

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, Т.П. Белоусова, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ПРИ СЛОЕВОМ СЖИГАНИИ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ

1. Актуальность проблемы

Устойчивая тенденция к росту цен на нефть, а также прогнозы об исчерпании ее ресурсов в обозримом будущем делают проблему поиска альтернативных путей расширения топливной базы ДВС актуальной уже в настоящее время. Одним из возможных путей решения проблемы является разработка новых методов прямого сжигания твердых топлив, которые бы позволяли реализовать в поршневых двигателях наиболее эффективные термодинамические циклы. К их числу можно отнести слоевое сжигание твердых топлив с принудительной управляемой продувкой слоя. Основной особенностью твердотопливных поршневых двигателей (ТТПД) со слоевым сжиганием является то, что режим подвода теплоты в них напрямую связан с режимом продувки слоя. Последний, в свою очередь, задается законом перемещения вытеснителя. Таким образом, можно предположить, что в двигателях данного типа могут быть реализованы различные термодинамические циклы как характерные для существующих типов ДВС, так и специальные.

2. Анализ литературных источников

Современная теория ДВС выделяет три основных типа рабочих циклов: цикл Дизеля, Отто и Тринклера-Саботе, из которых лишь последние два нашли практическое применение [1]. Термодинамический анализ показывает, что существующие двигатели практически подошли к предельному теоретически возможному КПД рабочего процесса, что делает их дальнейшее совершенствование малоэффективным и связано со значительным усложнением

конструкции [2, 3]. В то же время основные положения классической термодинамики позволяют считать, что используемые в настоящее время циклы достаточно далеки от идеальных [4]. В существующих циклах практически не используются изотермические или близкие к ним процессы, лежащие в основе наиболее эффективного теоретического цикла Карно.

В значительной степени данная ситуация связана с невозможностью эффективно управлять процессом сжатия и подвода теплоты в существующих типах двигателей. В то же время особенности конструкции и рабочего процесса ТТПД позволяют эффективно воздействовать на характер протекания термодинамического цикла путем охлаждения воздушного заряда в процессе сжатия [5] и управления продувкой слоя твердого топлива [6].

3. Решение проблемы

Принципиальной особенностью рабочего процесса ТТПД является то, что топливо сжигается не в рабочем цилиндре, а в специальном выносном устройстве – реакторе. В свою очередь, реактор состоит из топочной и вытеснительной камер, которые разделены вытеснительным поршнем, выполняющим одновременно функции золотникового распределителя.

Топочная и вытеснительная камеры соединяются между собой каналом, а с рабочим цилиндром каналами, которые попеременно перекрываются вытеснителем. Твердое топливо, заполняющее топочную камеру, все время находится в активированном состоянии, то есть имеет температуру, достаточную

для протекания окислительных реакций с кислородом воздуха. При сжатии воздушный заряд поступает по каналу в вытеснительную камеру. При приближении поршня к ВМТ вытеснитель начинает подниматься, перекрывая один канал и открывая другой канал. Воздух из вытеснительной камеры поступает под слой топлива. Проходя через слой, кислород вступает в реакции с образованием горячих продуктов сгорания, которые возвращаются в рабочий цилиндр и совершают работу расширения. Процессы газообмена в ТТПД аналогичны процессам в классических ДВС.

В организации рабочего процесса в ТТПД можно выделить две особенности, которые принципиально отличают его работу от работы классических ДВС и могут лечь в основу совершенствования термодинамического цикла данного двигателя:

– активация процесса горения топлива осуществляется не за счет теплоты заряда, как в дизелях, и не от постороннего плазменного источника, как в бензиновых или газовых двигателях, а за счет теплоты, аккумулированной слоем твердого топлива;

– характер выделения теплоты в реакторе зависит от режима продувки, задаваемого законом перемещения вытеснительного поршня.

Первая особенность указывает на то, что температура заряда к концу сжатия не имеет существенного значения и может быть снижена путем его охлаждения в процессе сжатия, например, распыливанием воды в объеме рабочего цилиндра. Это позволит снизить затраты работы на сжатие и приблизить процесс к изотермическому. Подробно особенности такого способа охлаждения рассмотрены в работе 5.

Вторая особенность позволяет, изменяя закон движения вытеснителя, осуществлять подвод теплоты по характеристикам, близким к изохоре, изобаре, изотерме или их комбинациям.

Для анализа влияния приведенных выше факторов на характер протекания термодинамического цикла ТТПД была разработана математическая модель рабочего процесса. Она включает в себя подмодели процессов: газообмена, сжатия (в том числе и охлаждаемого) [5], подвода теплоты, расширения, слоя [7] и подмодель теплообмена рабочего газа со стенками цилиндра. Модель составлена с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС. Отдельные подмодели более подробно описаны в работах [5, 6, 7].

В качестве объекта моделирования был выбран ТТПД на базе малоразмерного высокооборотного четырехтактного дизеля 4Ч 10,5/11 (Д-144), у которого геометрическая степень сжатия в расчетах была увеличена до 18, а частота вращения принята равной 1500 мин^{-1} .

Было смоделировано шесть различных процессов: три классических с подводом теплоты при $p=\text{const}$, $V=\text{const}$ и $V=\text{const}+p=\text{const}$, а также три специальных с подводом теплоты при $T=\text{const}$, $V=\text{const}+T=\text{const}$, $p=\text{const}+T=\text{const}$. Все циклы моделировалось без охлаждения заряда и с охлаждением заряда в процессе сжатия путем распыливания воды. Эффективность влияния охлаждения заряда на рабочий процесс была обоснована ранее в работе [5]. Основные расчетные характеристики для рассмотренных процессов приведены в табл. 1. Расчетные графические зависимости изменения давления и температуры в рабочем цилиндре, закон перемещения вытеснителя, а также характеристики выделения теплоты, коэффициент и скорость тепловыделения (теплонапряженность) представлены на рис. 2, 3. На рис. 2 показаны расчетные зависимости для трех циклов, в которых моделировался изотермический подвод теплоты как самостоятельно, так и в сочетании с изо-

хорным и изобарным. На рис. 3 те же зависимости представлены для рабочих процессов с охлаждением

заряда в ходе сжатия.

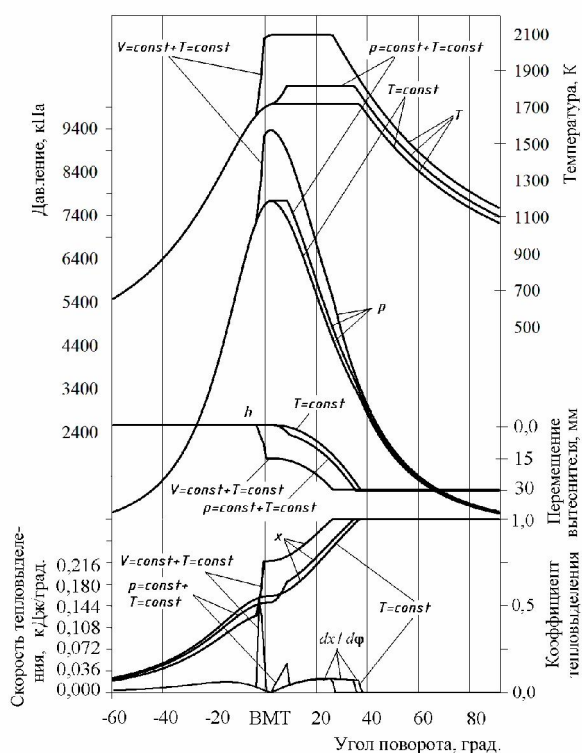


Рис. 2. Расчетные зависимости изменения давления и температуры, а также закон перемещения вытеснителя, коэффициент и скорость тепловыделения при отсутствии охлаждения заряда на сжатии для циклов с изотермическим подводом теплоты

Следует отметить, что наибольшая эффективность рабочего процесса достигается, когда заряд охлаждается не в течение всего сжатия [8], а в продолжение некоторого участка, за которым следует неохлаждаемое сжатие парогазовой смеси. Для рассматриваемого случая наибольшая эффективность рабочего процесса достигается при распыливании в цилиндре 77 мм³ воды. Моменту окончания испарения воды соответствует характерный прогиб на линии сжатия (на рис. 3 показан стрелкой).

Выбор закона перемещения вытеснителя осуществлялся путем машинной итерации отдельных точек кривой с шагом 1° по углу поворота коленчатого вала относительно того выходного параметра, по которому осуществлялась оптимизация тепловыде-

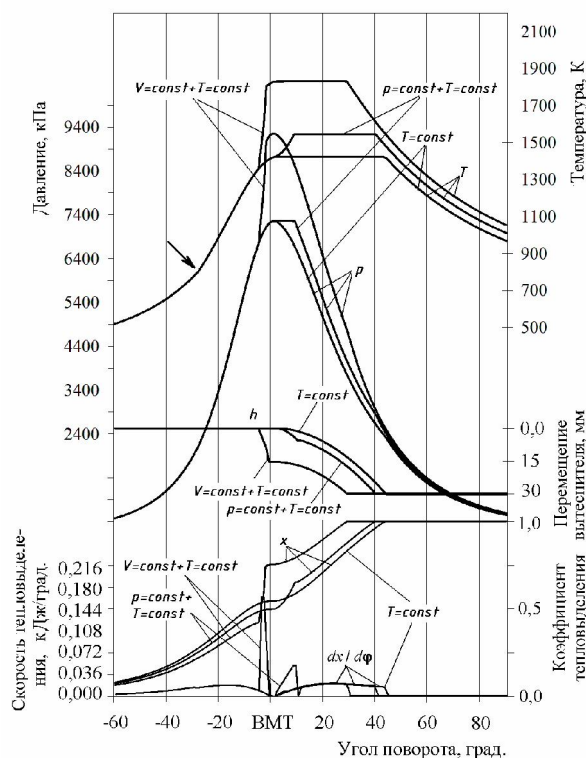


Рис. 3. Расчетные зависимости изменения давления и температуры, а также закон перемещения вытеснителя, коэффициент и скорость тепловыделения при охлаждении заряда на сжатии для циклов с изотермическим подводом теплоты

ления. При моделировании в качестве изохорного принимался участок цикла, лежащий в интервале -5°...ВМТ...5°. За этот угловой промежуток объем камеры сгорания изменялся не более, чем на 5%.

Результаты моделирования показали, что при использовании изотермического подвода теплоты существенного повышения эффективности рабочего процесса не происходит. Это объясняется тем, что сравнительно высокая температура сохраняется в цилиндре на протяжении длительного участка цикла, в течение которого существенно увеличивается площадь теплообмена со стенками цилиндра. Это приводит к значительным тепловым потерям. В то же время, при использовании изотермического подвода теплоты отмечается существенное снижение макси-

мальных температуры и давления цикла. По сравнению с изохорным подводом, снижение составляет 37 и 30% соответственно для рабочего процесса без охлаждения заряда, а для цикла с охлаждением – 42,3 и 32%. При этом снижение мощности составляет для обоих случаев примерно 26,5%. Из этого следует, что при одинаковом способе подвода теплоты изменение основных параметров цикла происходит пропорционально величине охлаждения заряда при сжатии.

Наиболее эффективным из всех рассмотренных является цикл с последовательным изохорным и изо-

термическим подводом теплоты, однако повышение эффективности, по сравнению с традиционным циклом с изохорным и изобарным подводом, незначительно и составляет 1,4% для случая с неохлаждаемым сжатием и 4,4% для случая с охлаждаемым сжатием. При этом снижение мощности для первого случая составляет 6,6%, а для второго 5,2%. Более высокая эффективность и незначительное снижение мощности для цикла с охлаждением объясняется более рациональным распределением тепловыделения относительно ВМТ.

Таблица 1. Основные расчетные характеристики процессов в ТТД

| | Способ подвода теплоты | | | | | | | | | | | |
|---|------------------------|--------|----------|--------|----------|--------|-------------------|--------|--------------------|--------|--------------------|--------|
| | изохора | | изобара | | изотерма | | Изохора + изобара | | Изохора + изотерма | | Изобара + изотерма | |
| | Без охл. | С охл. | Без охл. | С охл. | Без охл. | С охл. | Без охл. | С охл. | Без охл. | С охл. | Без охл. | С охл. |
| Максимальная скорость вытеснителя, м/с | 27,62 | 27,62 | 37,92 | 31,45 | 15,80 | 11,80 | 27,62 | 27,62 | 55,35 | 55,35 | 15,04 | 11,66 |
| Масса топлива, сгоревшего за цикл, г | 0,033 | 0,036 | 0,033 | 0,035 | 0,027 | 0,027 | 0,033 | 0,036 | 0,030 | 0,033 | 0,028 | 0,0295 |
| Работа, совершаемая за цикл, кДж | 0,581 | 0,686 | 0,555 | 0,653 | 0,428 | 0,502 | 0,579 | 0,687 | 0,541 | 0,651 | 0,468 | 0,560 |
| Индикаторный КПД рабочего процесса | 0,499 | 0,541 | 0,479 | 0,529 | 0,459 | 0,527 | 0,502 | 0,544 | 0,509 | 0,569 | 0,476 | 0,543 |
| Инд. часовой расход твердого топлива, кг | 1,50 | 1,63 | 1,49 | 1,59 | 1,20 | 1,23 | 1,49 | 1,63 | 1,37 | 1,47 | 1,27 | 1,33 |
| Часовой расход условного топлива, кг * | 1,23 | 1,34 | 1,22 | 1,30 | 0,99 | 1,01 | 1,22 | 1,34 | 1,12 | 1,21 | 1,0415 | 1,0920 |
| Инд. удельный расход теплоты кДж/(кВт×ч) | 7214 | 6654 | 7509 | 6807 | 7840 | 6831 | 7167 | 6612 | 7073 | 6322 | 7568 | 6627 |
| Удельный расход усл. топлива, кг/(кВт×ч)* | 0,170 | 0,157 | 0,177 | 0,160 | 0,184 | 0,161 | 0,169 | 0,156 | 0,166 | 0,149 | 0,178 | 0,156 |
| Среднее индикаторное давление, МПа | 0,61 | 0,72 | 0,58 | 0,67 | 0,45 | 0,53 | 0,61 | 0,72 | 0,57 | 0,68 | 0,491 | 0,59 |
| Индикаторная мощность кВт | 7,26 | 8,57 | 6,94 | 8,16 | 5,35 | 6,28 | 7,24 | 8,59 | 6,76 | 8,14 | 5,85 | 7,00 |
| Максимальная температура цикла, °С, | 2274 | 1991 | 2044 | 1782 | 1445 | 1145 | 2207 | 1961 | 1824 | 1559 | 1545 | 1280 |
| Температура в конце расширения, °С | 633,5 | 544, 2 | 635,1 | 546,7 | 556,1 | 478,5 | 634,3 | 546,7 | 620,1 | 544, 9 | 583,9 | 511,6 |
| Максимальное давление цикла, МПа, | 11,05 | 10,73 | 7,74 | 7,40 | 7,74 | 7,26 | 10,06 | 10,14 | 9,37 | 9,25 | 7,74 | 7,26 |
| Давление в конце расширения, МПа | 0,223 | 0,227 | 0,223 | 0,228 | 0,205 | 0,211 | 0,223 | 0,228 | 0,220 | 0,228 | 0,212 | 0,220 |

* $H_u=42,7\text{МДж/кг}$

Из таблицы 1 и рис. 2 и 3 видно, что для рассматриваемых условий охлаждения заряда на линии сжатия позволяет более существенно воздействовать на эффективность рабочего процесса, чем использование изотермического подвода теплоты. Следует отметить, что охлаждение заряда по-разному влияет на эффективность рабочих процессов с различными способами подвода теплоты. Здесь наблюдается устойчивая тенденция более значительного повышения индикаторного КПД в циклах с изотермическим подводом теплоты. Так, для традиционного способа подвода теплоты при $V=\text{const}+p=\text{const}$ применение охлаждаемого сжатия приводит к повышению индикаторного КПД на 7,7%, в то время как для цикла с изотермическим подводом теплоты повышение составляет 12,9%. Для циклов с подводом теплоты при $V=\text{const}+T=\text{const}$ и $p=\text{const}+T=\text{const}$ повышение составляет 10,5 и 12,34% соответственно. Отмечается также устойчивая тенденция к снижению максимальных температуры и давления цикла. При этом снижение температуры для всех циклов сильно не отличается и составляет 246...295,9°C. Это подтверждает высказанное ранее предположение о том, что температура в охлаждаемом цикле снижается пропорционально степени охлаждения заряда и мало зависит от способа подвода теплоты [9]. Снижение максимального давления наиболее значительно для циклов, у которых подвод теплоты не сопровождается ростом давления. Для цикла с изотермическим процессом снижение составляет 0,48МПа, в то же время для цикла с подводом теплоты по $V=\text{const}+p=\text{const}$ снижение не превышает 0,08МПа. Таким образом, можно предположить, что подвод теплоты по изотерме в реальном цикле теплового двигателя не дает тех термодинамических преимуществ, которые характерны для идеального цикла,

главным образом за счет возрастания потерь теплоты в стенки рабочего цилиндра. Эти выводы подтверждаются и результатами экспериментальных исследований, выполненных еще в начале прошлого века [9]. Очевидно, что наиболее оптимальный закон подвода теплоты в цикле ТТПД должен протекать, не подчиняясь какому-либо определенному порядку чередования изопроцессов, а происходить политропно. Оптимальность подвода теплоты зависит от моментов начала и окончания подъема вытеснителя, закона его движения, продолжительности продувки. Исследование влияния этих параметров на рабочий процесс ТТПД требует отдельного, более детального исследования.

Выводы

Результаты моделирования различных способов подвода теплоты в ходе осуществления термодинамического цикла ТТПД показали:

– при изотермическом подводе теплоты сравнительно высокая температура, которая сохраняется в цилиндре на протяжении длительного участка цикла, в течение которого значительно увеличивается площадь теплообмена со стенками, не позволяет получить существенного повышения эффективности рабочего процесса;

– использование изотермического подвода теплоты сопровождается снижением максимальных температуры и давления цикла. По сравнению с изохорным подводом снижение составляет 37 и 30% соответственно для рабочего процесса без охлаждения заряда, а для цикла с охлаждением – 42,3 и 32%, при этом снижение мощности составляет для первого и второго случая примерно 26,5%;

– из всех рассмотренных наиболее эффективным является цикл с последовательным изохорным и

изотермическим подводом теплоты. Однако повышение эффективности, по сравнению с традиционным циклом Тринклера-Саботе, незначительно и составляет 1,4% для случая с неохлаждаемым сжатием и 4,4% для случая с охлаждаемым сжатием. При этом снижение мощности для первого случая составляет 6,6%, а для второго 5,2%. Более высокая эффективность и меньшее снижение мощности для цикла с охлаждением объясняется более рациональным распределением тепловыделения относительно ВМТ;

– охлаждение заряда на линии сжатия позволяет более существенно воздействовать на эффективность рабочего процесса, чем использование изотермического подвода теплоты. Очевидно, что наиболее оптимальный закон подвода теплоты в цикле ТГПД должен протекать, не подчиняясь какому-либо определенному порядку чередования изопроцессов, а политропно;

– использование охлаждения заряда для циклов с изотермическим подводом теплоты позволяет повысить их эффективность на 10...12%, в то время как для традиционных циклов это повышение составляет 7...9%.

Список литературы:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. / под ред. проф. Орлин А.С., Круглова М.Г. – М.: «Машиностроение», 1983. – 480 с. 2. Чайнов Н.Д. Проблемы и пер-

спективы поршневого двигателестроения в России. // «Двигателестроение» 2001. №4 – С. 46-47. 3. Гордеев П.А., Яковлев Г.В. Судовое дизелестроение в конце прошлого века, прогнозы на будущее. // «Двигателестроение» – 2002, №1. – С. 12-14. 4. Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: «Энергия», 1968. – С. 85-94. 5. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС. // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ(ХПИ) – 2006. – № 1. – С. 72-78. 6. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006.– 451с. 7. Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. Моделирование процесса формирования слоя твердого топлива в реакторе твердотопливного поршневого двигателя со слоевым сжиганием. // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ(ХПИ) – 2006. – № 2. – С. 126-130. 8. Белоусов Е.В. Охлаждение заряда путем распыливания воды и его влияние на рабочий процесс твердотопливного поршневого двигателя // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник / АДІ ДонНТУ – Горлівка. 2006. – №2 (3). – С. 22-28. 9. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование: в 2-х Т – Т.2. – М.: «МАКИЗ», 1928. – С. 803.