

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И МАШИННО-ДВИЖИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-60-70
УДК 621.436.24 – 621.43.057.33

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

С. А. Каргин¹, А. Ф. Дорохов²

¹ *Каспийский институт морского и речного транспорта,
филиал Волжского государственного университета водного транспорта,
Астрахань, Российская Федерация*

² *Астраханский государственный технический университет,
Астрахань, Российская Федерация*

Рассматривается организация рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, направленная на увеличение экологической безопасности и степени использования тепловой энергии рабочего тела с целью повышения энергетической эффективности и экологической безопасности судовых, стационарных и транспортных двигателей. В современном двигателестроении процесс подвода теплоты в цикл (впрыск топлива, смесеобразование, сгорание) изучен всесторонне и усовершенствован. Проведён анализ термодинамического цикла. Перечислены недостатки рабочего процесса (с позиции преобразования химической энергии топлива в механическую энергию) поршневого двигателя с кривошипно-шатунным механизмом: неполнота сгорания топлива, потери теплоты с отработанными газами и охлаждающей жидкостью, механические потери в двигателе и др. Отмечено, что вследствие малого хода расширения отсутствует возможность полного преобразования тепловой энергии рабочего тела в результате сгорания топлива в механическую работу. Рассматриваются возможности повышения эффективности рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Дополнительный прирост внутренней энергии рабочего тела, полученный путём уменьшения потерь в систему охлаждения за счёт теплоизоляции цилиндра, переходит в увеличенные потери с отработавшими газами. Предлагается ввести воду в цилиндр после достижения максимальной температуры цикла, что способствует снижению температуры газов, уменьшению температурного перепада и интенсивности теплообмена. Предложено провести испытания с различными моментами подачи воды, что позволит определить влияние воды на процесс догорания топлива. Обоснована необходимость расчёта различных ситуаций, поскольку количество воды будет различным. Рассчитанный впрыск воды в конце процесса сгорания способен упростить очистку и повысить энергетическую эффективность двигателя без значительных усложнений основных его элементов.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, экологическая безопасность, термодинамический цикл, рабочий процесс, тепловая энергия, давление в цилиндре, теплоизоляция.

Для цитирования: Каргин С. А., Дорохов А. Ф. Повышение энергетической эффективности и экологической безопасности поршневых двигателей // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 4. С. 60–70. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-60-70.

Введение

Современное двигателестроение достигло значительных успехов в повышении эффективности двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Однако при этом термодинамический цикл, лежащий в основе их работы, изменений не претерпевает. Все улучшения достигнуты путём технических мероприятий (наддув, компаундирование и т. п., а также за счёт применения новых

конструкционных материалов, повышения качества топлив и смазок, совершенствования технологии механической обработки деталей и сборки двигателей, применения электронного управления подачей топлива и т. д.), непринципиальных с точки зрения лежащих в основе работы судовых ДВС термодинамических процессов.

На большинстве видов судов в качестве энергетических установок будут доминировать поршневые ДВС, преимущественно дизели. В обозримой и среднесрочной перспективе это неоспоримый факт, о чём свидетельствуют все современные тенденции развития судовых энергетических установок коммерческого флота [1].

В этой связи основной научной идеей исследования является необходимость поисковых работ по совершенствованию организации рабочего процесса ДВС. Эти работы должны быть направлены на увеличение экологической безопасности и степени использования тепловой энергии рабочего тела с целью повышения энергетической эффективности и экологической безопасности судовых, стационарных и транспортных двигателей.

Основным направлением совершенствования необходимо считать именно повышение степени использования тепловой энергии, т. к. в современном двигателестроении процесс подвода теплоты в цикл (впрыск топлива, смесеобразование и сгорание) достаточно хорошо изучен и отлажен. Достигнуты значительные успехи в совершенствовании данных процессов, например применение электронных систем управления подачей топлива, аккумуляторных систем подачи топлива, значительное повышение давления впрыска топлива, т. е. сочетание высоких и сверхвысоких давлений впрыска (до 200 МПа) и сверхмалых диаметров сопловых отверстий распылителей форсунок (до 0,03 мм) [1, 2], и т. п.

Проблема максимального использования энергии топлив имеет огромное значение, и не только потому, что даёт большой экономический эффект, но и в связи с необходимостью экономного расходования запасов природных топлив. Плюс ко всему, более эффективное использование энергии топлива повышает экологическую безопасность двигателей вследствие уменьшения общего количества выбросов.

Анализ термодинамического цикла

Поршневой двигатель с кривошипно-шатунным механизмом с позиции преобразования химической энергии топлива в механическую энергию – изделие, далёкое от совершенства: в среднем его эффективный КПД у двигателей с искровым зажиганием не превышает 0,35 и у дизелей – 0,45. Причин тому много: неполнота сгорания топлива, вызываемая несовершенством рабочего процесса, потери теплоты с отработанными газами и охлаждающей жидкостью, механические потери в двигателе и т. д. Исследователи и конструкторы, естественно, пытаются их устранить или хотя бы в какой-то мере ослабить их действие. В частности, при снижении механических потерь в двигателе достигнуты несомненные успехи за счёт применения новых конструкционных материалов, повышения качества топлив и смазок, совершенствования технологии механической обработки деталей и сборки двигателей. Однако есть причина, воздействовать на которую, в принципе, невозможно – кривошипно-шатунный механизм, точнее преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Из-за относительно малого хода расширения нет возможности полностью преобразовывать тепловую энергию рабочего тела, появляющегося в результате сгорания топлива, в механическую работу.

Отчасти поэтому современные судовые среднеоборотные двигатели имеют тенденцию к длинноходности, т. е. к увеличению хода поршня [1, 2]. Увеличение хода поршня для получения дополнительной работы ведёт к общему росту габаритов двигателей, что накладывает определённые ограничения на область их применения. Это приводит к появлению конструкций двигателей с так называемым «продолженным расширением». Например, в работе [3] описаны конструкции шеститактных двигателей, в которых отработавшие газы после окончания такта расширения направляются в цилиндр продолженного расширения, имеющий больший диаметр, где совершают дополнительную работу. Однако увеличение тактности сопряжено также с появлением определённых проблем, которые необходимо решать или, по крайней мере, учитывать. Добавление дополнительных тактов при прочих равных условиях неизбежно приводит к снижению литровой мощности двигателя. Дополнительные такты требуют внесения изменений в систему газообмена, усложняющих конструкцию двигателя [3].

В этом плане может стать актуальным использование двигателей с бесшатунными механизмами преобразования движения. У этих двигателей с определённой компоновкой (при одинаковых габаритах с двигателями с традиционным кривошипно-шатунным механизмом) ход поршня большой, что и решает задачу получения дополнительной работы [4]. Кроме того, отсутствие трения поршня с цилиндром не требует значительного количества масла для смазки при более высоких значениях механического КПД.

Тепловую энергию нельзя полностью преобразовать в другой вид энергии, поэтому важнейшая задача энергомашиностроения – изыскание возможно более эффективных способов преобразования тепловой энергии в другие её виды и, в частности, в механическую работу.

Анализ возможностей повышения эффективности рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания

При анализе рабочих циклов используют их изображения в координатах $p - v$ (давление – объём) и $T - s$ (температура – энтропия). Данные диаграммы удобны для анализа тем, что в координатах $p - v$ площадь под кривой процесса характеризует работу данного процесса, а в координатах $T - s$ площадь под кривой процесса характеризует теплоту. Кроме того, диаграмма в координатах $T - s$ позволяет проводить удобное сравнение с циклом Карно, дающим нам возможный максимум термического КПД, к которому необходимо стремиться. Создавать двигатель, работающий по циклу Карно, нерационально, т. к. работа, получаемая за отдельно взятый цикл, слишком мала и у реального двигателя в значительной мере расходуется на преодоление трения подвижных частей. Поэтому в термодинамическом цикле существующих двигателей теплота подводится к рабочему телу не при постоянной температуре (по изотерме), а при постоянном давлении (по изобаре), а ещё лучше при постоянном объёме (по изохоре) или по некоторому промежуточному процессу между изобарой и изохорой. На рис. 1 представлены схематические изображения в координатах $p - v$ и $T - s$ цикла Тринклера, по которому работают все современные дизельные двигатели.

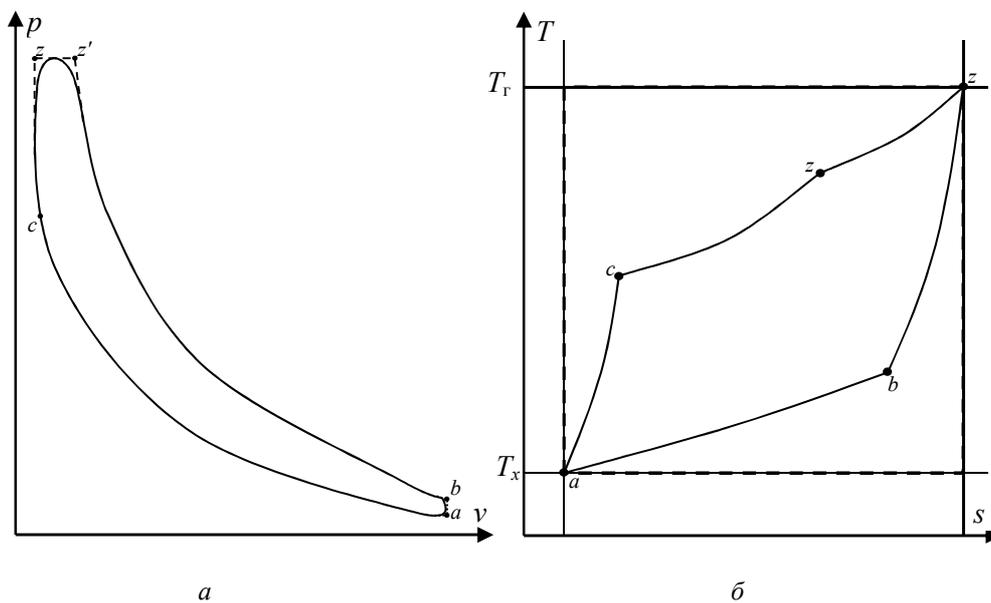


Рис. 1. Изображение цикла Тринклера:

а – в координатах $p - v$ (пунктирными линиями достроен теоретический цикл);

б – в координатах $T - s$ (пунктирными линиями представлен цикл Карно при тех же температурах «горячего» и «холодного» источника, что и в цикле Тринклера)

На диаграмме $p - v$ работа цикла характеризуется площадью внутри диаграммы. Для того чтобы увеличить работу цикла и его эффективность соответственно, необходимо увеличивать полноту диаграммы. При неизменной подаче топлива (т. е. не изменяя характер подвода теплоты) это можно сделать, изменив характер протекания процессов сжатия и расширения.

Примерный характер протекания процесса сжатия описывается, например, в работе [5]. В начальный период процесса сжатия температура сжимаемого заряда ниже температуры по-

верхностей, ограничивающих внутрицилиндровый объём, поэтому температура заряда повышается как в результате сжатия, так и вследствие подвода теплоты от стенок. В некоторый момент средние температуры заряда и стенок становятся одинаковыми и при дальнейшем движении поршня, вплоть до конца процесса сжатия, теплота отводится от заряда в стенки. При адиабатном сжатии ($k = 1,41 = const$) давление и температура конца процесса сжатия были бы p_{Ck} и T_{Ck} . Вследствие разности $T - T_{ст.ср}$ между температурой в цилиндре T и средним значением температуры теплопередающих поверхностей $T_{ст.ср}$ в начальный период сжатия процесс протекает по политропе с переменным показателем $n' > k$ вследствие нагрева заряда от стенок.

Политропа с таким показателем протекает более круто, чем адиабата. Если бы процесс сжатия протекал бы полностью с таким показателем, то значения в конце процесса сжатия были бы $p_{Cn'} > p_{Ck}$ и $T_{Cn'} > T_{Ck}$. Однако от точки, в которой $T = T_{ст.ср}$ сжатие протекает с показателем $n'' < k$, т. к. теплота передаётся от заряда к стенкам. Политропа с таким показателем протекает более полого, чем адиабата, и к концу процесса сжатия значения $p_C < p_{Ck}$ и $T_C < T_{Ck}$. При анализе для удобства рассматривают политропу с неким средним показателем $n1$, при котором давление и температура конца процесса примерно такие же, как и для случая с переменным показателем. При этом этот показатель всегда меньше показателя адиабаты $k = 1,41$ вследствие наличия теплообмена. Таким образом, для увеличения полноты индикаторной диаграммы было бы выгодно стремиться уменьшать n' и увеличивать n'' . Однако уменьшать n' не представляется целесообразным, т. к. для этого необходимо либо уменьшить температуру стенок цилиндра, либо подогреть заряд воздуха при впуске его в цилиндр. А вот повышение n'' возможно в случае теплоизоляции цилиндра, что будет рассмотрено ниже.

Подтверждает вышесказанное также тот факт, что на показатель $n1$ влияет тип системы охлаждения [5]. Например, при воздушном охлаждении температура теплопередающей поверхности втулки и крышки цилиндра во время работы двигателя выше, вследствие чего теплоты от заряда отводится меньше и $n1$ имеет более высокие значения.

Аналогично работу процесса расширения можно увеличить, если заставить процесс расширения протекать более круто. Это могло бы помочь более полно использовать в цилиндре энергию отработавших газов, т. е. проводить расширение до более низких значений давления в конце процесса. Но кривошипно-шатунный механизм не позволяет этого без дополнительных мероприятий (например, увеличивать ход поршня или другие характеристики механизма). Поэтому с точки зрения поиска резервов повышения термодинамической эффективности цикла целесообразно внимательно рассмотреть диаграмму в координатах $T - s$. На рис. 2 представлен цикл Тринклера в координатах $T - s$.

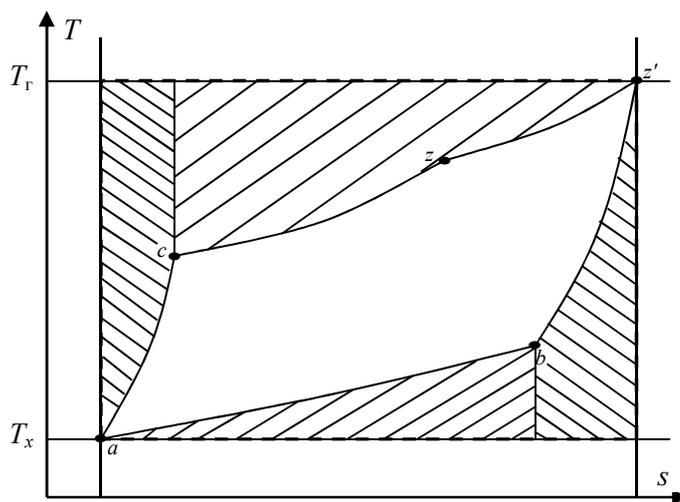


Рис. 2. Потери теплоты в цикле Тринклера (заштрихованные области иллюстрируют потери теплоты в сравнении с циклом Карно, к которому мы стремимся в отношении термического КПД цикла, т. е. те самые резервы повышения эффективности цикла)

Рассматривая процесс сжатия (процесс $a - c$ на рис. 2), мы видим потери теплоты в сравнении с адиабатным процессом в цикле Карно. Это потери вследствие теплообмена сжимаемого заряда со стенками цилиндра – потери в охлаждающую жидкость, что подтверждает соображения, высказанные выше, при рассмотрении возможностей увеличения полноты индикаторной диаграммы.

Процесс подвода теплоты $c - z - z'$ для целей данной части исследования мы не рассматриваем по вышеупомянутым причинам.

А вот рассматривая процесс расширения $z' - b$, мы видим те же потери в охлаждающую жидкость. И это наводит на мысль о создании двигателя с теплоизолированным цилиндром и, возможно, цилиндрической крышкой. Действительно, охлаждение в современных ДВС нужно лишь для того, чтобы предотвратить рост температурных напряжений в деталях до значений, угрожающих их прочности, и возможное заклинивание деталей двигателя. При наличии материалов, способных нормально работать в таких условиях без охлаждения и с особыми условиями смазки, можно было бы приблизить процессы сжатия и расширения к адиабатным, как в цикле Карно, и таким образом повысить эффективность рабочего цикла.

К сожалению, современное материаловедение пока не даёт подобных материалов, пригодных для массового производства. Попытки создать теплоизолированный двигатель (иногда его называют «адиабатным»), естественно, были. Однако вновь всё упирается в невозможность провести полное расширение в существующих кривошипно-шатунных механизмах. В итоге дополнительный прирост внутренней энергии рабочего тела, полученный путём уменьшения потерь в систему охлаждения за счёт теплоизоляции цилиндра, перейдёт в увеличенные потери с отработавшими газами. С одной стороны, это можно признать положительным явлением, т. к. отработавшие газы, обладая большей энергией, могут позволить увеличить выработку механической энергии в турбокомпрессоре и, возможно, часть её подавать на коленчатый вал. При теплоотводе в систему охлаждения большая часть теплоты отводится с выхлопными газами и используется затем для турбокомпаундирования. С другой стороны, это ведёт к дополнительному усложнению конструкции, а повышение эффективности термодинамического цикла не будет достигнуто. Таким образом, фактически теплоизоляция цилиндра приводит к перераспределению статей теплового баланса – при применении теплоизоляции уменьшается степень использования тепловой энергии в цикле и попытки её использования переносятся в турбокомпрессор, т. е. в другой термодинамический цикл. При этом появляются потери при перемещении рабочего тела в этот другой цикл (например, потери давления, а значит и энергии продуктов сгорания, потери теплоты в выпускном трубопроводе и в самом турбокомпрессоре, который также необходимо охлаждать). Кроме того, такие мероприятия ведут к увеличению эмиссии оксидов азота, т. к. повышают температуру в цилиндре.

Таким образом, необходимо решить проблему использования этой дополнительной теплоты, которая может быть получена благодаря теплоизоляции цилиндра. Было бы полезно увеличить ход расширения, оставив при этом неизменным ход сжатия. Это позволило, не увеличивая затраты энергии в ходе процесса сжатия, получать больший температурный перепад в ходе процесса расширения, т. е. использовать эту дополнительную тепловую энергию, «возвращённую» в цилиндр в виде повышения внутренней энергии продуктов сгорания.

Подобное сделал в своё время Д. Аткинсон, предложив свою конструкцию механизма преобразования, где ход процесса расширения больше хода процесса сжатия [6]. Правда, он преследовал несколько иные цели. Его предложение не получило широкого распространения ввиду заметной большей сложности в сравнении с традиционным кривошипно-шатунным механизмом.

Также предлагаются двигатели с продолженным расширением [3], когда отработавшие газы направляются в цилиндр с большей площадью поршня, где совершают дополнительную работу. Однако такое решение снова ведёт к значительному усложнению конструкции. Компромиссным решением может быть организация продолженного расширения рабочего тела в серийных двигателях традиционной конструкции с форсированием двигателя с помощью наддува при сокращении числа работающих цилиндров. Для этого часть цилиндров используют для продолженного расширения. В выключенных цилиндрах прекращается осуществление традиционного рабочего процесса, и они переводятся в режим продолженного расширения [3]. В работающих цилиндрах, использующих наддув, степень сжатия должна быть уменьшена для со-

хранения приемлемого уровня нагрузок на детали двигателя. Это приводит к тому, что понижение степени сжатия в работающих цилиндрах вызывает уменьшение индикаторного КПД, а также присутствуют увеличенные механические потери за счёт выключенных цилиндров [3].

Увеличение хода поршня позволили бы сделать и двигатели с бесшатунным механизмом преобразования движения, однако их применение предполагает значительное изменение технологии производства двигателей, о чём пока говорить, к сожалению, рано, т. к. хорошо отлаженные технологии производства традиционных поршневых ДВС, позволяющие обеспечить высокий ресурс, оставляют эти двигатели вне конкуренции.

К целям данного исследования не относится значительное изменение технологически отработанной конструкции двигателя, поэтому необходимо использовать эту дополнительную теплоту каким-то другим способом.

Самый интенсивный теплообмен между газами в цилиндре и стенками цилиндра происходит в самом начале процесса расширения, несмотря на то, что площадь контакта газов со стенками относительно невелика, т. к. поршень находится ещё в первой трети своего хода. Это вызвано тем, что в то же время наблюдается очень большой температурный перепад, а значит и максимальный тепловой поток. То есть относительные тепловые потери в этот период достаточно большие, несмотря на то, что выделение теплоты преобладает над теплоотдачей через стенки. По мере дальнейшего движения поршня открывается всё большая поверхность теплообмена, однако температура газов уменьшается, при этом уменьшается и температурный перепад, а следовательно, и относительные потери в охлаждающую жидкость. Тем не менее – выделение теплоты к этому моменту практически прекращается и преобладает теплоотдача от газов к охлаждающей жидкости через стенки.

Повышение энергетической эффективности поршневых двигателей

В связи с вышесказанным представляется целесообразным осуществить следующее: ввести в цилиндр воду после достижения максимальной температуры цикла. Введённая вода испарится, вобрав в себя теплоту, равную скрытой теплоте парообразования. Таким образом, появляется возможность снизить температуру газов, уменьшить температурный перепад, т. е. интенсивность теплообмена, а следовательно, и потери в охлаждающую жидкость. Образовавшийся пар увеличит объём рабочего тела и его теплоёмкость, повысит давление в цилиндре, что приведёт к увеличению полноты индикаторной диаграммы $p - v$, т. е. к увеличению работы цикла. Таким образом, теплота, затраченная на парообразование, увеличит работу цикла, в то время как в цикле Тринклера эта теплота терялась в системе охлаждения. Повышение давления в цилиндре произойдёт приблизительно в середине хода поршня, когда кривошип повернут на угол, близкий к 90° от верхней мёртвой точки, т. е. когда плечо для действия силы давления газов близко к максимальному. Таким образом, даже незначительное повышение давления в цилиндре может более благотворно сказаться на увеличении крутящего момента, чем значительное в начале хода поршня. Теплота, отданная в стенки в конце расширения, мало влияет на общую полезную работу цикла. Основные потери составляет теплота, отданная в начале такта расширения, т. к. в это время разность температур образовавшихся продуктов сгорания и стенок наибольшая, что было отмечено выше. Это отмечается и в работе [5]. Предлагаемый впрыск воды позволит снизить именно эти потери. Правда, это будут потери почти в середине процесса расширения, т. к. в ходе данного исследования не планируется нарушать отработанный процесс сгорания. Ожидаемые изменения в диаграммах представлены на рис. 3 линиями большей толщины.

Процесс расширения протекает так же, как и в цикле Тринклера до момента впрыска воды (представлен стрелкой на рис. 3). В момент впрыска воды происходит мгновенное парообразование. Поэтому, вероятно, от начала до конца впрыска воды процесс будет протекать близко к изобарному. После чего увеличится теплоёмкость рабочего тела, а значит и показатель политропы расширения. В дальнейшем процесс расширения протекает более круто, с большим показателем политропы, до более низкой температуры, чем в цикле Тринклера. Это произойдёт вследствие введения дополнительного рабочего тела (в нашем случае это водяной пар), на образование которого будет потрачена теплота, что и приведёт к снижению температуры в цилиндре. Таким образом, снизив температуру в цилиндре, мы уменьшим тепловой поток от продуктов сгорания в стенки цилиндра. При этом снижение температуры в цилиндре не должно ухуд-

шить показателей процесса расширения, т. к. введение дополнительного рабочего тела должно привести к тому, что внутренняя энергия продуктов сгорания (та, которая терялась в цикле Тринклера в охлаждающую жидкость) перейдёт в потенциальную энергию водяного пара, который увеличит работу процесса расширения.

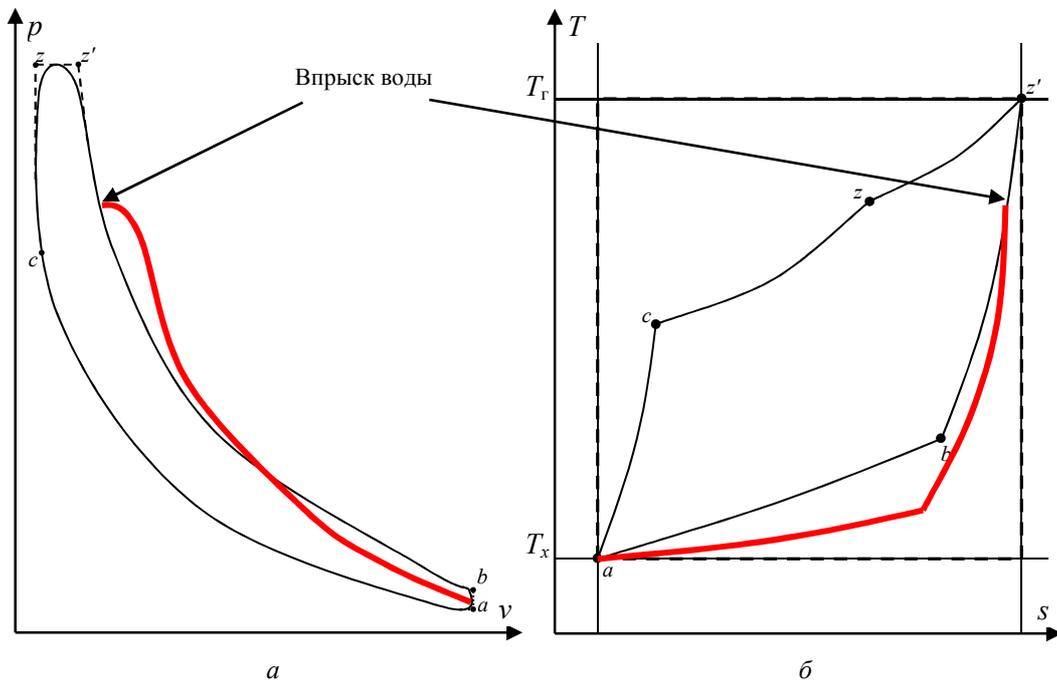


Рис. 3. Ожидаемые изменения на диаграммах: *a* – координаты $p - v$; *б* – координаты $T - s$

Таким образом, при введении воды в цилиндр в конце процесса сгорания уменьшаются потери теплоты в охлаждающую жидкость, и эта теплота используется на парообразование и повышение давления в цилиндре.

Обычно в случае хорошо организованного рабочего процесса в точке максимума температуры коэффициент активного тепловыделения достигает 0,7–0,8 [5, 7], т. е. к моменту достижения максимальной температуры цикла происходит выделение 70–80 % теплоты – можно считать, что сгорает около 80 % топлива.

Тепловыделение продолжается и после достижения максимума температуры вследствие наличия фазы догорания. Сгорание в этой фазе характеризуется постепенным замедлением скорости тепловыделения, т. к. условия догорания топлива становятся всё менее благоприятными: уменьшается количество неизрасходованного кислорода, заряд всё более разбавляется продуктами сгорания, процесс протекает при увеличении объёма и уменьшении температуры и давления. Продолжительность фазы догорания может соответствовать 70–80° угла поворота коленчатого вала от верхней мёртвой точки [5, 7].

Введение воды может ухудшить догорание. Наилучшим выходом было бы дожидаться окончания догорания, после чего осуществлять впрыск воды. Однако, как было отмечено выше, догорание может протекать до 70–80° угла поворота коленчатого вала от верхней мёртвой точки, а это почти половина хода поршня. В этом случае останется мало времени для использования теплоты, «возвращённой» в цилиндр посредством парообразования, и эффект от введения воды может стать малозначительным.

Таким образом, вводить воду целесообразно несколько позже момента достижения максимальной температуры для того, чтобы процесс сгорания завершился как можно более полно, но не дожидаясь при этом окончания процесса догорания. Поэтому на рис. 3 момент впрыска воды смещён относительно момента достижения максимальной температуры цикла. Количество вводимой воды должно быть подобрано таким образом, чтобы к концу процесса расширения пар в цилиндре оставался перегретым, чтобы избежать возможной конденсации

в выпускной системе. При этом количество воды должно быть таким, чтобы температура в конце процесса расширения была ниже, чем в цикле Тринклера. Так максимизируется степень использования теплоты.

Однако сложно с уверенностью сказать, как пойдёт политропа расширения после испарения воды, поскольку неизвестно, как изменится показатель политропы. Необходимо рассмотреть, что произойдёт с показателем политропы вследствие изменения теплоёмкости рабочего тела.

Теплоёмкость смеси газов представляет собой сумму теплоёмкостей газов, составляющих смесь. Таким образом, необходимо оценить теплоёмкости водяного пара и продуктов сгорания в цилиндре. Водяной пар в перегретом состоянии можно считать трёхатомным газом.

К концу процесса сгорания количество трёхатомных газов в дизелях достигает 14–15 % [7]. При впрыске воды и, соответственно, увеличении количества водяного пара увеличивается количество трёхатомных газов. То есть теплоёмкость смеси продуктов сгорания и водяного пара должна возрасти. Однако введение воды в цилиндр приведёт к снижению температуры в цилиндре вследствие использования части теплоты на парообразование. Поскольку теплоёмкость заметно зависит от температуры, увеличение теплоёмкости может стать не столь значительным. Чтобы определить влияние теплоёмкости на показатель политропы расширения, необходимо провести расчёт с целью определения, в том числе, объёмной доли водяного пара.

Таким образом, на данном этапе предполагается некоторое увеличение теплоёмкости рабочего тела, что должно привести к росту показателя политропы расширения. Такое развитие процесса следует считать наиболее благоприятным, т. к. достигается наилучшее теплоиспользование [5, 7].

В связи со снижением средней температуры цикла можно подумать о том, чтобы перестать охлаждать цилиндр. По крайней мере, его нижнюю половину. Для этого необходимо провести экспериментальное определение температурного состояния цилиндра. В свою очередь, снижение интенсивности охлаждения приближает нас к теплоизолированному двигателю, о котором говорилось выше. Только условия для использования дополнительной теплоты – значительно лучше за счёт перевода этой теплоты в потенциальную энергию пара. Это произойдёт также и потому, что при уменьшении теплоотдачи в охлаждающую жидкость дополнительно увеличится показатель политропы расширения.

Также снижение интенсивности охлаждения может позволить немного увеличить максимальную температуру цикла ввиду того, что процесс сжатия также приблизится к адиабатному и будет протекать до более высоких значений давления и температуры в конце процесса. При неизменных степени сжатия и характеристиках топливоподачи это может привести к повышению максимальной температуры цикла. Однако при этом может произойти увеличение эмиссии оксидов азота, что требует дополнительного рассмотрения. К повышению максимальной температуры цикла нужно подходить с осторожностью, хотя повышение температуры цикла и представляет возможность дополнительного повышения термического КПД вследствие увеличения температуры «горячего» источника.

Увеличение давления вызывает рост температуры кипения и энтальпии жидкостей и воды в том числе. При определении количества воды, подаваемой в конце процесса сгорания, необходимо обратить внимание на критическое давление, при котором вода не кипит, а только испаряется. Также рост давления приводит к резкому уменьшению удельного объёма пара. Если давление в цилиндре больше критического давления для воды, то она будет испаряться практически без изменения объёма.

Максимальная температура цикла достигается несколько позже, чем максимальное давление цикла. Впрыскивать воду предполагается немного позже момента достижения максимальной температуры цикла, т. е. давление в цилиндре в этот момент будет заметно ниже максимального давления цикла. Критическое давление для воды составляет 22,064 МПа, что заметно больше максимального давления в цилиндре, т. е. парообразование будет происходить при давлении ниже критического давления.

Также парообразование при повышенном давлении происходит с меньшими удельными объёмами образующегося пара, чем при атмосферном давлении. Это необходимо учесть при анализе. По мере расширения давление в цилиндре будет снижаться, что приведёт к увеличению удельного объёма пара и частично компенсирует этот факт.

В связи с вышесказанным при проведении экспериментальных исследований необходимо провести ряд испытаний с различными моментами подачи воды, что позволит определить влияние введения воды на процесс догорания топлива. Соответственно, необходимо рассчитать несколько ситуаций, т. к. количество подаваемой воды в этих случаях будет разным.

Предлагаемый впрыск воды в конце процесса сгорания позволит повысить энергетическую эффективность двигателя без значительного усложнения его основных элементов.

В связи с наличием водяного пара в отработавших газах может быть упрощена очистка газов. Известен метод жидкостной нейтрализации отработавших газов, являющийся наиболее простым и экономичным способом физико-химического воздействия на отработавшие газы и применяющийся в скрубберах. Скрубберы – аппараты различной конструкции для промывки жидкостями газов с целью их очистки и для извлечения одного или нескольких компонентов. Жидкостная очистка заключается в пропускании отработавших газов через слой рабочей жидкости или в распыливании рабочей жидкости в потоке отработавших газов. При этом в качестве рабочей жидкости чаще всего используется вода. Вода интенсивно поглощает CO_2 и NO_2 , твердые частицы, оксиды серы, альдегиды и другие водорастворимые компоненты отработавших газов [8]. В предлагаемой технологии организации рабочего процесса водяной пар, содержащийся в отработавших газах, может стать аналогом распыленной рабочей жидкости. Эффективность нейтрализации газообразных компонентов отработавших газов может повыситься вследствие более длительного в сравнении с системами жидкостной нейтрализации контакта с отработавшими газами рабочей жидкости, роль которой играет в данном случае конденсирующийся водяной пар.

Заключение

С целью увеличения степени использования тепловой энергии рабочего тела предложено осуществлять впрыск воды в отработавшие газы в конце процесса сгорания. Образующийся водяной пар снизит температуру в цилиндре и, возможно, повысит давление. Расширение будет происходить до более низкой температуры. При этом снижение температуры в цилиндре не должно ухудшить показателей процесса расширения, т. к. введение дополнительного рабочего тела должно привести к тому, что внутренняя энергия продуктов сгорания перейдет в потенциальную энергию водяного пара, который увеличит работу процесса расширения. Количество вводимой воды должно быть подобрано таким образом, чтобы к концу процесса расширения пар в цилиндре оставался перегретым, а температура в конце процесса расширения была ниже, чем в цикле Тринклера. В связи с тем, что снизится средняя температура цикла, появляются предпосылки к адиабатизации цилиндра. Предложенные мероприятия позволят снизить выброс окислов азота и несгоревших углеводородов в выхлопе судовых, стационарных и транспортных двигателей и повысить их энергетическую эффективность и экологическую безопасность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конкс Г. А., Лашко В. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. М.: Машиностроение, 2005. 512 с.
2. Возницкий И. В., Пунда А. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: МорКнига, 2008. 283 с.
3. Тер-Мкртчян Г. Г. Двигатели внутреннего сгорания с нетрадиционными рабочими циклами: учеб. пособие. М.: МАДИ, 2015. 80 с.
4. Хоанг Коанг Лыонг. Повышение эксплуатационной эффективности судового ДВС за счёт обоснованного выбора способа смесеобразования и компоновочной схемы двигателя: дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2017. 133 с.
5. Архангельский В. М., Вихерт М. М., Воинов А. Н. и др. Автомобильные двигатели / под ред. М. С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 591 с.
6. Цикл Аткинсона: как это работает. URL: <https://auto.today/bok/1170-cikl-atkinsona.html> (дата обращения: 04.10.2018).
7. Дьяченко Н. Х., Костин А. К. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания / под ред. Н. Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение, 1974. 552 с.
8. Семикин В. М. Анализ области применения жидкостной нейтрализации отработавших газов дизелей // Автомобил. трансп. 2008. Вып. 22. С. 128–131.

Статья поступила в редакцию 21.05.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Каргин Сергей Александрович – Россия, 414000, Астрахань; Каспийский институт морского и речного транспорта, филиал Волжского государственного университета водного транспорта; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры судомеханических дисциплин; dorokhovaf@rambler.ru.

Дорохов Александр Федорович – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; dorokhovaf@rambler.ru.



INCREASING ENERGY EFFICIENCY AND ENVIRONMENTAL SAFETY
OF RECIPROCATING ENGINES

S. A. Kargin¹, A. F. Dorokhov²

¹ *Institute of Caspian Sea and River Transport,
Federal branch of Volga State University of Water Transport,
Astrakhan, Russian Federation*

² *Astrakhan State Technical University,
Astrakhan, Russian Federation*

Abstract. The article highlights the process of organizing the internal combustion engines operation, which is intended to raise the environmental safety and the extent to which the thermal energy of the working fluid is used in order to increase the energy efficiency and environmental safety of marine, fixed and transport engines. Today in propulsion engineering the process of supplying heat to the cycle (fuel injection, mixture formation, combustion) has been comprehensively studied and improved. The analysis of the thermodynamic cycle has been presented. Disadvantages of the working process (from the position of converting the chemical energy of fuel into mechanical energy) of a reciprocating engine with a crank mechanism are listed: incomplete combustion of fuel, loss of heat with exhaust gases and coolant, mechanical losses in the engine, etc. It has been found that the complete conversion of the thermal energy of the working fluid into mechanical work is impossible due to a short expansion stroke. The possibilities of increasing the efficiency of the working cycle of internal combustion engines are considered. An additional increase of the internal energy of the working fluid obtained by reducing losses in the cooling system due to the thermal insulation of the cylinder goes into increased losses with exhaust gases. It is proposed to introduce water into the cylinder after reaching the maximum temperature of the cycle, which helps lower the temperature of the gases, reduce the temperature difference and the intensity of heat transfer. It has been suggested to conduct tests with different moments of water supply, which will determine the effect of water on the process of burning fuel. The necessity of calculating various situations has been justified, since the amount of water will be different. The calculated water injection at the end of the combustion process can simplify cleaning and increase the engine capacity without significant amplifications of its main elements.

Key words: energy efficiency, ecological safety, thermodynamic cycle, working process, heat energy, cylinder pressure, heat insulation.

For citation: Kargin S. A., Dorokhov A. F. Increasing energy efficiency and environmental safety of reciprocating engines. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2019;4:60-70. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-60-70.

REFERENCES

1. Konks G. A., Lashko V. A. *Mirovye sudovoe dizelestroenie. Konceptii konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta* [World ship diesel engineering. Design concepts, analysis of international experience]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005. 512 p.
2. Voznickij I. V., Punda A. S. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Marine internal combustion engines]. Moscow, MorKniga Publ., 2008. 283 p.

3. Ter-Mkrtych'yan G. G. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya s netradicionnymi rabochimi ciklami: uchebnoe posobie* [Alternative Combustion Engines: Tutorial]. Moscow, MADI Publ., 2015. 80 p.
4. Hoang Koang Lyong. *Povyshenie ekspluatacionnoj effektivnosti sudovogo DVS za schyot obosnovannogo vybora sposoba smeseobrazovaniya i komponovochnoj skhemy dvigatelya: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Improving operational efficiency of marine ICE due to reasonable choice of method of mixture formation and layout of engine: diss. cand. tech. sci.]. Astrahan', 2017. 133 p.
5. Arhangel'skij V. M., Vihert M. M., Voinov A. N. i dr. *Avtomobil'nye dvigateli* [Car engines]. Pod redakciej M. S. Hovaha. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 591 p.
6. *Cikl Atkinsona: kak eto rabotaet* [Atkinson cycle: how it works]. Available at: <https://auto.today/bok/1170-cikl-atkinsona.html> (accessed: 04.10.2018).
7. D'yachenko N. H., Kostin A. K. i dr. *Teoriya dvigatelej vnutrennego sgoraniya* [Theory of internal combustion engines]. Pod redakciej N. H. D'yachenko. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1974. 552 p.
8. Semikin V. M. Analiz oblasti primeneniya zhidkostnoj nejtralizacii otrabotavshih gazov dizelej [Analysis of using liquid diesel exhaust gas aftertreatment]. *Avtomobil'nyj transport*, 2008, iss. 22, pp. 128-131.

The article submitted to the editors 21.05.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kargin Sergey Aleksandrovich – Russia, 414000, Astrakhan; Institute of Caspian Sea and River Transport, Federal branch of Volga State University of Water Transport; Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Marine Engineering Disciplines; dorokhovaf@rambler.ru.

Dorokhov Alexander Fedorovich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Power Complexes of Marine Engineering Equipment; dorokhovaf@rambler.ru.

