

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВС С РАЗДЕЛЕННЫМИ ПРОЦЕССАМИ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ

В.С. Кукис

Представлены результаты выбора оптимальных значений конструктивных и регулировочных показателей на параметры расширительной машины предложенного автором ДВС с разделенными процессами сжатия и расширения. Установлено, что при сравнении с прототипом (дизелем 1Ч15,0/20,5) при одинаковых геометрических характеристиках, частотах повторения рабочего цикла и вырабатываемой мощности предложенный ДВС обеспечивает: снижение удельного индикаторного расхода топлива в 3,8 раза; увеличение крутящего момента практически в 2 раза; снижение максимальной температуры рабочего тела в 2,3 раза; снижение максимального давления рабочего тела 2,8 раза; уменьшение максимальной скорости нарастания давления в 3,4 раза; снижение содержания токсичных компонентов в ОГ (NO_x в 82,5 раза, CO в 10 раз).

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; расширительная машина; давление; мощность; расход топлива; температура.

Одним из серьезных недостатков традиционных поршневых ДВС является то, что в конце процесса расширения, который обычно называют рабочим ходом, давление продуктов сгорания остается весьма высоким – в 5–6 раз больше атмосферного. На рис. 1 показан рабочий процесс современного (бескомпрессорного) дизеля $e-a-c-z'-z-b-a-e$ с учетом основных допущений, характерных для термодинамического цикла с комбинированным подводом теплоты.

На рисунке замкнутый процесс $a-c-z'-z-b$ представляет собой термодинамический цикл современного дизеля. Площадь внутри этого контура эквивалентна полезной работе цикла. Заметим, что площадь под линией $a-c$ соответствует затратам работы на сжатие воздуха перед впрыскиванием топлива в цилиндр и сгоранием.

Обеспечить полное расширение продуктов сгорания в цилиндре поршневых двигателей (а значит, и получить дополнительную полезную работу, эквивалентную площади $b-d-a$), принципиально невозможно, так как сжатие и расширение происходят в одном и том же надпоршневом пространстве при перемещении поршня между ВМТ и НМТ.

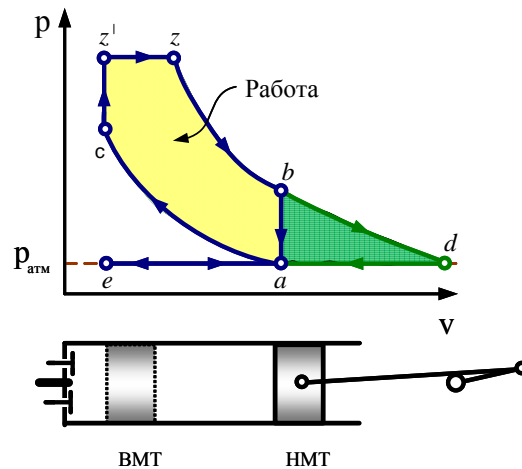


Рис. 1. Рабочий процесс современного дизеля

Автором статьи (в соавторстве) предложен ДВС (рис. 2) [1], в котором расширение происходит практически до давления окружающей среды в расширительной машине (РМ), а сжатие осуществляется компрессором, привод которого обеспечивает электроэнергия, вырабатываемая высокочастотным генератором, приводимым в действие газовой турбиной, работающей за счет кинетической энергии выходящих из РМ отработавших газов (ОГ).

Работает предложен ДВС следующим образом. В момент, когда поршень в РМ начинает перемещаться сверху вниз, открывается впускной клапан и из ресивера сжатый воздух, имеющий высокую температуру (превышающую температуру самовоспламенения топлива), поступает в цилиндр, туда же одновременно через форсунку подается топливо. Топливо воспламеняется, и дальше все происходит, так как в обычном дизеле. Однако теперь приводной механизм рассчитывается таким образом, что позволяет увеличивать объем продуктов сгорания до тех пор, пока давление рабочего тела не снизится до атмосферного. В результате при расширении получается больше работы, чем в традиционном поршневом двигателе. Кроме того, для сжатия воздуха энергия не затрачивается – это сжатие осуществляется в компрессоре за счет ути-

лизации энергии ОГ. Как видно (рис. 3), теперь почти вся работа расширения (кроме затрат на выталкивание из цилиндра продуктов сгорания (эквивалентная площади под линией 1–2 на рис. 3) может быть полезно использована.

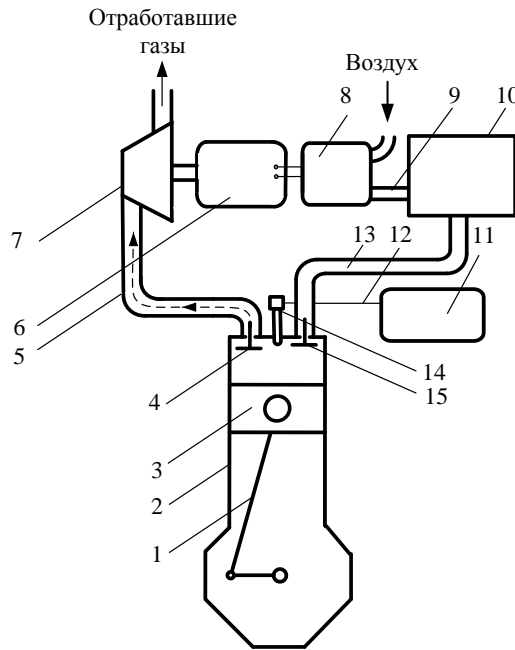


Рис. 2. Принципиальная схема ДВС с разделенными процессами сжатия и расширения и утилизацией кинетической энергии отработавших газов: 1 – кривошипно-шатунный механизм; 2 – поршневая расширительная машин; 3 – поршень; 4 – выпускной клапан; 5 – выпускной коллектор; 6 – высокочастотный электрогенератор; 7 – газовая турбина; 8 – компрессор; 9 – трубопровод; 10 – ресивер; 11 – топливный бак; 12 – топливопровод; 13 – впускной коллектор; 14 – форсунка; 15 – выпускной клапан

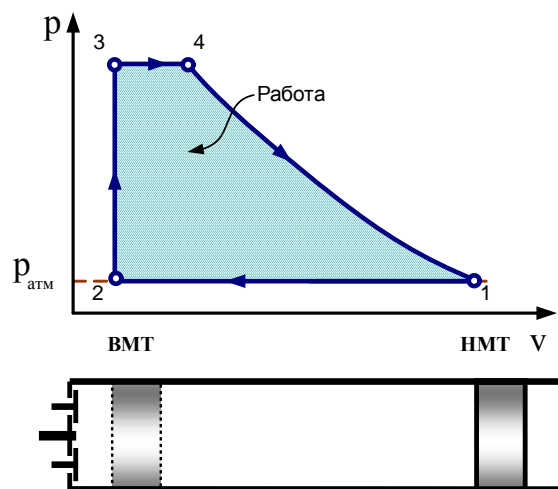


Рис. 3. Термодинамический цикл ДВС с разделенными процессами сжатия-расширения и утилизацией теплоты отработавших газов

Для оценки влияния конструктивных и регулировочных показателей на параметры расширительной машины предложенного двигателя был проведен вычислительный эксперимент с помощью программного пакета FIRE фирмы AVL.

Исходные данные для расчета (табл. 1) соответствовали прототипу – дизелю 1С15,0/20,5, с которым впоследствии сравнивали полученные результаты.

Таблица 1

Исходные данные для расчета рабочего процесса РМ

<i>Исходные данные</i>	<i>Значения</i>
Условия на впуске	
Конструкция впускного коллектора и клапана как у прототипа	–
Рабочее тело – воздух	N ₂ -76,7 %, O ₂ -23,3 %
Условия впрыскивания топлива	
Распылитель форсунки	6x0,4x130
Угол начала впрыскивания топлива, град ПКВ до ВМТ	24
Максимальное давление впрыскивания топлива, МПа	65
Цикловая подача топлива, мг/цикл	60
Цилиндропоршневая группа	
<i>Геометрические характеристики</i>	
Диаметр, мм	150
Ход поршня, мм	205
Длина шатуна, мм	300
Тип камеры сгорания	ЦНИДИ
Надпоршневой зазор, мм	0,5
Степень сжатия	14,0
Число клапанов на цилиндр	2
<i>Характерные температуры</i>	
Средняя температура головки цилиндра, К	550
Средняя температура головки поршня, К	590
Средняя температура гильзы цилиндра, К	450
Рабочий процесс	
Частота циклов расширительной машины, мин ⁻¹	625
Показатель характера сгорания m	0,12 [3]
Граничные условия на выпуске	
Конструкция выпускного коллектора и выпускного клапана как у прототипа	–
<i>Рабочее тело – отработавшие газы</i>	N ₂ – 77 %, O ₂ – 12 % H ₂ O – 3 %, CO ₂ – 7 % CO – 0,5 %, CH – 0,5 %

Примечание: Исходные данные, выделенные курсивом, рекомендованы применяемой программой для расчета рабочего процесса.

В качестве оценочных параметров РМ были приняты: среднее индикаторное давление (p_i), удельный индикаторный расход топлива (g_i), максимальное давление рабочего тела (p_z), максимальная скорость нарастания давления по углу ПКВ ($W_{p \max}$), часовой расход воздуха (G_B), максимальная температура рабочего тела (t_z), средняя температура ОГ на выпуске из цилиндра РМ ($t_{ог}$) и расход, подаваемого в цилиндр сжатого воздуха (G_B).

При оценке влияния давления воздуха на впуске на параметры расширительной машины в дополнение к указанным в табл. 1 исходным данным были приняты: угол, соответствующий моменту начала открытия впускного клапана был принят равным 20 град ПКВ до ВМТ; угол, соответствующий моменту начала впрыскивания топлива – 8 град ПКВ до ВМТ; угол, соответствующий моменту начала открытия выпускного клапана – 170 град ПКВ после ВМТ; продолжительность открытия впускного клапана – 80 град ПКВ; продолжительность открытия выпускного клапана – 200 град ПКВ.

На рис. 4 приведены индикаторные диаграммы рабочего процесса при различных значениях давления воздуха на впуске в цилиндр расширительной машины, а на рис. 5 показан характер влияния величины давления воздуха на впуске в цилиндр РМ на принятые оценочные параметры.

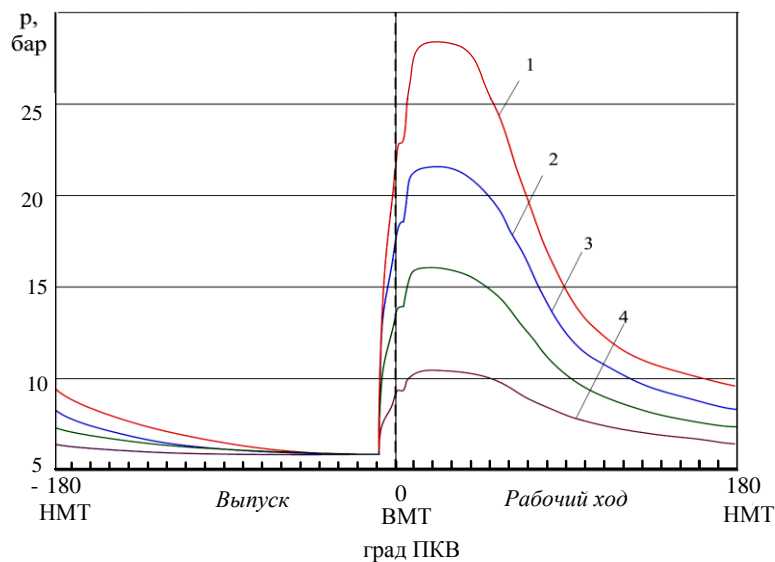


Рис. 4. Индикаторные диаграммы рабочего процесса РМ при различных значениях давления воздуха на впуске в цилиндр:
 $1 - p_{вн} = 25 \text{ бар}$; $2 - p_{вн} = 20 \text{ бар}$; $3 - p_{вн} = 15 \text{ бар}$; $4 - p_{вн} = 10 \text{ бар}$

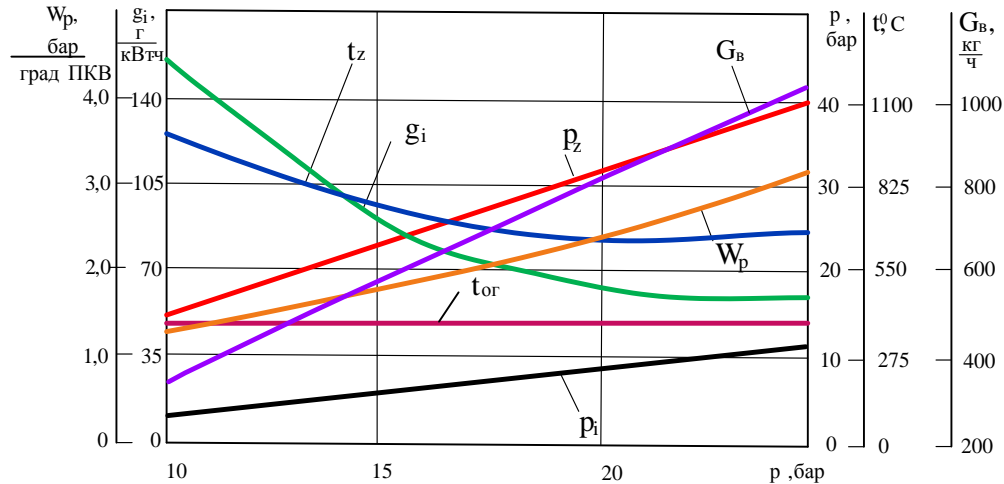


Рис. 5. Влияние величины давления воздуха на впуске в цилиндр РМ на параметры ее рабочего цикла

Данные по влиянию величины давления воздуха на впуске в цилиндр РМ на параметры ее рабочего цикла позволили оценить их совместное влияние на качество рабочего процесса по методике, изложенной в монографии [2], с помощью интегрального коэффициента положительного изменения параметров для f -го давления ($\sum K_{min}^f$), изменение которого в функции давления на впуске показано на рис. 6.

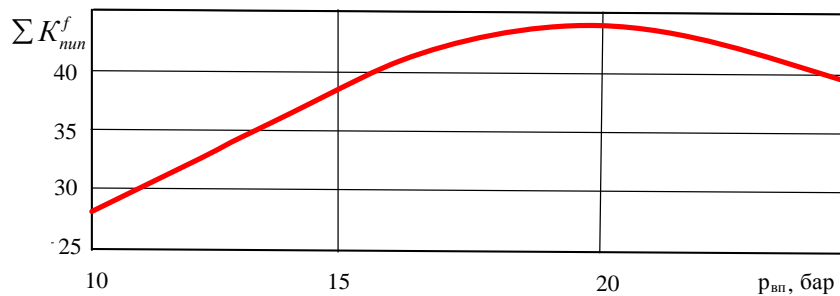


Рис. 6. Изменение интегрального коэффициента положительного изменения параметров рабочего процесса в зависимости от давления воздуха на впуске в цилиндр РМ

Как видно, величина интегрального коэффициента с ростом давления воздуха имеет экстремум при $p_{вп}=20$ бар. Это давление было принято для дальнейших расчетов.

Аналогичным образом оценивалось влияние на параметры РМ и определялись оптимальные значения момента начала открытия впускного клапана (15 град ПКВ до ВМТ), продолжительности открытия впускного клапана (85 град ПКВ), момента начала открытия выпускного клапана на параметры расширительной машины (170 град ПКВ после ВМТ).

Используя оптимальные значения исследованных регулировочных параметров и при принятых других исходных были получены соответствующие развернутую, свернутую индикаторные диаграммы (рис. 7а, 7б) РМ и рассчитаны мощностные, экономические и экологические показатели двигателя с разделенными процессами сжатия и расширения (табл. 2).

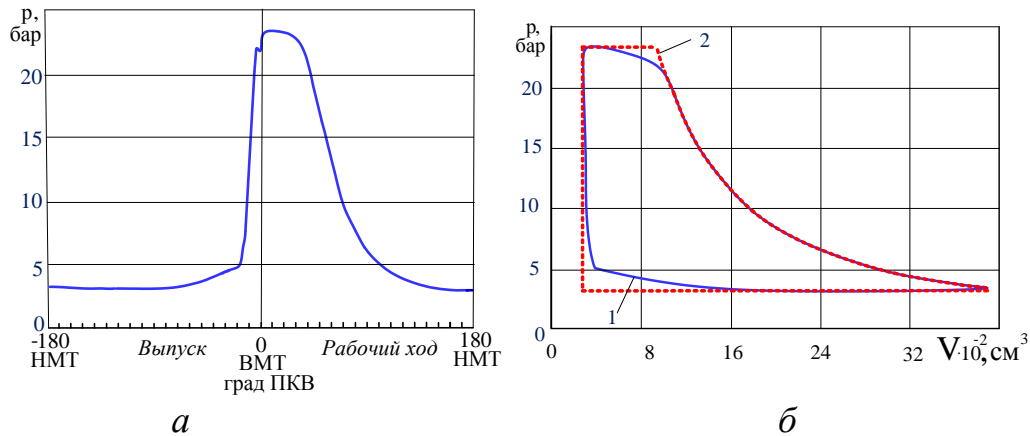


Рис. 7. Развернутая (а) и свернутая (б) индикаторные диаграммы рабочего процесса РМ при индикаторной мощности 39,9 кВт:
1 – индикаторная диаграмма; 2 – термодинамический цикл

Таблица 2

Сравнение показателей ДВС (РМ) с разделенными процессами сжатия и расширения и дизеля 1Ч15,0/20,5 (при одинаковых: частоте рабочих циклов, индикаторной мощности и цикловой подаче топлива)

Показатель	Расширительная машина	Дизель 1Ч15,0/20,5
Удельный индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч)	50,7	197,7
Индикаторный крутящий момент, Н·м	494,3	246
Часовой расход воздуха, кг/ч	1300	650
Температура ОГ, К	649	625
Максимальная температура сгорания, К	847	1907
Максимальное давление сгорания, бар	25,7	72,8
Среднее индикаторное давление, МПа	0,89	0,85
Максимальная скорость нарастания давления, МПа/град ПКВ	0,246	0,844
Удельный выброс оксидов азота, г/(кВт·ч)	14,2	0,17
Удельный выброс оксида углерода, г/(кВт·ч)	0,3	0,03

Заметим, что дополнительным условием при расчете служило обеспечение одинаковой индикаторной мощности прототипа (дизеля 1Ч15,0/20,5) и рассматриваемого двигателя. Рассмотрение свернутой индикаторной диаграммы свидетельствует о том, что она по конфигурации весьма незначительно отличается от термодинамического цикла ДВС с разделенными процессами сжатия и расширения, приведенной на рис. 3. Факт расширения рабочего тела в цилиндре РМ не до давления окружающей среды, а лишь до 3,57 бар (отраженный на рис. рис. 7а, 7б), связан с тем, что в расчетах были использованы конструктивные размеры кривошипно-шатунного механизма прототипа (дизеля 1Ч15,0/20,5), ограничивающего перемещение поршня соответствующим положением НМТ.

Очевидно, что в реальных условиях эксплуатации даже при снятии указанного ограничения минимальное давление в цилиндре будет также несколько выше давления окружающей среды в связи с гидравлическим сопротивлением выпускной системы РМ.

Таким образом, в результате расчетного исследования рабочего процесса в ДВС с разделенными процессами сжатия и расширения:

1. Подтверждена принципиальная возможность реализации ТСУ с разделенными процессами сжатия и расширения с максимальным приближением рабочего процесса в РМ к термодинамическому циклу, приведенному на рис. 3.

2. Установлено, что при одинаковых с прототипом геометрических характеристиках, частотах повторения рабочего цикла и вырабатываемой мощности ТСУ обеспечивает: снижение удельного индикаторного расхода топлива в 3,8 раза; увеличение крутящего момента практически в 2 раза; снижение максимальной температуры рабочего тела в 2,3 раза; снижение максимального давления рабочего тела 2,8 раза; уменьшение максимальной скорости нарастания давления в 3,4 раза; снижение содержания токсичных компонентов в ОГ (NO_x в 82,5 раза, СО в 10 раз). Однако отмеченные положительные особенности происходят на фоне двукратного увеличения расхода воздуха

3. Для обеспечения максимально возможного снижения давления продуктов сгорания в РМ в ходе расширения необходима разработка кривошипно-шатунного механизма с соответствующими конструктивными характеристиками.

4. Большой расход сжатого воздуха, необходимый для обеспечения работы РМ с размерностью 15,0/20,5 свидетельствует о нецелесообразности создания предлагаемых ДВС с большим литражом.

Библиографический список

1. Патент на полезную модель РФ 127824. Комбинированный двигатель с газотурбинным наддувом и пневматическим распыливанием топлива / В.С. Кукис, В.А. Романов, И.А. Харенко. – Оpubл. 10.05.13. Бюл. № 13.

2. Кукис, В.С. Повышение эффективности ДВС путем использования сжатого воздуха: моногр. / В.С. Кукис, В.А. Романов. – Saarbucher: Palmarium Academic publishing, 2014. – 144 с.

3. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей / Е.А. Лазарев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 288 с.