Список литературы:

1. Акопян С.И. Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием. – М.: Машгиз, 1945. – 128 с. 2. Chome M.A., Havstad P.H., Simko A.O., Stockhausen W. F. Fuel tolerance tests with the Ford PROCO engine // «SAE Techn. Pap. Ser.». – 1981. – №810439. См. также РЖ ДВС. – 1982, 1.39.300. 3. Петруничев А.И., Коробченко С.В. Бензиновые двигатели с послойным распределением топлива в заряде (обзор). – М.: Изд-во НИИавтопром, 1976. – 70с. 4. Вахошин Л.И., Маркова И.В., Тернопольская Э.Б. Итоги науки и техники // Серия Двигатели внутреннего сгорания / Бензиновые автомобильные ДВС с послойным распределением топлива в заряде. – М.: 1977. – Т. 2. Деп. в ВИНИТИ. – С. 162. 5. Глазовский С.А., Дмитриевский А.А., Шатров Е.В. Тенденции развития автомобильных бензиновых двигателей (обзорная информация). – М.: Изд-во НИИавтопром, 1982. – 47с. 6. Rixman W. Der MAN-FM-Motoren // ATZ. – 1965, Nr. 10. 7. Гериман И.И., Грудский Ю.Г., Сарафанов С.К., Филипосянц Т.Г. Многотопливные дизельные двигатели с посторонним зажиганием (гибридные двигатели). – М.: Издво НАМИ, 1975. – 83 с. 8. Корогодський В.А. Вдосконалення процесів сумішоутворення та згоряння в двигунах з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03 / НТУ "ХПІ". – Харьков, 2004. – 20 с.

УДК 621.43.018

В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) представляют собой упрощенные диаграммы круговых процессов преобразования теплоты в механическую работу, отражающие основные особенности реальных циклов. В термодинамических циклах ДВС с традиционными схемами организации рабочих процессов (степень сжатия є равна степени расширения δ) в качестве рабочего тела принимается идеальный газ, процесс сгорания в реальных циклах заменен в термодинамических циклах подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме, постоянном давлении или при подводе части теплоты при постоянном объеме Q'_1 ,

а части теплоты при постоянном давлении Q_1'' . Процессы газообмена в реальном цикле в термодинамическом цикле заменены отводом теплоты Q_2 при постоянном объеме. Процессы сжатия и расширения в термодинамических циклах двигателей внутреннего сгорания предполагаются адиабатическими. Подобная схематизация реальных процессов в надпоршневой полости ДВС позволяет установить относительно простые аналитические зависимости термического коэффициента полезного действия (КПД) цикла от параметров цикла:

цикл с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при V = const:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa - 1}}; \tag{1}$$

цикл с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при p = const:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa \varepsilon^{\kappa - 1} (\rho - 1)}; \qquad (2)$$

цикл со смешанным подводом теплоты ($Q_1 = Q'_1 + Q''_1$) к рабочему телу:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^{\kappa} - 1}{\varepsilon^{\kappa - 1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)]}.$$
 (3)

Здесь κ – показатель адиабаты ($\kappa = 1,4$); λ – степень повышения давления; ρ – степень предварительного расширения.

В этих термодинамических циклах

$$\delta = \rho \, \delta' = \varepsilon \,, \tag{4}$$

где δ' – степень последующего расширения (в термодинамическом цикле с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$).

При этом степень сжатия традиционно рассматривается как основной параметр термодинамического цикла, определяющий термический, а соответственно, и индикаторный КПД двигателя. В действительности же термический КПД цикла зависит и от степени сжатия и от степени расширения рабочего тела (соотношения степени сжатия и степени расширения).

Цикл с продолженным расширением (степень расширения б значительно больше степени сжатия) пытались реализовать практически для повышения эффективности преобразования теплоты в механическую работу Н. Отто и Р. Дизель в трехцилиндровом двигателе, у которого два крайних цилиндра работают по четырехтактному циклу, а средний – по двухтактному [1]. Средний цилиндр (с большим диаметром) используют для дальнейшего расширения рабочего тела, поступающего в него из основных цилиндров, т.е. в среднем цилиндре осуществляются только такты расширения и выпуска отработавших газов. Однако повышение КПД двигателей при этой схеме реализации цикла с продолженным расширением было незначительным вследствие увеличения потерь теплоты в стенки, механических потерь на трение, гидравлических потерь на перетекание продуктов сгорания из рабочих цилиндров в расширительный цилиндр.

В современных комбинированных двигателях внутреннего сгорания дополнительное расширение продуктов сгорания топлива обычно осуществляют в газовой турбине, мощность которой используют только для привода нагнетателя (мощность турбины $N_{\rm T}$ равна мощности нагнетателя $N_{\rm H}$) или через редуктор мощность турбины передают на коленчатый вал двигателя, а привод нагнетателя осуществляют от коленчатого вала. Используются и другие схемы передачи мощности газовой турбины на коленчатый вал.

Давление газов перед турбиной р_т в комбинированном двигателе с избыточной мощностью турбины $(N_{\rm T} > N_{\rm H})$ выше давления воздуха за нагнетателем ps. Максимального значения избыточная мощность турбины достигается при отношении $p_{\rm T}/p_s =$ 1,2-1,3 (в двигателе со свободным турбокомпрессором $p_{\rm T}/p_s = 0.8 - 0.9$). Повышение эффективного КПД установки составляет только 5 - 6 %, так как при увеличении отношения p_{T}/p_{s} свыше 1,3 увеличение потери мощности на осуществление процессов газообмена начинает превышать прирост избыточной мощности турбины [2]. При реализации цикла с продолженным расширением в одном цилиндре существенное повышение эффективного КПД двигателя может быть достигнуто без использования дополнительно устройства расширения рабочего тела, в частности в двигателях с искровым зажиганием [3].

Цикл с продолженным расширением рабочего тела возможно осуществить с каждым из рассмотренных выше способов подвода теплоты Q_1 к рабочему телу. Отвод теплоты от рабочего тела Q_2 в циклах с продолженным расширением может быть осуществлен при постоянной температуре рабочего тела, постоянном давлении или при смешанном отводе теплоты от рабочего тела, т.е. часть теплоты (Q'_2) отводится от рабочего тела при постоянном объеме, а часть (Q''_2) – при постоянном давлении. Таким образом, возможны 9 различных вариантов термодинамических циклов с продолженным расширением.

Рассмотрим, для примера, 3 возможных варианта термодинамических циклов с продолженным расширением и подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме (рис.1): с отводом теплоты Q_2 от рабочего тела при постоянной температуре (рис.1а), при постоянном давлении (рис.1б) и со смешанным отводом теплоты Q_2 от рабочего тела (рис.1с). Эти термодинамические циклы относительно несложно реализовать в двухтактных двигателях с клапанным газораспределением, непосредственным впрыском топлива, глубоким расслоением топливовоздушной смеси, искровым зажиганием топливовоздушной смеси и регулируемыми фазами газораспределения (моментами открытия и закрытия клапанов).

Как и в случае традиционного термодинамического цикла ДВС с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме в рассматриваемых термодинамических циклах с продолженным расширением подвод теплоты Q_1 к рабочему телу также осуществляется при постоянном объеме, т.е.

$$Q_{1} = MC_{v}(T_{3} - T_{2}) = MC_{v}T_{1}\varepsilon_{\partial}^{\kappa-1}(\lambda - 1), (5)$$

где M – масса рабочего тела; C_v – удельная массовая теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме; $\varepsilon_{\partial} = V_1/V_2$.



Рис. 1. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с подводом теплоты к рабочему телу при V = const и продолженным расширением

Отвод теплоты Q_2 от рабочего тела в рассматриваемых циклах зависит от термодинамического процесса, осуществляемого на участке отвода теплоты от рабочего тела (4–1 на рис.1а и рис.1b; 4–1 и 5– 1 на рис.1с). При отводе теплоты от рабочего тела при постоянной температуре ($T_4 = T_1$; $\lambda = (\delta/\varepsilon_{\partial})^{\kappa-1}$ – рис.1а), отведенная от рабочего тела теплота Q_2 равна работе сжатия на участке 4–1:

$$Q_2 = L_{4-1} = MR T_1 \ln \frac{V_4}{V_1} = MR T_1 \ln \frac{\delta}{\varepsilon_{\partial}}, \quad (6)$$

где *R* – газовая постоянная для 1 кг газа.

Соответственно термический КПД термодинамического цикла при отводе теплоты Q_2 от рабочего тела при постоянной температуре, если принять, что $C_v = R/(\kappa - 1)$,

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(\kappa - 1) \ln \frac{\delta}{\varepsilon_{\partial}}}{\varepsilon_{\partial}^{\kappa - 1} (\lambda - 1)};$$
(7)

В случае отвода теплоты от рабочего тела при постоянном давлении ($p_4 = p_1$; $\lambda = (\delta/\varepsilon_{\partial})^{\kappa}$ – puc.1b)

$$Q_{2} = MC_{p}(T_{4} - T_{1}) =$$

$$= MC_{p}T_{1}\left[\lambda\left(\frac{\varepsilon_{\partial}}{\delta}\right)^{\kappa-1} - 1\right]; \quad (8)$$

$$\eta_{t} = 1 - \frac{Q_{2}}{Q_{1}} = 1 - \frac{\kappa \left[\lambda - \left(\frac{\delta}{\varepsilon_{\partial}}\right)^{\kappa-1}\right]}{\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}, \quad (9)$$

где C_p – удельная массовая теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении.

При отводе части теплоты Q'_2 от рабочего тела при постоянном объеме и части теплоты Q''_2 при постоянном давлении (рис. 1c)

$$Q_{2} = Q'_{2} + Q''_{2} = MC_{v}(T_{4} - T_{5}) + MC_{p}(T_{5} - T_{1}) =$$

$$= MC_{v}T_{1} \Big[\lambda (\varepsilon_{\partial} / \delta)^{\kappa - 1} - \delta / \varepsilon_{\partial} \Big] + MC_{p}T_{1} (\delta / \varepsilon_{\partial} - 1); \qquad (10)$$

$$\eta_{t} = 1 - \frac{Q_{2}}{Q_{1}} = 1 - \frac{\left[\lambda - (\delta/\varepsilon_{\partial})^{\kappa}\right] + \kappa (\delta/\varepsilon_{\partial})^{\kappa-1} (\delta/\varepsilon_{\partial} - 1)}{\delta^{\kappa-1} (\lambda - 1)}.$$
(11)

Последняя зависимость термического КПД цикла (11) от параметров цикла при равенстве степени сжатия и степени расширения ($\varepsilon_{\partial} = \delta$) преобразуется в зависимость (1). К этому же виду может быть приведено и уравнение (9), если принять $\kappa = 1$ (отвод теплоты Q_2 от рабочего тела осуществляется при постоянном объеме). Подобные условия для преобразования зависимости (7) некорректны, поскольку при $\varepsilon_{\partial} = \delta$ равенство температуры в конце расширения (T_4) и в начале сжатия (T_1) в термодинамическом цикле возможно только при $\lambda = 1$ ($Q_1 = 0$).

Термический КПД цикла с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме ($V_3 = V_2$) и отводе теплоты Q_2 от рабочего тела при постоянном объеме ($V_4 = V_1$) зависит только от степени расширения рабочего тела б (кривая 0 на рис.2). Если принять $\varepsilon = 1$ и отвод теплоты от рабочего тела Q_2 осуществлять при постоянной температуре (кривая 1) или при постоянном давлении (кривая 2) термический КПД цикла будет зависеть и от степени расширения рабочего тела б и от степени повышения давления λ на участке подвода теплоты к рабочему телу (кривые 1 и 2 на рис.2). С увеличением степени сжатия до 8 значения термического КПД циклов с продолженным расширением рабочего тела как с отводом теплоты от рабочего тела при T = const (кривая 1'), p = const (кривая 2'), так и с отводом части теплоты Q'_2 при постоянном объеме, а части теплоты Q'' при постоянном давлении (кривая 2''), приближаются к значениям термического КПД традиционного цикла ДВС ($\delta = \varepsilon$, $V_3 = V_2$, $V_4 = V_1$). При этом повышение термического КПД цикла с продолженным расширением и $\varepsilon = 8$ с увеличением степени расширения δ с 8 до 24 возрастает примерно на 18 %. Чем ниже будет степень сжатия, тем больше будет повышение термического КПД с увеличением степени расширения в цикле с продолженным расширением.

Термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу и продолженным расширением (рис.3) зависит и от степени повышения давления λ и от степени предварительного расширения р. Повышение термического КПД этого цикла (ε_{o} = 16) с увеличением степени расширения δ (кривая 3 на рис.2) будет примерно таким же, как в цикле с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме и отводом теплоты от рабочего тела при постоянном объеме (кривая 0 на рис.2).





Термический КПД цикла с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме и с продолженным расширением ($\varepsilon_o = 8$) при значениях степени повышения давления $\lambda = 3$, примерно соответствующих значениям λ в двигателях с искровым зажиганием при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,9 - 1$, приближается к значениям термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты к рабочему телу при $\varepsilon_o = 16$ без продолженного расширения (кривая 2" на рис.2).



Рис. 3. Термодинамический цикл со смешанным подводом теплоты к рабочему телу и продолженным расширением

Заключение

Продолженное расширение рабочего тела предпочтительней, с точки зрения практического использования, в термодинамических циклах с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме и пониженных степенях сжатия (7 – 10). Использование термодинамического цикла с продолженным расширением только в надпоршневой полости и подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме позволит увеличить термический КПД цикла, а соответственно и индикаторный КПД двигателя с искровым зажиганием, на 10 – 20 %.

Список литературы:

1. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания. Том 2 // М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с. 2. Дьяченко В.Г. Влияние числа оборотов на основные показатели комбинированного двигателя. – Автореф. канд. дисс. ХПИ, 1963. – 20 с. 3. Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – с. 27 – 29.