

УДК 621.436.038

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, А.Н. Севастьянов, инж.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХФАЗНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ВЫСОКООБОРОТНОМ МАЛОЛИТРАЖНОМ ДИЗЕЛЕ СЕРИИ ДТА

Введение

В настоящее время известно и широко используются довольно ограниченное количество мероприятий [1], позволяющих повысить качество рабочего процесса высокооборотного дизеля на традиционном топливе. Важное место среди них занимает внедрение топливных систем с электронным управлением, реализующих оптимальные законы топливоподачи при заданном давлении впрыскивания. Зарубежный опыт двигателестроения показывает, что в таком случае возможно решить противоречивую единую задачу по выполнению экологических норм, снижению расхода топлива и увеличению удельной мощности двигателя. Однако, такая «электронизация» дизеля или, в частности, его топливной аппаратуры (ТА) в каждом отдельном практическом случае требует индивидуального подхода, заключающегося в разработке алгоритма управления, адаптации серийно выпускающейся или разработке новой ТА, внесения изменений в конструкцию отдельных элементов двигателя. Некоторые результаты таких работ, проведенных для отечественного высокооборотного малолитражного (ВМД) дизеля серии ДТА, освещает данная статья.

Известно, что в современных дизелях эффективным средством снижения шума работы является применение двухфазного впрыскивания топлива [1, 4]. Особенно часто это мероприятие применяется для автомобильных и тракторных двигателей на режимах холостого хода. Следует заметить, что такое разбиение процесса впрыскивания на две части является приемлемым (не приводит к значительному увеличению расхода топлива) только в случае выбора оптимальных значений характерных параметров процесса:

- давления впрыскивания;
- углов опережения подачи в цилиндр предварительной (пилотной) и основной порций топлива;
- относительной величины пилотной порции топлива.

Результаты исследований по выбору оптимальных значений этих параметров приведены в работах

[2, 3] для дизеля с полузакрытой камерой сгорания и штифтовой форсункой. Эти исследования показали возможность снижения жесткости рабочего процесса, во многом определяющего шум работы двигателя, без ухудшения его экономичности. Аналогичные выводы на основе теоретического исследования влияния указанных выше факторов на рабочий процесс дизеля с открытой камерой сгорания получены в работе [9].

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование влияния параметров двухфазного впрыскивания на шум работы высокооборотного дизеля на режимах холостого хода.

Объект и методика исследования

Объектом и инструментом для проведения исследования является одноцилиндровый дизель серии ДТА производства КП ХКБД, внешний вид которого показан на рис.1. Дизель оснащен аккумуляторной ТА с электронным управлением [5-7]. Основные параметры дизеля, его ТА и системы управления представлены в табл. 1.

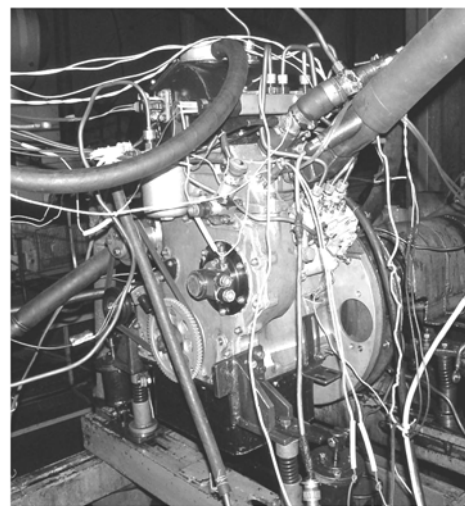


Рис. 1. Дизель ДТНА2 на стенде

Методика экспериментального исследования включала: регистрацию давления у форсунки, давления в цилиндре дизеля, давления в гидроаккумуляторе ТА, электрического сигнала управления форсункой. Во время исследования шум определялся по методике ГОСТ 12.1.026–80.

В качестве варьируемых приняты следующие

параметры: Θ_1, Θ_2 – моменты начала подачи электрического сигнала управления на форсунку. Форсируют предварительную и основную фазы впрыскивания, соответственно; Δ_{1-2} – задержка между предварительной и основной фазами. Очевидно,

что

$$\Delta_{1-2} = \Theta_1 - \Theta_2.$$

Значения давления впрыскивания (давление в аккумуляторе $p_{ак}$) и величины пилотной порции топлива приняты постоянными и обоснованы ниже.

Таблица 1. Основные параметры исследовательского дизеля 1ДТНА2

Тип двигателя	Четырехтактный с непосредственным впрыскиванием, одноцилиндровый, без наддува
Диаметр/ход поршня	88 мм/82 мм
Степень сжатия	18,1
Привод систем	отбором мощности от двигателя
Число клапанов	2 впускных; 2 выпускных
Топливная аппаратура	
- форсунка	электрогидравлическая с электромагнитным клапаном
- ТНВД	рядный, трёхплунжерный, с регулировкой подачи дозатором
- аккумулятор	с регулятором давления, объемом 20 см ³
Система управления	
контроллер	M269-3, тактовая частота 40 МГц, Объем: ОЗУ - 256 кБайт, ПЗУ - 256 кБайт
Микропроцессорный программный код	ASSEMBLER, разработчик НПФ ЭЛОН-ТТ, г. Харьков

Система регистрации сигналов, поступающих от датчиков, включающая АЦП, ПК, усилители заряда, приведена на рис. 2. Она позволяет отслеживать в реальном времени процессы, происходящие в двигателе и микропроцессорной системе управления с помощью программного обеспечения «PowerGraph», интерфейс которого представлен на рис. 3.

Обработка индикаторной диаграммы для получения закона тепловыделения производилась с помощью программного комплекса DieselAnalyse (НТУ

«ХПИ») [8].

Стабилизация и поддержание заданного уровня частоты вращения коленчатого вала дизеля обеспечивается реализованным в микроконтроллере программным алгоритмом ПД-регулятора с отрицательной обратной связью по выходной величине – продолжительности сигнала управления форсункой. Кроме того, алгоритм этого электронного регулятора учитывает внутрицикловую неравномерность вращения коленчатого вала.

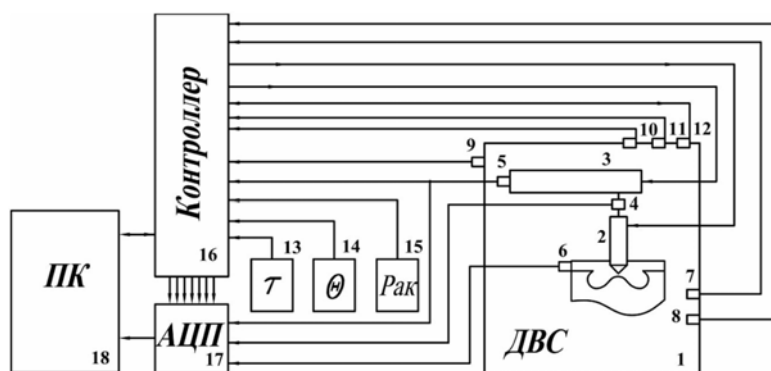


Рис. 2. Измерительная схема стенда и схема микропроцессорной системы управления:

- 1 – дизель 1ДТНА2; 2 – электрогидравлическая форсунка; 3 – гидроаккумулятор;
 4, 5 – датчики давления топлива; 6 – датчик давления в цилиндре; 7, 8 – датчики положения коленвала и распределителя; 9 – датчик давления воздуха на входе в двигатель; 10, 11, 12 – датчики температуры; 13, 14, 15 – регуляторы длительности впрыскивания, угла начала подачи, давления в гидроаккумуляторе; 16 – контроллер; 17 – аналогово-цифровой преобразователь; 18 – персональный компьютер

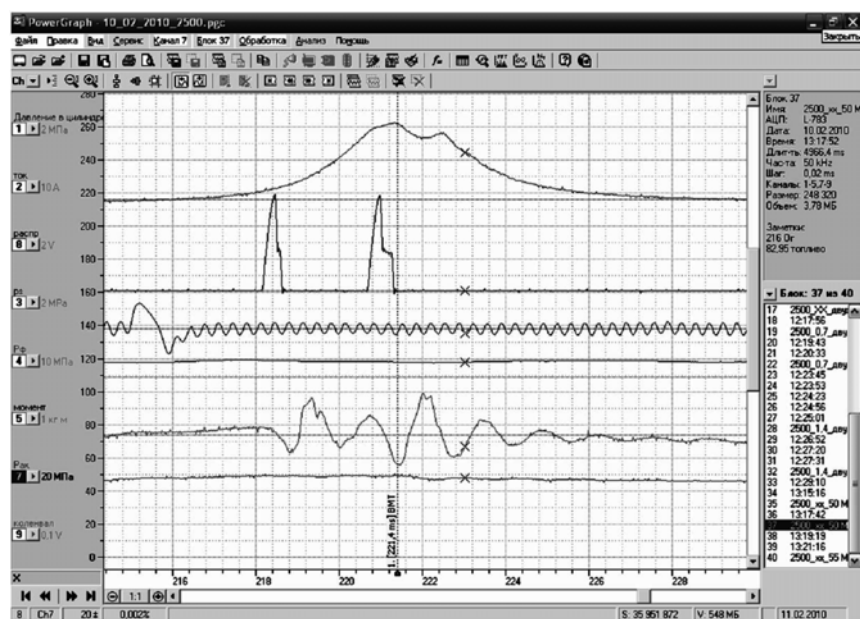


Рис. 3. Окно программы сбора и анализа данных исследования (параметры работы двигателя $n_{кв} = 2500 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 11,5 \text{ мм}^3$, $p_e = 0$)

Для изменения параметров двухфазного впрыскивания в системе управления двигателем предусмотрена возможность установки оператором Θ_2 в пределах от 90 град. п.к.в. до ВМТ до 10 град. п.к.в. после ВМТ и давления топлива $p_{ак}$ в диапазоне от 25 до 120 МПа.

Цикловая подача определялась объемным способом стендовым расходомером. Контроль стабильности процесса впрыскивания, а также определение действительного начала впрыскивания осуществлялось при помощи сигнала, поступающего от датчика давления, установленного на штуцере форсунки.

Верификация малых подач топлива на моторном стенде

При выполнении данного исследования перед определением эффективности двухфазного впрыскивания была определена минимальная величина топлива, подаваемая в цилиндр с помощью разработанной ТА. Известно, что цикловые подачи $q_{ц}$, полученные при моделировании работы ТА на безмоторном стенде отличаются от действительных величин $q_{ц}$, измеренных на двигателе. Сравнение (см. рис. 4) показало, что в условиях двигателя $q_{ц}$ выше на 5 % на режимах холостого хода и малых нагрузок, и ниже до 7 % на режимах, близких к полной мощности.

Такое расхождение величин $q_{ц}$ объясняется погрешностью измерения малых расходов и отсутствием фактора противодавления, сказывающегося при продолжительном впрыскивании в условиях

безмоторного стенда.

В этом случае очевидно, что величина минимальной устойчивой $q_{ц}$, определенной на безмоторном стенде тоже является заниженной.

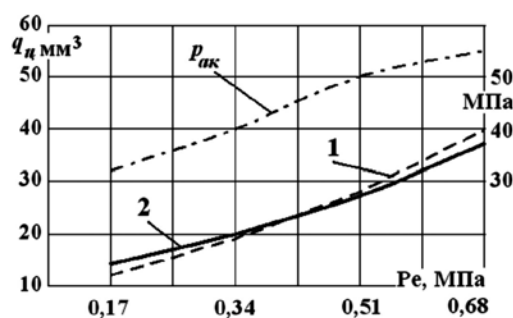


Рис. 4. Сравнение результатов двух методов измерения $q_{ц}$ на режимах нагрузочной характеристики ($n_{кв} = 2000 \text{ мин}^{-1}$)
1 – безмоторный стенд; 2 – на двигателе

Осуществить прямое измерение минимальной устойчивой цикловой подачи на моторном стенде невозможно. Поэтому данная величина косвенно оценивалась по результатам обработки индикаторной диаграммы (рис. 5). Такая оценка показала, что при давлении $p_{ак} = 50 \text{ МПа}$ действительная минимальная устойчивая $q_{ц}$ не превышает $1,5 \text{ мм}^3$, так как доля теплоты, выделившейся за первую фазу сгорания составляет 0,09, а суммарная цикловая подача $10,4 \text{ мм}^3$.

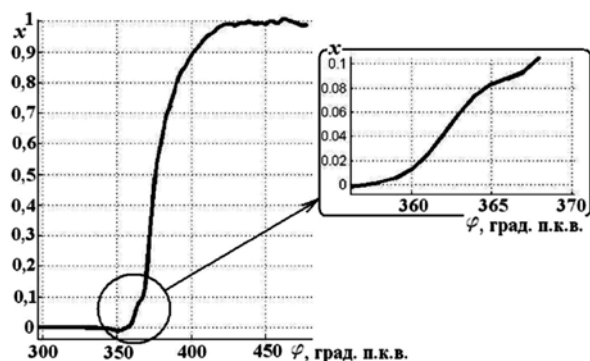


Рис. 5. Интегральное тепловыделение при двухфазном впрыскивании на режиме холостого хода ($n_{кв} = 2000 \text{ мин}^{-1}$)

Другим направлением исследования являлось определение возможности модификации закона тепловыделения за счет варьирования параметров впрыскивания: угла опережения впрыскивания основной порции топлива Θ_2 , длительности предварительной фазы впрыскивания, интервала между предварительной и основной фазами Δ_{1-2} . Анализ кривых тепловыделения, приведенных на рис. 6, полученных для различных значений варьируемых параметров, показывает следующее:

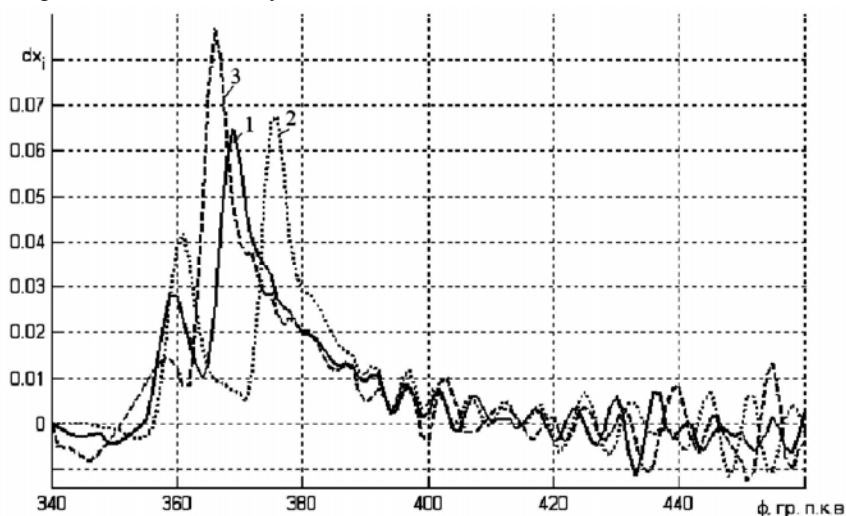


Рис. 6. Дифференциальное тепловыделение на режиме холостого хода ($n_{об} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{ак} = 40 \text{ МПа}$)
 1 – $\Delta_{1-2} = 16 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = 1 \text{ град. п.к.в.}$ после ВМТ; 2 – $\Delta_{1-2} = 20 \text{ град. п.к.в.}$,
 $\Theta_2 = 8 \text{ град. п.к.в.}$ после ВМТ; 3 – $\Delta_{1-2} = 20 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = 2 \text{ град. п.к.в.}$ до ВМТ

Исследование эффективности двухфазной подачи для снижения шума

Известно, что скорость нарастания давления в период сгорания определяет шум рабочего процесса дизеля, который, в свою очередь, является составной частью общего шума двигателя. Подтверждением данного факта явились результаты, полученные в ходе испытаний дизеля 1ДТНА2. Так, с организацией двухфазной подачи на режиме холостого хода

1. Вследствие недостаточно высокой для дизеля без наддува степени сжатия период задержки воспламенения пилотной порции топлива значительно увеличивается пропорционально Θ_1 . Это приводит к тому, что независимо от величины Θ_1 , которая изменялась от 22 до 12 град. п.к.в. до ВМТ, воспламенение происходит вблизи ВМТ за 4-9 град. п.к.в.

2. Несмотря на постоянную величину пилотной порции топлива, максимальная скорость тепловыделения в первой фазе с уменьшением Θ_2 растет. Это объясняется тем, что в момент попадания в цилиндр основной порции в нем еще происходит сгорание, и, таким образом, имеет место эффект «тушения» пламени потоком жидкого топлива, происходящий до его прогрева и испарения.

3. Для всех рассмотренных случаев сгорание завершается через 50 град. п.к.в. после ВМТ, однако, наиболее рациональным, с точки зрения расхода топлива и снижения шума, является вариант, соответствующий кривой 1 (см. рис. 6), набор параметров которого и был принят для дальнейшего исследования.

снижение $d\varphi/d\varphi$ составило 50%, как показано на рис.7, что привело к уменьшению шума, издаваемого двигателем на 3 дБА (см. рис.8). Как видно из рис. 8, аналогичные закономерности получены для других частот вращения коленчатого вала двигателя, работающего без нагрузки. В процессе проведения исследования было выявлено, что расход топлива с введением предварительной подачи остается на уровне, полученном при однофазной подаче, а при

$p_e > 0$ и двухфазной подаче топлива эффект по увеличению шума уменьшается, а расход топлива

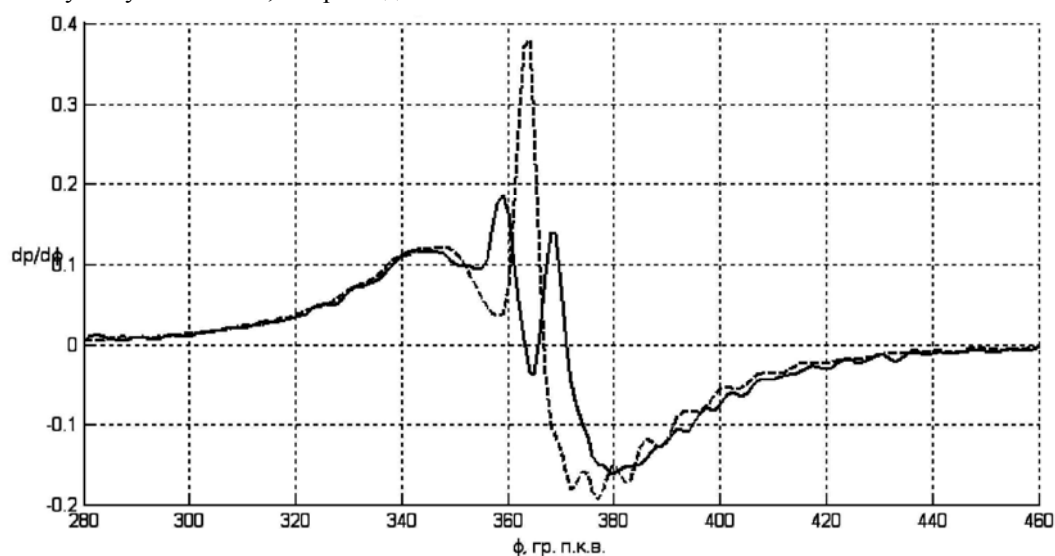


Рис. 7. Скорость нарастания давления на режиме холостого хода ($n_{кв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{ак} = 40 \text{ МПа}$)
 1 – сплошная – $\Delta_{1-2} = 16 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = -1 \text{ град. п.к.в. до ВМТ}$;
 2 – пунктир – $\Delta_{1-2} = 0 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = \Theta_1 = 12 \text{ град. п.к.в. до ВМТ}$

Следует отдельно отметить, что при прокручивании коленчатого вала двигателя с $n_{кв} = 900 \text{ мин}^{-1}$ от стендового пускового устройства шум, издаваемый объектом исследования, составил 81 дБА. Это всего лишь на 3 дБА ниже шума работающего при двухфазной подаче топлива двигателя (см. рис. 8). Кроме того, на работающем двигателе увеличение давления топлива в аккумуляторе с 40 до 60 МПа увеличивает шум со стороны ТНВД на 1 дБА при неизменной величине шума со сторон выпускной системы, вентилятора и генератора. Такие результаты измерения шума двигателя говорят о том, что для его снижения следует также вводить мероприятия, снижающие шум работы отдельных приводных механизмов.

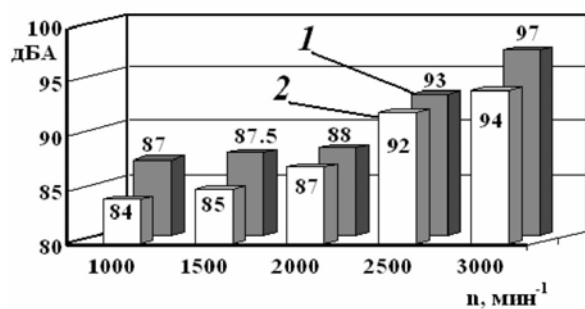


Рис. 8 Изменение шума работы дизеля 1ДТ при однофазной (1) и двухфазной (2) подаче топлива на холостом ходу

Заключение

В ходе моторных испытаний одноцилиндрового, четырехклапанного дизеля 1ДТА2 с непосредственным впрыскиванием топлива и электронной ТА исследована эффективность применения двухфазной топливоподачи для снижения шума.

Исследование показало, что:

1. Организация с помощью аккумуляторной топливной аппаратуры с электронным управлением двухфазной топливоподачи приводит к снижению шума работы двигателя на холостом ходу на 3 - 4 дБА по сравнению с однофазной подачей топлива, и на 4 - 5 дБА по сравнению с дизелем, укомплектованным топливной аппаратурой непосредственного действия.

2. Существует возможность модификации закона сгорания топлива за счет:

- разделения цикловой подачи топлива на две фазы;
- изменения угла опережения впрыскивания;
- изменения интервала между основной и предварительной подачами.

3. Минимальная устойчивая цикловая подача топлива электрогидравлической форсунки в цилиндр дизеля 1ДТНА2 составляет $1,5 \text{ мм}^3$.

4. На режимах работы двигателя под нагрузкой разделение топливоподачи на две фазы приводит к увеличению расхода топлива. На данных режимах требуется проведение дополнительного по-

иска наилучших параметров топливоподачи с применением описанной в данной работе методики.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. / Л.В. Грехов – М.: Легион-Автодата, 2003. – 176 с.
2. Кузин В.Е. Электронная аппаратура для регулирования двойного впрыска топлива / В.Е. Кузин, Ф.И. Пинский, Б.Н. Сулиз // НИИИИИФОРМТЯЖМАШ. Реферативный сборник ДВС. – № 4-75-8. – 1975. – с. 17 – 21.
3. Пинский Ф.И. Исследования возможностей снижения динамики цикла дизеля применением электрогидравлической системы топливоподачи / Ф.И. Пинский, М.Г. Крупский // НИИИИИФОРМТЯЖМАШ. Реферативный сборник ДВС. – № 4-75-8. – 1975. – с. 22 – 23.
4. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого // За рулем. – 2004. – 480 с.
5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеха-

нических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.
6. Врублевский А.Н. Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания: – 2008. – №1. – С. 91 – 98.
7. Грицюк А.В. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 91 – 97.
8. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д. В. Мешиков // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. — 2006. – С. 119-122.
9. Прохоренко А.А. Влияние двухстадийного сгорания на индикаторные показатели автотракторного дизеля / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 63 – 69.

УДК 621.43

В.С. Кукис, д-р техн. наук, В.А. Романов, канд. техн. наук, А.И. Рыбалко, инж., Ю.А. Постол, канд. техн. наук

О ВОЗМОЖНОЙ АППРОКСИМАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Введение

При исследовании теплоэнергетических силовых установок, работающих по замкнутому (или условно замкнутому) циклу, широко используется представление протекающих в установке физических явлений определенной совокупностью термодинамических процессов – термодинамической моделью. Для описания энергетических явлений, совершающихся во внутреннем контуре (ВК) двигателя Стирлинга (ДС), предложен ряд термодинамических моделей.

Рассмотрение известных моделей термодинамических циклов показывает, что они либо существенно неадекватны процессам, реально происходящим в ВК, либо носят абстрактный характер, что не позволяет использовать их для анализа в каких-либо конкретных условиях организации цикла.

Предлагаемая термодинамическая модель процессов, протекающих во внутреннем контуре двигателя Стирлинга

Реальные индикаторные диаграммы, получаемые при испытаниях ДС, имеют «внешние» и «внутренние» отличия от предложенных термодинамических моделей по двум причинам. «Внешнее» отличие проявляется в том, что вся совокупность процессов на диаграмме представляется кри-

вой линией, образующей замкнутый контур эллипсообразной формы. Причиной этого является непрерывное и плавное перемещение рабочего поршня, обуславливающее непрерывное и плавное изменение объема газа. Существуют и глубокие «внутренние» (скрытые внешние) отличия известных моделей цикла от реальных процессов. Прежде всего, при построении каждой из них предполагалось, что отдельные процессы совершаются последовательно всей массой рабочего тела, которая в различные моменты реализации цикла находится то в одной, то в другой, то в третьей и т.д. полостях ВК. При осуществлении действительного цикла эта масса каким-то образом распределена по всему контуру. Часть рабочего тела всегда находится в горячей полости, часть - в холодной, часть - в нагревателе, часть - в регенераторе, часть - в охладителе. Распределение газа между этими элементами осуществляется вытеснителем и, в связи с безостановочным движением последнего, непрерывно меняется. Кроме того, при построении моделей допускалось, что каждый из основных четырех процессов цикла протекает в соответствующей полости, имеющей свое специфическое назначение. Результаты экспериментальных исследований показывают, что это не так. Индикаторные диаграммы и