

ПРЕДЕЛЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВС

*В.Л. Ерофеев, д.т.н., проф., Н.Б. Ганин, к.т.н, доцент, А.С. Пряхин к.т.н, проф.,
ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова*

В качестве гипотезы предлагается теоретическое обоснование пределов термодинамического КПД идеального цикла теплового двигателя. Предложен гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении до атмосферного давления в утилизационной газовой турбине. Работа предлагаемого гипотетического цикла в 1,5–2 раза выше известных циклов тепловых двигателей. Повышение энергетической эффективности теплоэнергетических установок с использованием предложенного цикла возможно как за счет повышения индикаторного КПД, так и за счет когенерации и тригенерации.



содержат теоретического обоснования практических результатов и анализа протекания термодинамических процессов и пределов их совершенства.

Целью данной статьи является обоснование теоретических пределов энергетического совершенства рабочего цикла ДВС и разработка направлений для его реализации. Научной базой исследования является концепция предельно эффективной (ПЭТ) и реально достижимой технологий топливоиспользования (РДТ).

Предельная эффективность использования энергоресурсов (топлива) в двигателях может быть описана идеальными термодинамическими соотношениями процессов передачи и преобразования энергии [1, 2]. Реально достижимая технология топливоиспользования может быть оценена реально получаемым коэффициентом полезного действия (КПД) двигателя. Связь между различными КПД устанавливается следующими зависимостями:

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi};$$

$$\eta_i^{\text{ПЭТ}} = \eta_t^{\text{ПЭТ}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ПЭТ}}; \eta_i^{\text{РДТ}} = \eta_t^{\text{РДТ}} \cdot \eta_{oi}^{\text{РДТ}}, \quad (1)$$

где $\eta_i, \eta_i^{\text{ПЭТ}}, \eta_i^{\text{РДТ}}$ — индикаторные (внутренние) КПД реальных циклов; $\eta_t, \eta_t^{\text{ПЭТ}}, \eta_t^{\text{РДТ}}$ — термические (теоретические) КПД идеальных циклов; $\eta_{oi}, \eta_{oi}^{\text{ПЭТ}}, \eta_{oi}^{\text{РДТ}}$ — относительные индикаторные (относительные внутренние) КПД, учитывающие отличие протекания реальных процессов от идеальных.

Все особенности процессов указанных реальных циклов с той или иной полнотой укладываются во внутренний относительный КПД, а потеря работоспособности вследствие необратимости реальных процессов оценивается энтропийным или эксергетическим методами. Именно такое разнообразие подходов и вызывает появ-

Термодинамический метод исследования, как известно, является основой изучения процессов преобразования энергии в ДВС. Развитие теории ДВС и многообразие новых конструкций вызывает необходимость более четкого определения термодинамических понятий и особенностей организации процессов преобразования энергии в конкретных устройствах.

Приоритет практики перед теорией иногда не позволяет понять, почему глубоко разрабатывая узкий вопрос, получают результат, оказывающийся в пределах точности эксперимента. В современных условиях развития двигателестроения приоритет теории несомненен, например, идеальный цикл Карно остается предельно эффективным, но технически неосуществим.

Среди множества реальных циклов идеальных немного. Их комбинации в бинарные циклы дают возможность выполнить анализ теоретических пределов реальных достижений. Одними из таких идеальных циклов является предлагаемый гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении до атмосферного давления в утилизационной газовой турбине.

В отечественной учебной и научно-технической литературе даются подробные описания теории и практики двигателестроения, однако научные статьи последнего периода, как правило, не

ление множества отдельных коэффициентов полезного действия, что зачастую приводит к путанице и подмене понятий. Например, цикл Миллера, по мнению авторов [8, 9], вряд ли стоит рассматривать как самостоятельный цикл, а скорее как разновидность уже существующих термодинамических циклов. Здесь следует уточнить, что цикл Миллера не является термодинамическим (обратимым) циклом, поскольку описывает способ организации рабочего процесса и представляет особый рабочий цикл. Поэтому использование западными авторами таких терминов, как цикл Отто–Миллера и цикл Дизеля–Миллера справедливо только для рабочих циклов, но не для обратимых теоретических циклов.

Авторам неоднократно приходилось рассматривать предложения, которые оказывались, в конечном итоге, предложением Вечного двигателя второго рода искренне заблуждавшихся людей. Свежим примером служит статья [14] в Международном научно-техническом журнале, включенном в перечень ВАК, где из-за неточности определения понятий к термодинамическим циклам и оценке их эффективности относят «промежуточные циклы» и «акустический эффект». Формулируется тезис «... идеальные циклы Стирлинга и Эриксона при сравнительно более простой реализации имеет такой же КПД, как и у идеального цикла Карно: $\eta_{\text{Карно}} = \eta_{\text{Стирлинга}} = \eta_{\text{Эриксона}} = 1 \dots$ ».

Эта формула приравнивает названные циклы двигателей к Вечному двигателю второго рода. И если это не элементарная опечатка, то грубая ошибка отрицания второго и третьего начала термодинамики.

Общепринятых обратимых теоретических циклов немного. Это циклы: Карно, идеальные циклы реальных двигателей — Стирлинга, Отто, Дизеля, Тринклера–Сабатэ, газотурбинных установок с изобарным и изохорным подводом теплоты, а также цикл пароэнергетических установок Ренкина и их комбинации в бинарных установках. Все иные термодинамические циклы могут быть составлены из комбинации различных равновесных процессов.

Рассмотрим в качестве примера комбинированный цикл турбопоршневого двигателя, используя для этого рабочую и тепловую диаграммы рис. 1.

Цикл двигателя представлен процессами с характерными точками 1-2-3*-3-4_v, а цикл газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты — процессами с точками 0-1-4_v-4_p. Термодинамический предел энергетического совершенства теплового двигателя в том же ин-

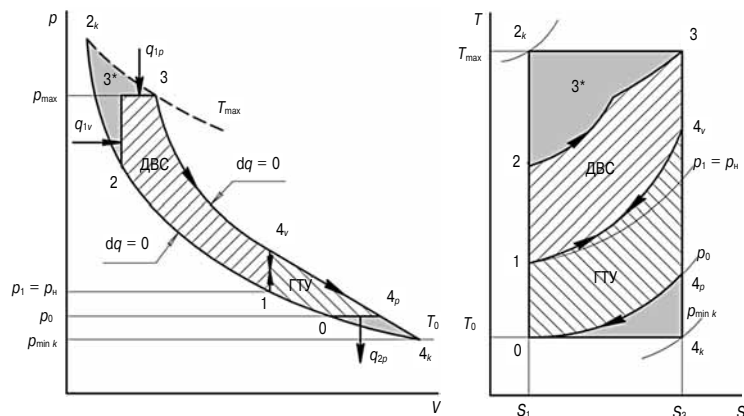


Рис. 1. Комбинированный цикл турбопоршневого двигателя

тервале температур представлен циклом Карно — (0-2k-3-4k). Однако отношение максимального и минимального давлений в цикле Карно оказывается очень большим. Так, например, в адиабатных процессах сжатия 0-2k и расширения 3-4k получаем:

$$\frac{p_{2k}}{p_{4k}} = \left(\frac{T_{\max}}{T_0} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot \frac{p_0}{p_{\max}}. \quad (2)$$

При максимальной температуре цикла 2000 °С и максимальном давлении сгорания 15 МПа при стандартных параметрах давления и температуры окружающей среды это отношение составит величину порядка 10^4 , причем для получения p_{4k} требуется вакуум, следовательно, реализовать цикл Карно чрезвычайно трудно и экономически нецелесообразно. Этот цикл остается термодинамическим пределом энергетического совершенства идеальных циклов в заданном интервале температур, а его КПД — теоретический показатель предельной эффективности топливоиспользования.

Осуществляя реальные циклы, следует всегда стремиться приблизить действительные процессы сжатия и расширения к изотермическим. В реальных условиях такое приближение осуществляется применением многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением и многоступенчатого расширения газа с промежуточным подводом теплоты.

В соответствии с методами совершенствования термодинамических циклов [4–6] повысить термический КПД цикла можно не только повышая пределы температур и давлений, но и за счет охлаждения наддувочного воздуха в процессе сжатия и дополнительного подвода теплоты в процессе расширения [5]. Однако наибольший эффект дает комбинирование циклов, надстройка одного цикла над другим, позволяющим использовать теплоту, отводимую от верхнего цикла в нижний, когда нижний цикл по отношению к

верхнему становится утилизационным, а весь комбинированный цикл становится бинарным.

Рассмотрим бинарный идеальный цикл ДВС с утилизационной газовой турбиной с учетом максимально возможного подвода теплоты в цилиндре.

Реально достижимые показатели топливоиспользования следует определять не только в диапазоне предельно достижимых температур, но и в диапазоне предельно достижимых давлений.

Попробуем обосновать теоретические пределы реально достижимых технологий топливоиспользования в бинарном цикле турбопоршневого двигателя, составив его идеальный цикл из равновесных (обратимых) процессов, которые с определенными допущениями можно осуществить в реальных циклах.

Зададимся некоторыми предельными параметрами:

T_{min}, p_{min} — параметры окружающей среды;

T_{max}, p_{max} — абсолютные максимальные температуры и давление цикла;

$T_{max}^{ГТУ}$ — максимальная абсолютная температура газа на входе в турбину ДВС с газотурбинным наддувом;

$p_{max}^{ГТУ}$ — соответствующее этой температуре давление наддува.

Предлагаемый идеальный гипотетический цикл представим в координатах $p-v$ и $T-s$ на рис. 2.

Цикл складывается из следующих процессов:

($a-1-b$) — изотермический процесс охлаждения надувочного воздуха (рабочего тела);

($b-2_{pt}$) — адиабатное сжатие в цилиндре до максимально допустимого давления в ДВС;

($2_{pt}-3$) — изобарный подвод теплоты до T_{max} ;

($3-5$) — изотермический подвод теплоты при максимально допустимой абсолютной температуре газа T_{max} в поршневой части ДВС;

($5-6$) — адиабатное расширение рабочего тела в поршневой части ДВС до температуры, максимально допустимой в газотурбинной установке, $T_{max}^{ГТУ}$;

($6-c$) — продолженное адиабатное расширение в газотурбинной части (в утилизационной газовой турбине) до минимального давления (давление окружающей среды);

($c-1$) — изобарный отвод теплоты при минимальном давлении.

Для предлагаемого идеального гипотетического обратимого цикла (с изобарным и изотермическим

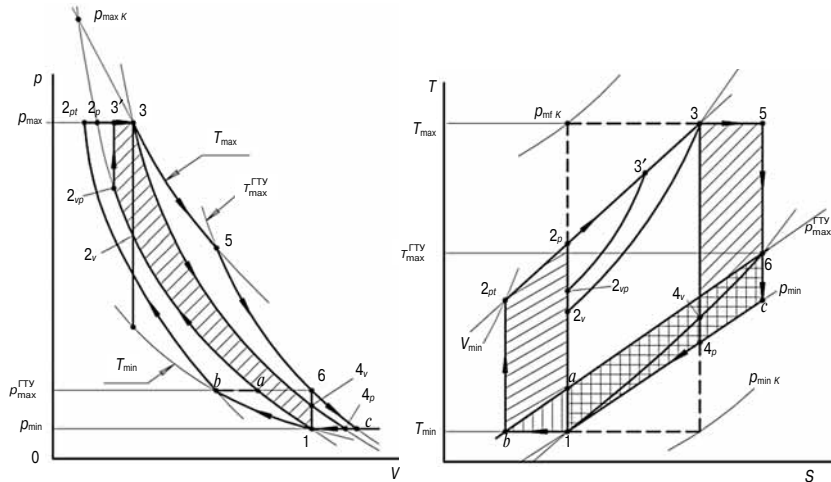


Рис. 2. Идеальный гипотетический цикл турбопоршневого ДВС с изотермическим охлаждением, дополнительным изотермическим подводом теплоты и продолженным расширением

подводом теплоты) справедливы следующие соотношения:

— степень предварительного изотермического сжатия (в компрессоре наддува)

$$\epsilon_{pt}^t = \frac{v_1}{v_b} = \frac{p_b}{p_1} = \frac{p_{max}^{ГТУ}}{p_{min}}; \quad (3)$$

— степень окончательного сжатия (в цилиндре ДВС)

$$\epsilon_{pt}^{ад} = \frac{v_b}{v_{2pt}} = \left(\frac{p_{max}}{p_{max}^{ГТУ}} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad (4)$$

— степень предварительного (изобарного) расширения

$$\rho_{pt}^p = \frac{v_3}{v_{2pt}} = \frac{T_3}{T_{2pt}} = \frac{T_{max}}{T_{min}} \left(\frac{p_{max}^{ГТУ}}{p_{max}} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad (5)$$

— степень промежуточного (изотермического) расширения (в цилиндре ДВС)

$$\rho_{pt}^t = \frac{v_5}{v_3} = \frac{p_3}{p_5} = \frac{p_{max}}{p_5}; \quad (6)$$

— степень окончательного (адиабатного) расширения (в цилиндре ДВС)

$$\rho_{pt}^{ад} = \frac{v_6}{v_5} = \left(\frac{p_5}{p_6} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_5}{p_{max}^{ГТУ}} \right)^{\frac{1}{k}}; \quad (7)$$

— степень продолженного (адиабатного) расширения в турбине бинарного цикла (утилизационной газовой турбине — УГТ)

$$\rho_{pt}^{турб} = \frac{v_c}{v_6} = \left(\frac{p_6}{p_c} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_{max}^{ГТУ}}{p_{min}} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (8)$$

Между степенями сжатия и расширения существует следующая зависимость:

$$\varepsilon_{pt}^t \varepsilon_{pt}^{ад} = \rho_{pt}^p \rho_{pt}^t \rho_{pt}^{ад}. \quad (9)$$

В этот гипотетический цикл вписываются все идеальные циклы ДВС с различными способами подвода и отвода теплоты.

Используя традиционные методы термодинамики, можно вывести формулу для термического КПД реально достижимых технологий гипотетического цикла $\eta_i^{РДТ}$ через указанные степени сжатия и расширения

$$\eta_i^{РДТ} = 1 - \frac{(\rho_{pt}^{турб} - 1) + \frac{k-1}{k} \ln \varepsilon_{pt}^t}{(\varepsilon_{pt}^{ад})^{k-1} \left[(\rho_{pt}^p - 1) + \frac{k-1}{k} \ln \rho_{pt}^t \right]}. \quad (10)$$

Для количественной оценки идеальных циклов — термического КПД и работы — используем соотношения для термодинамических идеальных процессов, считая рабочим телом воздух, $c_p = 1,00$ кДж/(кг·К), $c_v = 0,72$ кДж/(кг·К), $R = 0,287$ кДж/(кг·К), показатель адиабаты $k = 1,4$, начальные параметры: $T_{min} = 300$ К, $p_{min} = 0,1$ МПа, а максимальная температура газов перед утилизационной турбиной $T_{min}^{ГТУ}$ К.

В соответствии с опубликованными в 2011 г. результатами европейской программы «Геркулес» [13] предельные параметры цикла современного судового дизеля достигли величин максимального давления сгорания $p_{max} = 30$ МПа и максимальной температуры $T_{max} = 2273$ К.

Результаты расчетов термического КПД и работы цикла при предельных значениях рабочих параметров циклов Отто и Дизеля представлены на рис. 3–6.

Анализ результатов расчетов позволил установить следующее.

Если с увеличением T_{max} термический КПД в циклах Отто и Дизеля с разными темпами снижаются, причем использование продолженного расширения в УТГ тормозит темп падения КПД, то для гипотетического цикла термический КПД растет.

Одновременно во всех этих циклах изменяется величина работы, которая для циклов Отто и Дизеля уменьшается (при $T_{max} = const$) при возрастании максимального давления, а для гипотетического цикла, наоборот, работа возрастает с возрастанием p_{max} .

Динамика увеличения работы гипотетического цикла при всех условиях существенно опережает возрастание работы в циклах Отто и Дизеля.

Реальные процессы по сравнению с идеальными всегда сопровождаются потерей эффек-

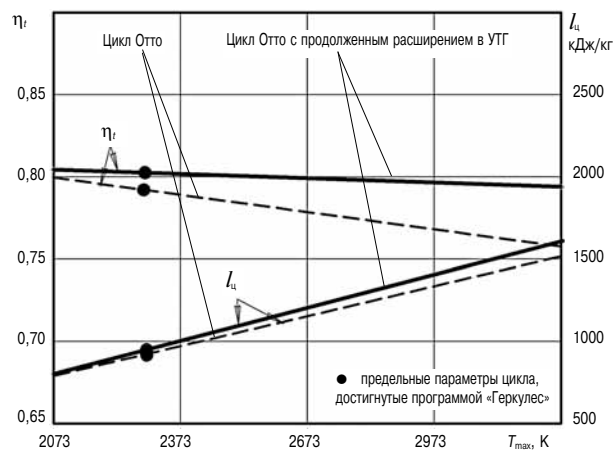


Рис. 3. Зависимости термических КПД и работы цикла Отто от максимальной температуры цикла при $p_{max} = 30$ МПа

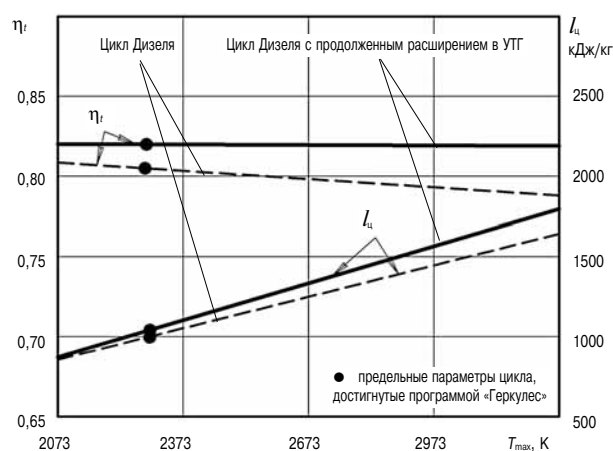


Рис. 4. Зависимости термических КПД и работы цикла Дизеля от максимальной температуры цикла при $p_{max} = 30$ МПа

тивности. Наибольшая из них — потеря эксергии от необратимости реального процесса сгорания топлива — может несколько снижаться при повышении максимальной температуры горения, что негативно влияет на рост другого показателя — образования оксидов азота.

Процессы сжатия и расширения сопровождаются проявлением трения, теплообмена в реальных необратимых адиабатных процессах и прочими факторами.

По экспериментальным данным [12] максимальное значение относительного индикаторного КПД дизелей редко превышает $\eta_{oi} = 0,85$. И если $\eta_i^{РДТ} = 0,73 \div 0,80$, а значение индикаторного КПД находится в пределах $\eta_i = \eta_i^{РДТ} = \eta_{oi} = (0,73 \div 0,80) \cdot 0,85 = 0,65 \div 0,68$, то пределы совершенствования энергетической эффективности теплового двигателя за счет увеличения его индикаторного и эффективного КПД невелики. Сравнение показателей различных циклов при $p_{max} = const$ (рис. 6) показывает, что теоретический

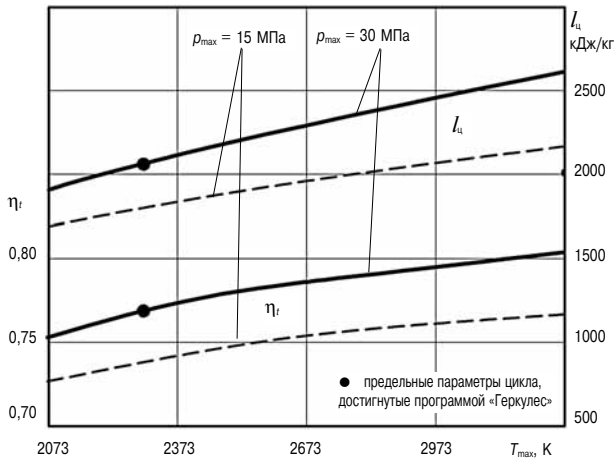


Рис. 5. Зависимости термических КПД и работы гипотетического цикла от максимальных значений температуры и давлений

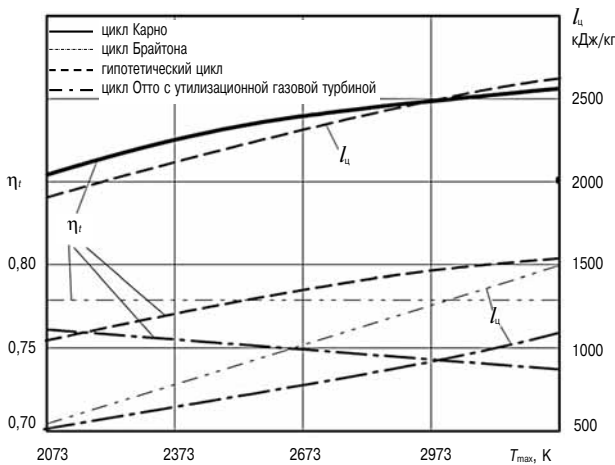


Рис. 6. Сравнение значений термических КПД и работы отдельных циклов при $p_{max} = 30$ МПа

КПД реально достижимых технологий как при изменении T_{max} для одного цикла, так и для всех сопоставляемых циклов меняется незначительно (~ на 3–5 %), однако работа гипотетического цикла в 1,5–2 раза превышает работу иных циклов. Показатели цикла Тринклера–Сабатэ находятся между показателями циклов Отто и Дизеля и не могут изменить окончательных выводов.

Требования к тепловому двигателю разнообразны и подчас противоречивы. Анализ идеальных циклов, их некоторых характеристик позволяет указать некоторые направления совершенствования тепловых двигателей в целом.

Попыткой гармонизации противоречивых требований является гипотетический цикл, в котором можно попытаться за счет изотермического охлаждения наддувочного воздуха снизить T_{max} (и тем самым уменьшить образование оксидов азота) с незначительным изменением тер-

мического КПД, а массово-габаритные характеристики двигателя с конкретной мощностью уменьшить за счет изобарного сгорания топлива и дополнительного изотермического подвода теплоты и продолженного расширения в утилизационной газовой турбине.

Таким образом, пределы совершенствования энергетической эффективности теплового двигателя путем увеличения его эффективного КПД установлены, направления действий — известны. Предложенный гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении до атмосферного давления в утилизационной газовой турбине может быть использован в качестве основы для создания низкотемпературного рабочего процесса [13]. Указанный гипотетический термодинамический цикл в совокупности с интеллектуальной (компьютерной) системой управления топливоподачей может быть использован для дальнейшего совершенствования ДВС.

Энергетическое совершенствование теплоэнергетических установок с ДВС следует также продолжать за счет процессов когенерации и тригенерации, повышая энергетический (экономический) КПД двигателя (называемый иногда КПД топливоиспользования), считая результатом работы теплового двигателя не только производство механической энергии, но и теплоты и «холода» за счет глубокой утилизации вторичных энергетических ресурсов (теплоты отходящих газов, системы охлаждения и проч.).

В этом случае энергетический (экономический) КПД двигателя определится как

$$\eta_{\Sigma} = \eta_i \eta_{\text{мех}} + \sum \eta_{\text{ВЭР}}, \quad (11)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД двигателя; $\eta_{\text{ВЭР}}$ — КПД использования вторичных энергетических ресурсов двигателя.

КПД использования вторичных энергетических ресурсов могут быть определены из соотношений теплового баланса двигателя как

$$\eta_{\text{ВЭР}}^{\text{газ}} = q_{\text{газ}} \xi_{\text{газ}}; \quad (12)$$

$$\eta_{\text{ВЭР}}^{\text{охл}} = q_{\text{охл}} \xi_{\text{охл}}; \quad (13)$$

$$q_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{газ}}}{B_{\text{ч}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}; \quad (14)$$

$$q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{B_{\text{ч}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (15)$$

где $Q_{\text{газ}}$, $Q_{\text{охл}}$ — количество теплоты, уходящей с отработавшими газами и охлаждающей водой, кДж/кг; $B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива, кг/ч;

Q_p^n рабочая низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\xi_{\text{газ}}$, $\xi_{\text{охл}}$ — коэффициенты возможного использования ВЭР.

Значения величин вторичных энергоресурсов (доли теплоты, уносимой с отработавшими газами и охлаждающими жидкостями) количественно соизмеримы с полезно использованной энергией в цилиндре двигателя, поэтому при использовании ВЭР можно получить более заметный результат, чем при реализации какого-либо отдельного процесса в реальном цикле теплового двигателя. Расчетное значение энергетического КПД двигателя показывает возможность более полного использования первичного источника энергии — топлива, но для его количественной оценки требуется проведение дополнительного анализа.

Выводы

Следование четкому разделению циклов на идеальные (обратимые) и реальные (необратимые) обеспечивает устранение неточностей в определениях и терминологии, что позволит исключить появление предположений, в конечном итоге представляющих вечные двигатели второго рода.

Предельная эффективность топливоиспользования определяется в заданном интервале температур показателем КПД идеального цикла Карно, осуществить который практически очень сложно и экономически нецелесообразно, а теоретический предел энергетической эффективности реально существующих технологий топливоиспользования следует определять в диапазоне не только реально достижимых температур, но и реально достижимых давлений.

Предложен гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением наддувочного воздуха, изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении рабочего тела до атмосферного давления в утилизационной турбине. Анализ формулы термического КПД такого идеального цикла позволяет установить теоретические пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования, а также количественно оценить влияние определенных факторов на КПД.

Работа предлагаемого гипотетического цикла в 1,5–2 раза выше известных циклов тепловых двигателей, что позволит улучшить удельные массогабаритные параметры двигателя, работающего по предлагаемому циклу.

Теоретически обоснована возможность создания цикла с «низкотемпературным» рабочим процессом, цель которого — снижение выбросов оксидов азота при достаточно высоком КПД двигателя.

Дальнейшее повышение энергетической эффективности теплоэнергетических установок возможно как за счет повышения индикаторного КПД ДВС, так и путем когенерации и тригенерации.

Литература

1. Эффективность энергетических технологий: Термодинамика, экономика, прогнозы / Б.М. Каганович, С.П. Филиппов, Е.Г. Анциферов. — Новосибирск: Наука. Сиб. отд., 1990. — 256 с.
2. Ерофеев В.Л., Фолин Н.Н. Эксергетический метод оценки энергетической эффективности топливоиспользования: учебное пособие. — СПб.: СПГУВК, 2010. — 57 с.
3. Ерофеев В.Л., Пряхин А.С. Термодинамические пределы энергоэффективности теплоэнергетических установок. Журнал университета водных коммуникаций. Вып. 2 (18). — ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова, 2013. — С. 33–38.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1968 — 496 с.
5. Андрущенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. — М.: Высшая школа, 1968. — 288 с.
6. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. — М.: Транспорт, 1990. — 144 с.
7. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.; под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики. — Киев: Наукова думка, 1991. — 300 с.
8. Белоусов Г.В., Чернявский В.В. Цикл Миллера и его реализация в судовых дизельных двигателях // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. — № 1. — С. 127–132 (Всеукраинский научно-технический журнал).
9. Дьяченко В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением / Всеукраинский научно-технический журнал // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1. — С. 25–29.
10. Дьяченко В.Г. Двигатель с искровым зажиганием и продолженным расширением / Всеукраинский научно-технический журнал // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2 — С. 81–84.
11. Горожанкин С.А., Чугреев А.С. Газогенераторные установки с двигателями Стирлинга / Всеукраинский научно-технический журнал // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 10–14.
12. Дизели: справочник / Под редакцией В.А. Ваншейдта / — М.: 1977. — 480 с.
13. Kyrtatos N., Hellberg L. and Poensgen C. "HERCULES-B: Ten Years After: Results from the Major Programme HERCULES A-B-C on Marine Engine R&D, PAPER №. 18, 27th CIMAC Congress, Shanghai, 2013.
14. Карагузов В.И. Систематизация анаэробных силовых энергоустановок // Транспорт на альтернативном топливе. — 2014. — № 5 (41). — С. 49–53.