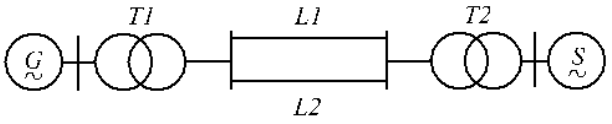


Рис. 1

Переходный процесс в данной системе описывается нелинейным дифференциальным уравнением:

$$A\frac{\mathrm{d}^2\delta}{\mathrm{d}t^2}+B\frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}t}+P_m\sin\delta=\Delta P, \quad (7)$$

где δ – угол сдвига фаз ЭДС E относительно U, P_m – максимальное значение активной мощности, выдаваемой генератором.

При малых возмущающих воздействиях при решении уравнения (7) используется разложение нелинейной функции в ряд Тейлора, причем все нелинейные члены ряда не учитываются.

Так как в качестве исходной информации используется схема замещения системы, для решения этого уравнения целесообразно использовать Z-преобразование. При решении этим методом с помощью формальной замены $P_m\sin\delta\approx k\delta$ получим линейное дифференциальное уравнение:

$$A\frac{\mathrm{d}^2\delta}{\mathrm{d}t^2}+B\frac{\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}t}+k\delta=\Delta P. \quad (8)$$

Используя преобразование Лапласа, получим передаточную функцию системы:

$$D(p)(Ap^2+Bp+k)=\Delta P(p),$$

$$W(p)=\frac{D(p)}{\Delta P(p)}=\frac{1}{Ap^2+Bp+k},$$

$$W(p)=\frac{k}{\frac{A}{k}p^2+\frac{B}{k}p+1}.$$

Пусть $A/k=\alpha,\ B/k=\beta,$ тогда

$$W(p)=\frac{k}{\alpha p^2+\beta p+1}. \quad (9)$$

С помощью метода Z-форм перейдем к дискретной передаточной функции, используя подстановку $p=\frac{1-z^{-1}}{T}$ (обратная разность):

$$W(z)=\frac{kT^2}{\alpha z^{-2}-z^{-1}(2\alpha+\beta)+\alpha+T+\beta T}, \quad (10)$$

где $a_0=kT^2$,

$b_2=\alpha,\ b_1=-(2\alpha+\beta),\ b_0=\alpha+T+\beta T.$

По импульсной передаточной функции без использования промежуточных вычислений получим разностное уравнение, которое описывает переходный процесс при возмущении ΔP:

$$\delta[n]=\frac{1}{b_0}(\Delta P\alpha_0-b_1\delta[n-1]-b_2\delta[n-2]). \quad (11)$$

Для учета нелинейности, а именно $P_m\sin\delta$, в каждом такте вычисления по найденной функции δ будем корректировать эквивалентный коэффициент k, используя соотношение:

$$k=\frac{P_m\sin\delta}{\delta}.$$

На рис. 2 представлены графики численного решения линеаризованной системы (кривая *1*) и с учетом нелинейности (кривая *2*).

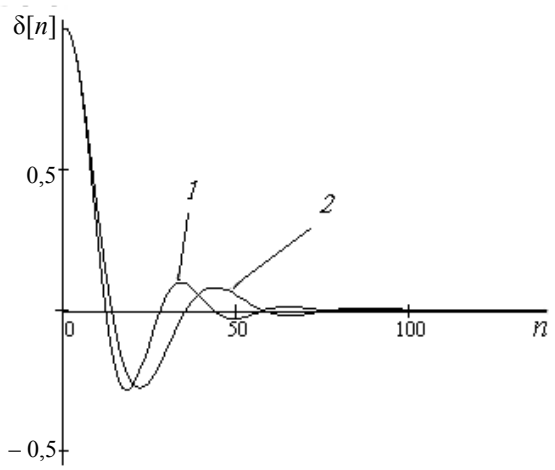


Рис. 2

Выводы. Таким образом, с помощью линейной модели, параметры которой корректируются в процессе вычислений, решается нелинейная задача. Для проверки этого алгоритма была решена тестовая задача, описывающая переходный процесс в колебательном звене второго порядка, причем k каждый раз не менялось, а вводилось, и сравнивались результаты метода с точным решением. В результате вычислений погрешность моделирования не превышает погрешности моделирования линейной системы с единожды введенным коэффициентом k. Таким образом, на примере простой задачи показана эффективность расчета переходных процессов в энергетике с помощью метода Z-форм с учетом нелинейности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Веников, В. А.* Переходные электромеханические процессы в электрических системах / В. А. Веников. – М.: Высшая школа, 1978. – 415 с.

2. *Филиппова, Н. Г.* Развитие и совершенствование методов анализа статической устойчивости и синтеза динамических свойств объединенных энергосистем / Н. Г. Филиппова // Электричество. – 2007. – № 9. – С. 26–33.

3. *Шилин, А. Н.* Операторно-дискретный метод анализа электрических цепей / А. Н. Шилин // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2000. – № 7. – С. 50–56.

УДК 621.317.333 4

А. Н. Шилин, С. А. Иванников, А. А. Шилин

ПРОБЛЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТ ПОВРЕЖДЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ ЛИНИЙ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ

Волгоградский государственный технический университет

Одной из основных проблем обеспечения надежной работы систем электроснабжения является оперативное определения мест повреждения воздушных линий (ВЛ) электропередачи и проведение ремонтно-восстановительных работ. С целью повышения надежности воздушных линий их выполняют с изолированной нейтралью. На основе статистического исследования установлено, что наиболее частым видом повреждений в сетях с изолированной нейтралью является замыкание одной фазы на землю. Причиной замыкания могут быть перекрытия или обрывы провода ВЛ, из-за гололедных или ветровых нагрузок, контакта фазных проводов с деревьями в ветреную погоду, повреждения транспортными средствами и набросов различных предметов на провода. Кроме того, в настоящее время часто причиной аварийных режимов систем электроснабжения является умышленный обрыв проводов с целью их кражи. В России ликвидация аварийных режимов затруднена из-за большой протяженности ВЛ, бездорожья и особенно в осеннее и зимнее время. Если в сетях с заземленной нейтралью замыкание вызывает быстрое срабатывание устройств релейной защиты и соответственно отключение поврежденной линии, то в сетях с изолированной нейтралью линия не отключается, и такой режим работы допускается в течение относительно длительного интервала времени (до 2 ч и более). В системах электроснабжения обычно используется аварийная сигнализация замыкания линии на землю.

Работа в режиме замыкания одной фазы на землю является весьма опасной, так напряжение двух других фаз относительно земли повышается в $\sqrt{3}$ раза, что повышает вероятность повреждения изоляции неповрежденных фаз. Кроме того, в месте замыкания существует опасность поражения людей и животных шаговым напряжением. Если в месте замыкания влажность грунта понижается и соответственно переходное сопротивление увеличивается, то значение тока уменьшается и замыкание как бы "исчезает". Такое состояние сети довольно сложно зарегистрировать устройством сигнализации, реагирующим на ток. Это чревато опасностью поражения людей высоким напряжением в случае прикосновения к опоре с поврежденной изоляцией.

Отсюда следует, что *определить режим замыкания одной фазы на землю ВЛ с изолированной нейтралью по изменению тока довольно сложно.*

При замыкании двух или трех фаз в одной точке возникают токи повреждения, которые определяются сопротивлениями источника, участков линий, а также переходным сопротивлением в месте короткого замыкания (КЗ). Поскольку эти сопротивления достаточно малы, то токи повреждения существенно превышают рабочие токи. По этим токам рассчитываются устройства релейной защиты. Значительно более частыми являются замыкания двух фаз. Причиной их возникновения могут являться схлестывания проводов при ветре или сбросе гололеда, набросы на провода и другие причины. Значение токов повреждения несколько меньше, чем значения токов при трехфазных КЗ, но существенно больше значения токов нагрузки. Симметрия токов и напряжений при двухфазных замыканиях нарушается. Поэтому в этом режиме возникают составляющие прямой и обратной последовательности токов и напряжений. Причем в месте КЗ эти составляющие токов равны между собой. При возникновении устойчивого замыкания на землю в сети возникает смещение напряжения нейтрали и появляются емкостные токи. В этом случае сумма напряжений трех фаз не равна нулю. *Изменения напряжений используются для определения замкнувшейся фазы в устройствах сигнализации.* Для надежной работы таких устройств необходимо выполнение условия, что- бы суммарный емкостный ток сети значительно превосходил емкостный ток отдельной линии. Работоспособность такого устройства может быть нарушена при увеличении переходных сопротивлений в месте замыкания.

При замыкании трех фаз симметрия токов и напряжений по фазам не нарушается. Причиной трехфазного замыкания может быть паде-

ние опор, обрыв провода и попадание его на другие провода, а также закоротка, не убранная после окончания ремонтных работ. С увеличением расстояния от шин подстанции до места замыкания увеличивается сопротивление участка линии, и соответственно, уменьшаются токи КЗ и увеличивается остаточное напряжение на шинах подстанции. *На этой функциональной зависимости основан принцип действия средства ОМП.*

Если сеть содержит в своем составе специальный компенсирующий дугогасительный реактор (ДГР), который существенно уменьшает значение тока в месте замыкания, то токовая селективная сигнализация оказывается вообще неработоспособной. В этом случае используют устройства, реагирующие на направление мощности нулевой последовательности на промышленной частоте по всем линиям, отходящим от шин подстанции.

При возникновении замыкания на землю (ЗНЗ) напряжение поврежденной фазы уменьшается до нуля (при $R_{пер}$=0), а напряжения поврежденных фаз увеличиваются в $\sqrt{3}$ раз. Эти изменения напряжений могут произойти мгновенно, так как фазы характеризуются емкостями проводов на землю, а длительность процесса перезаряда емкостей фаз составляет примерно один период промышленной частоты. Перезарядные токи и напряжения образуют составляющие нулевой последовательности.

Амплитуды перезарядных токов значительно больше, чем амплитуды токов установившихся режимов. На поврежденной линии величина переходного тока максимальна, а на неповрежденных линиях она меньше. Мощность нулевой последовательности при перезарядке емкостей после ЗНЗ направлена "из поврежденной линии к шинам" подстанции и "от шин в неповрежденные линии". *На этом принципе основана работа измерительных устройств, реагирующих на токи и напряжения в начальный момент времени.* Устойчивая работа рассмотренных токовых устройств с абсолютным и относительным измерением может нарушаться при больших переходных сопротивлениях в месте ЗНЗ, а также при неблагоприятном сочетании емкостей поврежденной и неповрежденных линий.

Принцип действия дистанционных средств ОМП основан на измерении токов и напряжений обратной последовательности. Фиксация токов и напряжений обратной последовательности осуществляется с помощью специальных приборов, измеряющих и запоминающих значения токов и напряжений обратной последовательности в режиме замыкания двух фаз. Выделение составляющей тока или напряжения обратной последовательности производится в фильтре, входящем в состав фиксирующего прибора. Как и все дистанционные средства, фиксаторы этого типа позволяют определить лишь предполагаемое расстояние от шин питающей подстанции до места замыкания. При замыкании трех фаз метод фиксации токов (напряжений) обратной последовательности неприменим, так как симметрия токов (напряжений) не нарушается и составляющие токов (напряжений) обратной последовательности не возникают. Кроме того, к недостаткам этого метода необходимо отнести неблагоприятное влияние переходного сопротивления в месте короткого замыкания, которое уменьшает значение токов КЗ и как бы "удлиняет" расстояние до места КЗ. Еще одним источником погрешностей при этом методе является непостоянство сопротивления питающей сети, которое приводит к изменению значений токов при КЗ в одной и той же точке.

Для преодоления этих недостатков и повышения точности ОМП разработаны *фиксирующие омметры*. Фиксирующие омметры обеспечивают измерение и длительное запоминание значения сопротивления петли КЗ при всех междуфазных повреждениях в сети. По удельному сопротивлению линии шкала прибора градуируется непосредственно в километрах. Для исключения влияния на результат измерения расстояния переходного сопротивления $R_{пер}$ в месте КЗ, которое обычно имеет чисто активный характер, фиксирующие омметры измеряют не полное сопротивление петли КЗ ($Z_{кз}$), а только его индуктивную составляющую $X_{кз}$. Значение $Z_{кз}$ определяется активным сопротивлением участка линии до места КЗ ($R_{кз}$), переходным сопротивлением в месте КЗ ($R_{пер}$) и индуктивным сопротивлением участка линии $X_{кз}$ до места КЗ. Основными недостатками измерительных приборов фиксации сопротивления являются:

• погрешности ОМП от токов и нагрузок, подключенных в конце, а также на ответвлениях поврежденной ВЛ;

• значительное увеличение количества подводимых к фиксатору входных величин: два (три) фазных тока и три фазных напряжения;

• сложность фиксаторов сопротивления по сравнению с фиксаторами токов и напряжений обратной последовательности.

Токовые указатели типов "Поиск-1" и "Волна" используются для поиска места однофазного замыкания на землю. Эти приборы являются переносными и используются для определения поврежденной ВЛ, места ЗНЗ и опоры с поврежденной изоляцией. Токовые приборы реагируют на высшие гармонические составляющие в токах нулевой последовательности, растекающиеся от места ЗНЗ и замыкающиеся через емкости ВЛ сети на землю. Токовые приборы имеют ограниченное применение, а именно только в тех случаях, где длина отдельных линий существенно меньше суммарной протяженности остальной сети. Если же линий всего в сети две или имеется одна длинная ВЛ, емкость которой соизмерима с емкостью остальной сети, то токовый принцип в этом случае неприменим.

Приборы, регистрирующие изменения электромагнитного поля ВЛ в режиме ЗНЗ, предназначены для определения замыкания на землю в сетях произвольной конфигурации, в том числе при наличии всего одной или двух ВЛ одинаковой длины. Приборы этого типа содержат в своем составе антенны: электрическую, телескопическую и магнитную, выполненную в виде ферромагнитного стержня с обмоткой. Необходимо отметить, что по изменению электромагнитного поля можно провести полный анализ режимов работы электрических сетей. Если на опорах воздушных линий установить такие измерительные преобразователи, то можно определять все аварийные режимы. Основной проблемой в этом случае является передача измерительной информации.

Одна из актуальных проблем в энергетике – *это передача информации на большие расстояния*. Подавляющее большинство подстанций и трансформаторных пунктов в распределительных сетях 6–35 кВ эксплуатируются без постоянного дежурного персонала, а все необходимые работы производятся оперативной выездной бригадой. Поэтому о нарушении электроснабжения диспетчер ПЭС (или РЭС) может быть оперативно информирован только с помощью систем телесигнализации. В настоящее время имеются технические возможности для решения этой задачи, поскольку на рынке представлены современные цифровые системы телекоммуникации, которые позволяют обрабатывать, кодировать и осуществлять передачу большого объема на расстояния.

Авторами был разработан интеллектуальный датчик (ИД) регистрации места повреждения линии электропередачи с напряжением 10 кВ (рис. 1). Принцип действия этого датчика основан на фиксации изменения структуры электромагнитного поля, создаваемого в окрестности этих проводов, в момент обрыва одного или нескольких проводов.

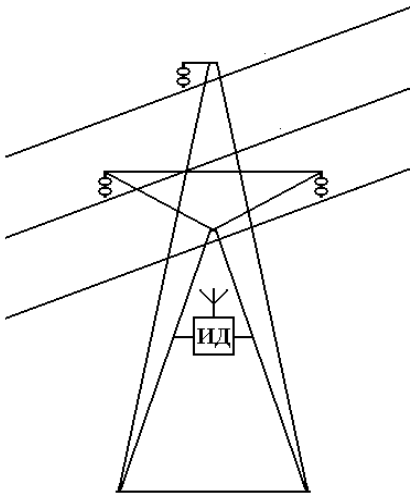


Рис. 1. Схема установки датчика регистрации повреждения линии электропередачи

Измерение электрического поля трех фаз технически реализуется одним датчиком, представляющим собой антенну. В идеальном случае, а именно, когда все фазные напряжения равны и расстояния от проводов до датчика одинаковы, измеряемое суммарное напряжение, регистрируемое датчиком, равно нулю. Однако в реальных электрических сетях практически невозможно обеспечить равенство фазных напряжений, а при установке датчика обеспечить одинаковые расстояния до проводов. Поэтому суммарное измеряемое напряжение не будет равно нулю. Отклонение напряжений в системах энергоснабжения нормируется ГОСТом и составляет $\delta_U = \pm 5\ \%$. Для настройки датчика было аналитически определено изменение суммарного напряжения, вызванное отклонением фазных напряжений и аварийными режимами. Рассмотрен случай, когда напряжение фазы *A* соответствует номинальному значению, напряжения фаз *B* и *C* имеют отклонения равные, по значению, но различные по знаку:

$$U_{ma} = U_m;\ \ U_{mb} = 0{,}95 \cdot U_m;\ \ U_{mc} = 1{,}05 \cdot U_m.$$

Далее были рассмотрены аварийные режимы и результаты вычислений представлены в форме таблицы.

Режимы работы энергетической сети

Режимы сети	Регистрируемое напряжение
Все фазы в работе	$0 < U_{m\Sigma} \le 0{,}1 \cdot U_m$
Обрыв одной фазы	$U_{m\Sigma} \approx U_m$
Обрыв двух фаз	$U_{m\Sigma} \approx U_m$
Обрыв всех фаз	$U_{m\Sigma} = 0$

В случае работы всех фаз измеряемое напряжение $U_{m\Sigma} = 0{,}1 \cdot U_m$ мало отличается от нулевого значения, и поэтому для повышения достоверности определения режима это отличие целесообразно увеличить за счет асимметрии расположения датчика.

Для контроля аварийных режимов энергетической сети было разработано устройство контроля (рис. 2), использующее представленные в таблице результаты анализа изменения регистрируемого напряжения.

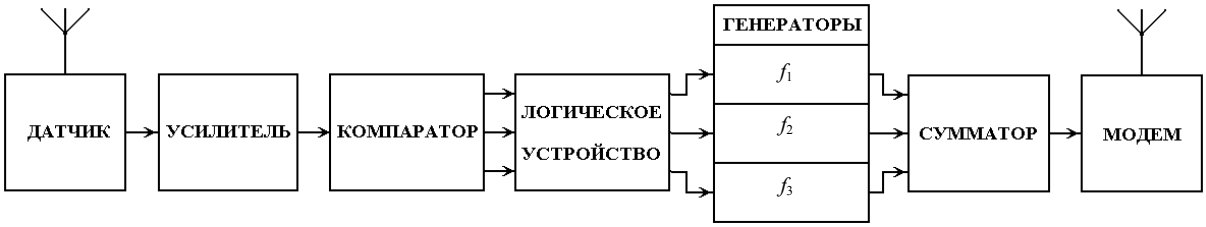


Рис. 2. Функциональная схема интеллектуального датчика

В стержне датчика наводится ЭДС электромагнитным полем проводов линии электропередачи, которая усиливается усилителем. Коэффициент усиления усилителя устанавливается при настройке преобразователя. Датчик и усилитель содержат избирательные фильтры, настроенные на промышленную частоту. К усилителю подключен трехуровневый компаратор, представляющий собой три триггера Шмита. При повышении напряжения $U_{m\Sigma}$ на входе датчика от 0 до U_m поочередно срабатывают триггеры Шмита компаратора. Логическое устройство, соединенное с компаратором, преобразует комбинацию выходных двоичных сигналов компаратора в логическую единицу только одного выхода, а каждый выход включает соответствующий генератор с определенной частотой *f*. Выходы всех генераторов соединены через сумматор с модемом, который передает информацию на диспетчерский пункт.

В ы в о д ы . Из приведенного выше анализа проблем следует, что они могут быть в полной мере решены при использовании измерительных преобразователей изменения электромагнитного поля при аварийных режимах, расположенных по линии, с системами беспроводной передачи информации. Однако для решения этой задачи необходимо проведение исследований для определения периодичности установки преобразователей, выбора типа беспроводной системы передачи информации и устройств питания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Нейман, Л. Р.* Теоретические основы электротехники/ Л. Р. Нейман, К. С. Демирчян. – М.: Энергия, 1981. – Т. 1. – 533 с., Т. 2. – 415 с.

2. *Арцишевский, Я. Л.* Определение мест повреждения линий электропередачи в сетях с изолированной нейтралью / Я. Л. Арцишевский. – М.: Высш.шк.,1989. – 87 с.

УДК 621.375.147.3

А. Б. Качоровский, М. Н. Седов

ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ РОТОРНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Волгоградский государственный технический университет

Создание системы для контроля технического состояния роторного технологического оборудования в электроэнергетике без остановки его работы представляет большой интерес, обусловленный требованием его надежности. В электроэнергетике основным оборудованием является роторные установки, испытывающие воздействие вибрационных, ударных и прочих нагрузок. Поэтому проблема контроля состояния энергетического оборудования является весьма актуальной, поскольку определяет остаточный ресурс его работоспособности. Контроль состояния позволяет предотвращать аварии, и соответственно повышать надежность и экономическую эффективность использования роторного энергетического оборудования. В энергетике непрерывному контролю подвергаются вращающиеся узлы машин, например, в ГЭС − роторы электрогенераторов. Частоты вращения этих роторов составляют 1,14 Гц, что создает некоторую техническую трудность для контроля существующими системами виброконтроля с пьезоэлектрическими вибропреобразователями, рабочий диапазон частот которых начинается от 10 Гц при неравномерности амплитудно-частотной характеристики 10 % [1]. Кроме того, пьезоэлектрические датчики вырабатывают сигнал, пропорциональный виброускорению, для получения параметров виброскорости и вибросмещения исходный сигнал приходится интегрировать, что приводит к существенным погрешностям на низких частотах. Таким образом, существует необходимость совершенствования устройств вибродиагностики, а именно расширение частотного диапазона в области низких частот.

На основе проведенного анализа и обобщения структурных функциональных схем систем вибродиагностики были выявлены четыре основные группы:

1) инерционная колебательная система без обратной связи с последовательным соединением блоков;

2) инерционная колебательная система, охваченная аддитивной обратной связью;

3) инерционная колебательная система, охваченная параметрической обратной связью.

4) инерционная колебательная система, основанная на комбинации первых трех систем.

Параметры и основные характеристики систем первой группы определяются конструкцией и технологией изготовления деталей и узлов системы.

Системы второй группы позволяют уменьшить влияние внешних факторов и неравномерность частотной характеристики, но за счет уменьшения чувствительности.

Наиболее перспективны системы третей группы. Они позволяют подстраивать собственную частоту резонанса инерционной колебательной системы под измеряемую частоту, а также сканировать частоты исследуемого объекта на частоте резонанса.

Очевидно, что функциональные системы четвертой группы наиболее сложны для анализа, но могут обеспечить требуемые характеристики.

Итак, применение параметрической обратной связи к инерционной колебательной системе позволяет сместить ее резонансную частоту относительно системы без обратной связи в область более низких частот. Это происходит следующим образом.

Амплитудная характеристика колебательной системы инерционного вибродатчика определяется выражением [2]:

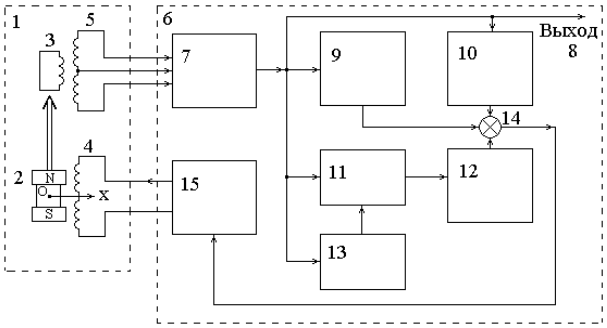
$$\left|G\left(j\lambda\right)\right| = \frac{\lambda^2}{\sqrt{\left(1-\lambda^2\right)^2 + 4D^2\lambda^2}}, \qquad (1)$$

где $\lambda = \omega/\omega_0$ − нормированная частота, D − величина затухания.

Из амплитудной характеристики (1) следует, что в области низких частот характеристика чувствительности ограничивается нижним пределом в ней собственной механической резонансной частотой колебаний, где величина затухания D задается в пределах 0,5–0,6. Положение резонанса, выраженное через $\lambda = 1$, ограничено конструкцией подвижной системы катушки под действием на неё сил гравитации. Таким образом, устранив или компенсировав в колебательной системе действие сил гравитации можно сместить положение резонанса в область более низких частот, что осуществля-

ется за счет действия параметрической обратной связи.

Этот принцип смещения собственной частоты колебаний подвижной системы реализован в следующем устройстве для измерения низкочастотных вибраций [3], структурная схема приведена на рисунке.



Структурная схема устройства для измерения низкочастотных вибраций:
1 – чувствительный элемент; *2* – постоянный магнит; *3* – короткозамкнутая обмотка; *4* – управляющие обмотки; *5* – сигнальные обмотки; *6* – вторичный измерительный преобразователь; *7* – входной преобразователь; *8* – выход устройства; *9* – интегрирующее звено; *10* – дифференцирующее звено; *11* – резистивный мост; *12* – операционный усилитель; *13* – апериодическое звено первого порядка; *14* – сумматор; *15* – усилитель тока

Устройство включает в себя чувствительный элемент *1*, подвижная система которого состоит из постоянного магнита *2* и короткозамкнутой обмотки *3*, имеющей индуктивную связь с сигнальными обмотками *5*. С обмоток *5* сигнал положения подвижной системы относительно исходной центральной позиции (ось OX) поступает на входной преобразователь *7* и далее на интегрирующее звено *9*, дифференцирующее звено *10*, резистивный мост *11*, апериодическое звено первого порядка *13* и на выход *8* устройства. Сигнал с апериодического звена управляет резистивным мостом *11*, а сигнал с последнего через операционный усилитель *12* суммируется с сигналами интегрирующего и дифференцирующего звеньев в сумматоре *14* и далее через усилитель тока *15* управляет положением подвижной системы датчика посредством управляющих обмоток *4*, замыкая цепь параметрической обратной связи.

Интегрирующее звено обеспечивает центрирование положения подвижной системы датчика относительно исходной позиции в любом положении чувствительного элемента, компенсируя силы гравитации, действующие на подвижную систему.

Дифференцирующее звено создает требуемую степень демпфирования переходных процессов по параметру виброскорости на высоких частотах.

Сигнал с резистивного моста с операционным усилителем и апериодическим звеном магнитным полем в катушках 4 противодействует динамическим силам упругости центрирующих пружин подвижной системы датчика.

Поскольку силы упругости центрирующих пружин подвижной системы и компенсирующие их силы электродинамической системы, воздействующие на инертную массу чувствительного элемента с постоянным магнитом почти взаимно уравновешены, то собственная частота колебаний в системе "инертная масса − упругость центрирующих пружин" минимизируется и, следовательно, рабочий частотный диапазон чувствительного элемента смещается в область низких частот, что обеспечивает постоянство и линейность его амплитудно-частотной характеристики в широком низкочастотном диапазоне измерений вибрации.

Проведенные испытания показали на реальность компенсации в первичном преобразователе возбуждения инфранизких колебаний с частичным включением условий компенсации действия сил гравитации на подвижную систему датчика. Причина частичной компенсации, по результатам исследований, во-первых, была выражена в нарушении линейной функции прямой пропорциональности развития упругости в подвеске подвижной системы датчика относительно выраженных в нем сил компенсации и, во-вторых, действующими аппаратными погрешностями, допущенными в целях упрощения конструкции, во вторичном измерительном преобразователе [4,5]. Кроме того, использование короткозамкнутой обмотки снижает чувствительность первичного измерительного преобразователя.

Комплексное устранение допущенных нарушений позволит существенно повысить точность измерения в низкочастотной области спектра вибраций.

Данная вибродиагностическая система роторного энергетического оборудования разработана для решения задач вибродиагностики на Волжской ГЭС, опытный образец разработан и прошел предварительные испытания, из которых следует, что система удовлетворяет предъявляемым требованиям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Токарев, С. С.* Новые разработки ООО НПП "ВИКОНТ" / С. С. Токарев; под общ. ред. Е. В. Мартынова // Энергоресурсоэффективность и энергосбережение в республике Татарстан: сб. докл. VII Междунар симп., Казань, 5–7 декабря 2006 г. – Казань, 2006. – С. 152–159.

2. *Краус, М.* Измерительные информационные системы / М. Краус, Э. Воши. − М.: Мир, 1975. − 310 с.

3. Пат. 2207522 РФ, МКИ С2 7 G 01 H 11/02. Устройство для измерения вибраций / Качоровский А. Б., Переяслов В. Ю., заявл. 16.07.2001; опубл. 27.06.2003; Бюл. № 18.

4. *Качоровский, А. Б.* Совершенствование низкочастотных средств виброконтроля /А. Б. Качоровский // Контроль. Диагностика / ВолгГТУ − ISSN 0201-7032. – № 9. − Волгоград, 2006. − 76 с.

5. Пат. 2200306 РФ, МКИ С2 7 G 01 L 9/00, 9/10. Устройство для измерения давления / Качоровский А. Б.; заявл. 03.05.2001; опубл. 10.03.2003; Бюл № 7.

УДК 621.36

В. В. Сикидин

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЫСШИХ ГАРМОНИК В ЭЛЕКТРОУСТАНОВКАХ НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Волгоградский государственный технический университет

В в е д е н и е . В последнее время значительные изменения претерпевает структурный состав потребителей электроэнергии на напряжении 0,4 кВ. Это обусловлено использованием нового, более совершенного электрооборудования. Как правило, активная мощность современных электроприемников невысока. При этом они в значительной степени являются нелинейными потребителями. В случаях, когда мощность такой нагрузки не превышает 10–15 %, каких-либо особенностей в эксплуатации системы электроснабжения не возникает. У потребителей, имеющих долю нелинейной нагрузки 25 % и выше, следует ожидать появления различных проблем в эксплуатации за счет наличия высших по отношению к промышленной частоте гармоник. В данной статье представлены результаты исследования влияния высших гармоник на качество электроэнергии в сетях электроснабжения 0,4 кВ.

Требования НД к гармоническому составу напряжения в сетях общего назначения

Для сети 0,38 кВ согласно ГОСТ 13109 – 97, п. 5.4 установлены следующие нормы несинусоидальности напряжения:

• коэффициент искажения синусоидальности кривой напряжения: нормально допустимое значение 8,0 %, предельно допустимое значение 12 %;

• коэффициент *n*-й гармонической составляющей напряжения для предельно допустимых значений в зависимости от номера гармоники принимает значения от 1,5 до 6 % (*n* – номер гармонической составляющей напряжения).

Коэффициент К для n-й гармонической составляющей напряжений, %, при следующих номерах гармоник:

Четные гармоники при $U_{ном}$, кВ	2	4	6	8	10	12	>12
	2,0	1,0	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2
Нечетные гармоники, кратные 3*, при $U_{ном}$, кВ	3	9	15	21	>21	–	–
	5,0	1,5	0,3	0,2	0,2	–	–
Нечетные гармоники, не кратные 3, при $U_{ном}$, кВ	5	7	11	13	17	19	23
	6,0	5,0	3,5	3,0	2,0	1,5	1,5

*Нормально допустимые значения, приведенные для *n*, равных 3 и 9, относятся к однофазным электрическим сетям. В трехфазных трехпроводных электрических сетях эти значения вдвое меньше приведенных в таблице.

Предельно допустимое значение коэффициента *n*-й гармонической составляющей напряжения вычисляют по формуле

$$KU_{(n)}=1{,}5\ KU_{(n)норм}, \qquad (1)$$

где $KU_{(n)норм}$ — нормально допустимое значение коэффициента *n*-й гармонической составляющей напряжения, определяемое по таблице.

Методика проведения измерений гармонического состава напряжения

Несинусоидальность напряжения. Измерение коэффициента *n*-й гармонической составляющей напряжения $K_{(n)i}$ осуществляется для междуфазных (фазных) напряжений. При этом, для каждого *i*-го наблюдения в течение 24 ч, определяется действующее значение напряжения *n*-й гармоники $U_{(n)i}$ в вольтах (киловольтах). Далее вычисляется значение коэффициента *n*-й гармонической составляющей напряжения $KU_{(n)i}$ в процентах как результат *i*-го наблюдения по формуле

$$KU_{(n)i} = \frac{U_{(n)i}}{U_{1(i)}}100, \qquad (2)$$

где $U_{(1)i}$ — действующее значение напряжения основной частоты на i-м наблюдении в вольтах (киловольтах). Также допускается вычислять данный показатель КЭ по формуле

$$KU_{(n)i} = \frac{U_{(n)t}}{U_{\text{ï î ì}}}100. \qquad (3)$$

При этом, относительная погрешность вычисления $K_{U(n)i}$ с использованием формулы (3) вместо формулы (2) численно равна значению отклонения напряжения $U_{(1)i}$ от $U_{\text{ном}}$.

Вычисление значения коэффициента n-й гармонической составляющей напряжения $KU_{(n)}$ проводится в процентах как результат усреднения N наблюдений $KU_{(n)i}$ в интервале времени Tvs, равном 3 с, по формуле

$$KU_{(n)} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(KU_{(n)i}\right)^2}{N}}. \qquad (4)$$

Число наблюдений N должно быть не менее 9. При этом качество электрической энергии по коэффициенту n-й гармонической составляющей напряжения считается соответствующим требованиям стандарта, если суммарная продолжительность времени выхода за нормально допустимые значения составляет не более 5 % от установленного периода времени, т. е. 1 ч 12 мин, а за предельно допустимые значения – 0 % от этого периода времени.

Измерение коэффициента искажения синусоидальности кривой напряжения KU осуществляется для междуфазных (фазных) напряжений. Для каждого i-го наблюдения за установленный период времени определяются действующие значения гармонических составляющих напряжения в диапазоне гармоник от 2-й до 40-й в вольтах (киловольтах), аналогично вышеизложенному. При определении данного показателя допускается не учитывать гармонические составляющие, значения которых менее 0,1 %.

Параметры импульса напряжения. Импульсное напряжение $U_{\text{имп}}$ измеряется в вольтах (киловольтах) как максимальное значение напряжения (рис. 1, *а*) при резком его изменении (когда длительность фронта импульса не более 5 мкс).

Длительность импульса напряжения по уровню 0,5 его амплитуды $t_{\text{имп}}0{,}5$ в микросекундах (рис. 1) измеряется следующим образом:

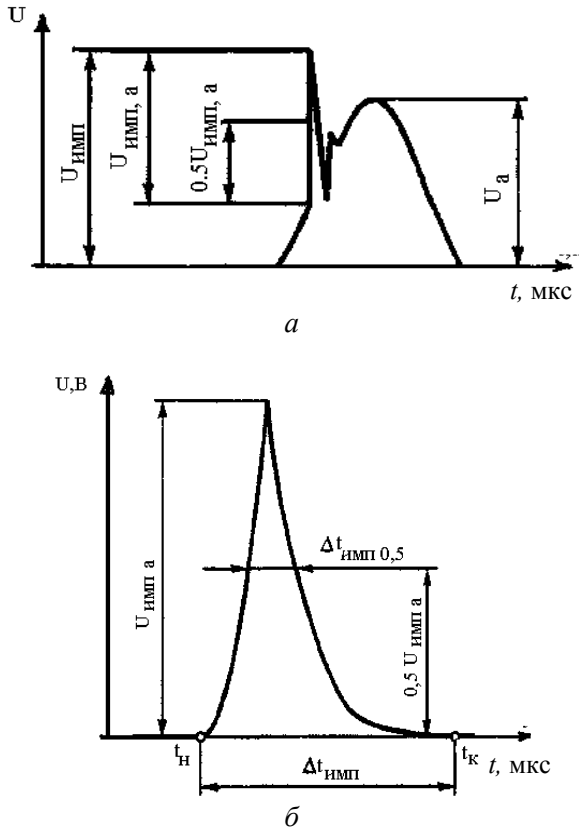


Рис. 1. Параметры импульса напряжения

• выделяется из общей кривой напряжения импульс напряжения и определяется амплитуда этого импульса $U_{\text{имп}}$ в вольтах (киловольтах) как максимальное значение импульса напряжения;

• определяются моменты времени $t_{\text{н}}0{,}5$, $t_{\text{к}}0{,}5$ в микросекундах, (миллисекундах), соответствующие пересечению кривой импульса напряжения (рис. 1,б) горизонтальной линией, проведенной на половине амплитуды импульса, в микросекундах (миллисекундах);

• вычисляется длительность импульса $\Delta t_{\text{имп}}0{,}5$ по формуле:

$$\Delta t_{\text{имп}}0{,}5 = t_{\text{к}}0{,}5 - t_{\text{н}}0{,}5. \qquad (5)$$

Спектральный анализ напряжения сети

В 2004 году было проведено инструментальное определение показателей качества электроэнергии (ПКЭ) в сети нефтебазы ООО "Сервис-М". Это предприятие имеет сложное и дорогостоящее оборудование по перекачке и розливу нефтепродуктов, а также компьютерную технику. Источником энергоснабжения является ОАО "Волгоградский алюминий". Необходимость определения показателей качества электроэнергии вызвана тем, что в течение длительного времени в ООО "Сервис-М" на-

блюдались сбои в работе электронного оборудования и выход из строя источников бесперебойного питания, ксерокса и сервера ЛВС. Измерения проводились анализатором показателей качества электроэнергии "Ресурс-*UF*". Отклонения в ПКЭ отмечены только по двум показателям:

• коэффициенту искажения синусоидальности кривой напряжения – до 15 % (рис. 2);

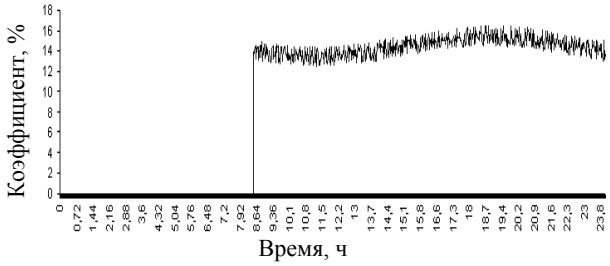


Рис. 2. Коэффициент искажения синусоидальности фазного напряжения

• коэффициенту *n*-й гармонической составляющей напряжения – до 10 % (рис. 3), интервал усреднения 1 час (22.05–23.05).

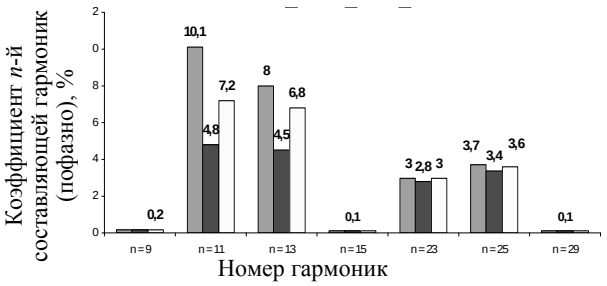


Рис. 3. Амплитудный спектр напряжения в сети ООО "СЕВИС-М":

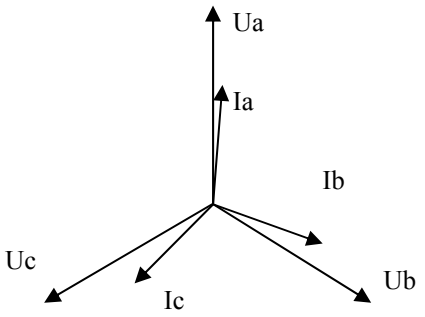
Оценка качества электроэнергии

В точке контроля (см. диаграмму 2) выявлено значительное превышение коэффициентов от предельно допустимых значений. Этот гармонический состав является характерным для 12-фазной схемы выпрямителей агрегатов электролиза алюминия.

Для оформления паспорта-протокола АТС-48 ЗАО "Волготелком" была проведена оценка характера нагрузки потребителя – статических преобразователей напряжения и тока. При измерении были использованы следующие приборы: счетчики активной энергии СА4У-И672м, 3х380/220, кл. 2,0; трансформаторы тока Т-066, коэф. тр. 200/5, кл. 0,5; прибор ВАФ-85 "Парма". В результате измерения были получены значения углов между векторами фазных напряжений и токов (рис. 4).

а) *Ввод № 1*

Фаза	Ia	Ib	Ic
Ток, А	68	54	52
Угол, град	4°	8°	12°



б) *Ввод № 2*

Фаза	Ia	Ib	Ic
Ток, А	47,5	36	35,5
Угол, град	5°	23°	21°

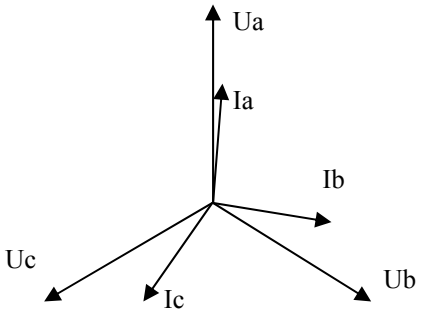


Рис. 4. Векторные диаграммы фазных напряжений и токов

Из полученных диаграмм следует, что при значительной доле нелинейных потребителей нагрузка может носить емкостной характер. Очевидно, что синусоидальная кривая питающего напряжения искажена. Электроустановки и сети потребителя испытывают негативные воздействия высших гармоник.

Основной целью измерений и анализа для конкретного потребителя является проведение следующих инженерных расчетов: возможность возникновения резонансных явлений; оценка величины токов третьих гармоник, замыкающихся через нулевые рабочие проводники кабельных линий; расчет коэффициентов амплитуды и формы для оценки погрешности измерения напряжения и тока аналоговыми измерительными приборами.

Проведение расчетов для оценки возможности резонансных явлений необходимы для потребителей с большой долей нелинейных потребителей, протяженными кабельными линиями, установками компенсации реактивной мощности, схемами компенсации напряжения и частоты, фильтро-симметрирующими установками и т. п., когда параметры таких устройств вместе с индуктивностью трансформаторов, реакторов могут образовывать резонансные контуры.

Выводы. Из анализа проведенных измерений следует, что статические преобразователи являются источниками высших гармоник канонического ряда и оказывают существенное негативное влияние на работу электроустановок. Конечной задачей измерений и последующего анализа показателей качества электроэнергии у потребителя является оценка возможности возникновения резонансных явлений; величины токов третьих гармоник, оценка погрешности при измерении напряжения и тока аналоговыми измерительными приборами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Нейман, Л. Р.* Теоретические основы электротехники / Л. Р. Нейман, К. С. Демирчян. – М.: Энергия, 1981. – Т. 1. – 533 с., Т.2. – 415 с.

2. *Иванов, В. С.* Режимы потребления и качество электроэнергии систем электроснабжения промышленных предприятий / В. С. Иванов, В. И. Соколов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 336 с.

3. *Уильямс, Б.* Силовая электроника: приборы, применение, управление: справочное пособие / Б. Уильямс; пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 240 с.

УДК 621.311:621.316.9

С. И. Николаева

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТРОЙСТВ ЗАЩИТЫ И АВТОМАТИКИ ЭНЕРГОСИСТЕМ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ ТЕХНИКИ

Волгоградский государственный технический университет

Современная энергетика находится в режиме постоянного технического перевооружения, реализация которого возможна только во взаимосвязи с совершенствованием и развитием новых современных подходов в организации управления режимами энергосистем. Основной задачей управления режимами является обеспечение надежности и эффективности защиты оборудования. Совершенствование технических средств защиты происходит за счет внедрения микропроцессорных защит и защит на микроэлектронной базе.

В настоящее время в энергосистемах Российской Федерации находится в эксплуатации свыше 1млн. 600тыс. устройств релейной защиты и автоматики (РЗА) различных типов, и основную долю в них составляют электромеханические и микроэлектронные устройства или устройства с частичным использованием микроэлектроники. Несмотря на то, что в последние годы происходит интенсивное внедрение микропроцессорных устройств РЗА, пока что они составляют небольшую долю (около 0,2 %), и не оказывают существенного влияния на показатели эффективности функционирования РЗА в целом.

В последние годы увеличивается доля устройств РЗА, отработавших свой ресурс и проводятся работы по их реконструкции и техническому перевооружению.

Реконструкция и техническое перевооружение в части устройств РЗА ведется по двум направлениям:

• реконструкция и техническое перевооружение в рамках аналогичных работ, проводимых для всего энергообъекта в целом. При этом производится полная замена устройств РЗА и вторичной коммутации на современные микропроцессорные устройства с максимальной возможностью применения в цепях вторичной коммутации оптоволокна;

• замена в плановом порядке физически и морально устаревших устройств, замена устройств, пониженная надежность которых может привести к развитию крупных аварий и замена устройств на устройства с улучшенными характеристиками по условиям ближнего и дальнего резервирования.

Во всех случаях приоритетным является использование микропроцессорных устройств. В отличие от электромеханических микропроцессорные устройства имеют ряд преимуществ:

• потребление по цепям переменного тока и напряжения ниже в 5−10 раз;

• потребление по цепям оперативного тока ниже в 3−4 раза;

• ступень селективности по времени может быть уменьшена до 0,2 с, снижая тем самым потери электрической энергии и ущерб при коротких замыканиях;

• упрощается поиск места короткого замыкания за счет фиксации токов и напряжений аварийного режима и расчета расстояния до места короткого замыкания;

• устройства имеют несколько групп уставок с возможностью их дистанционного измерения;

• снижаются затраты на техническое обслуживание за счет встроенного автоматического самоконтроля исправности;

• за счет интегрирования большого числа функций РЗА в одном устройстве уменьшаются габариты релейных щитов;

• появляется возможность выполнения в одном устройстве помимо функций РЗА функций телеизмерения, телесигнализации и телеуправления.

За последние годы в России заметно активировались отечественные разработчики и производители микропроцессорных устройств РЗА, создающие реальную конкуренцию инофирмам.

Большая работа была проведена фирмой Альстом. В НПП "Бреслер" разработан и создан опытный образец микропроцессорной дифференциально-фазной защиты (МП ДФЗ) линий. Разработанное устройство обладает абсолютной селективностью, является универсальным и может быть адаптировано к линиям всех классов напряжений. В устройстве заложены различные функции, характерные для современных терминалов релейной защиты, которые могут быть включены в защиту по желанию заказчика.

Аппарат релейной части комплекта ДФЗ реализован в кассете габарита европейского образца и имеет человеко-машинный интерфейс. В разработке ДФЗ НПП "Бреслер" применен ряд новшеств в алгоритмах фильтрации, измерительных органах, логике защиты.

В алгоритме фильтрации решается проблема выделения основной гармоники электрических величин с обеспечением достаточной точности при минимальном времени обработки переходных процессов. Эти две противоречивые задачи решаются путем использования частотно-независимых фильтров и введением в каналы фильтрации специального "арбитра", выбирающего оптимальный вариант для фильтрации как фазных величин, так и симметричных составляющих.

В измерительных органах ДФЗ присутствует весь спектр токовых органов, реагирующих на фазные, линейные токи и на симметричные составляющие. Это связано с тем, что в условиях существенных погрешностей измерительных и промежуточных передаточных цепей не все органы работают удовлетворительно при разных видах коротких замыканий. Добавлены также и комбинированные измерительные органы (работающие на сумму токов обратной и нулевой последовательности), предназначенные для повышения чувствительности устройства при двухфазных замыканиях на землю.

В логической части защиты предусмотрена схема подключения органа сравнения фаз. При введении такой схемы время срабатывания ДФЗ при задержке отключающего сигнала не превышает время, оговоренное в техническом задании на разработку защиты.

Уральским государственным техническим университетом совместно с ОАО "Росавтоматизация" разработано микропроцессорное устройство автоматического регулирования трансформатора под нагрузкой (МАРТ), по своим характеристикам не уступающее современным зарубежным аналогам и имеющее более низкую стоимость. Устройство обеспечивает решение ряда задач:

• ручное и автоматическое регулирование напряжения на подстанциях как с плавно, так и с резко изменяющейся нагрузкой;

• работу в режиме стабилизации контролируемого напряжения или в режиме встречного регулирования;

• блокировку регулятора при минимальном напряжении и максимальном токе;

• формирование импульсных или непрерывных команд управления электроприводами;

• контроль исправности, сигнализацию и блокировку регулятора при неисправности электроприводов в импульсном режиме работы;

• определение положения электропривода;

• групповое управление электроприводами;

• дистанционное управление и другие функции.

Регулятор имеет два режима функционирования – "Работа" и "Программирование". В режиме "Работа" контролируются действующие значения междуфазного напряжения, фазных токов и производится ручное или автоматическое управление электроприводом РПН. В ре-

жиме "Программирование" осуществляется задание значений параметров регулирования и уставок.

Межведомственной комиссией были рекомендованы к использованию системы и устройства РЗА, поставляемые предприятиями АББ ВЭИ Метроника. Это ВЧ-заградитель, DLTC на номинальные токи 400−4000А и номинальную индуктивность 0,2−2 мГн, Приняты и рекомендованы к применению шкафы защиты присоединений 110−220 кВ серии ШЭ2607 с микропроцессорными терминалами, разработанные НПП ЭКРА. Московским радиотехническим заводом разработаны и поставлены на производство аппаратура присоединения ВЧ-каналов связи и защиты, серия фильтров присоединения.

Дальнейшее перевооружение устройств РЗА будет идти по пути более широкого внедрения современных технологий и, в частности, микропроцессорной техники, разработанной как за рубежом, так и в России. Опыт эксплуатации микропроцессорных устройств РЗА показывает высокую эффективность их работы. Так, например, в 262 случаях работы установленных микропроцессорных устройств РЗА зафиксирован только один случай их неправильной работы.

Научное издание

И З В Е С Т И Я
Волгоградского государственного технического университета
№ 6 (44), 2008 г.

С е р и я "ПРОЦЕССЫ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ"
(Выпуск 1)

Межвузовский сборник научных статей

Редактор *А. К. Саютина*
Техн. редактор *В. И. Фишер*
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2008 г. Поз. № 84.
Подписано в печать 27.11.2008. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 12,32. Уч.-изд. л. 12,72.
Тираж 150 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет.
400131 Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28.

РПК "Политехник"
Волгоградского государственного технического университета.
400131 Волгоград, ул. Советская, 35.

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

В сборнике научных статей "Известия ВолгГТУ", серия "Процессы преобразования энергии и энергетические установки" публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований в области тепло- и электроэнергетики, направленных на улучшение показателей тепловых двигателей и совершенствование методов моделирования и диагностики электроустановок.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия сборника, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редколлегия направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Для ускорения подготовки издания необходимо представлять файлы статей на дискетах или компакт-дисках (CD) в полном соответствии с распечатанным оригиналом. Дискета должна быть вложена в отдельный конверт, на этикетке дискеты указываются фамилии авторов статьи.

При наборе текста следует соблюдать следующие требования: поля – верхнее – 2,0 см, нижнее – 3,0 см, левое – 2,5 см, правое – 2,5 см; шрифт Times, кегль 14, интервал полуторный.

Текст набирается с применением автоматического переноса слов, перед знаками препинания (в том числе внутри скобок) пробелы не допускаются, после них ставится один пробел. Разрядка слов не допускается, следует избегать перегрузки статей большим количеством формул, рисунков, таблиц. Для набора символов в формульном редакторе MS Equation (MS Word) использовать установки (Стиль/Размеры) только по умолчанию; рисунки должны быть выполнены в редакторах векторной графики, таких как CorelDRAW или в любом приложении к Word. Допускается сканирование рисунков в программе Microsoft Photo Editor.

Инициалы и фамилия автора (авторов) пишутся над заглавием статьи. Ниже заглавия, перед основным текстом, указывается организация или предприятие, в котором работает автор статьи. В конце статьи ставится полное название учреждения, которое рекомендует статью для публикации, дата и подпись автора (всех авторов).

Литературные ссылки должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 "Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления". Библиографический список использованной литературы, составленный в порядке упоминания в тексте, дается в конце статьи; связь с основным текстом осуществляется цифровым порядковым номером в квадратных скобках в строке. Подстрочные ссылки не допускаются.

Иностранные фамилии и термины в тексте следует приводить в русском переводе. В библиографическом списке фамилии авторов, полное название книг и журналов приводится на языке оригинала.

Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

При обозначении единиц физических величин должна применяться Международная система единиц (СИ).

Объем статьи не должен превышать 8 страниц бумаги формата А4, включая таблицы и библиографический список; число рисунков – не более четырех, включая рисунки, помеченные буквами *а*, *б*, и т. д. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более четырех человек с участием каждого автора в одной–двух статьях.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail), документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.