

Д. И. Комлач, А. Н. Антоненко, В. В. Голдыбан

*РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
г. Минск, Республика Беларусь
E-mail: labpotato@mail.ru*

К ВОПРОСУ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Аннотация. В статье приведено описание перспективного двигателя внутреннего сгорания, эффективно работающего с высоким коэффициентом полезного действия и минимальным выбросом вредных веществ за счет утилизации тепла отработавших газов и снижения тепловых потерь вследствие передачи в охлаждающую жидкость.

Ключевые слова: рабочий процесс, отработавшие газы, выбросы вредных веществ, расширительные цилиндры, трансформация, малотоксичный рабочий процесс сгорания.

D. I. Komlach, A. N. Antonenko, V. V. Goldyban

*RUE “NPC NAS of Belarus on Agriculture Mechanization”
Minsk, Republic of Belarus
E-mail: labpotato@mail.ru*

ON THE ISSUE OF EXHAUST GAS HEAT RECOVERY IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF MOBILE AGRICULTURAL MACHINERY

Abstract. The article describes a promising internal combustion engine that works efficiently with a high efficiency and minimal emissions of harmful substances by improving the process of fuel combustion and exhaust heat recovery.

Keywords: workflow, pollutant emissions, recirculation, particulate filter, expansion cylinders, transformation, low-toxic combustion workflow.

Введение

Более 50 % полезной энергии человек получает, сжигая миллиарды тонн нефтяного топлива в двигателе внутреннего сгорания. Одновременно десятки тысяч тонн токсичных веществ ДВС выбрасывают в атмосферу с выхлопными газами двигателя. Эксплуатация транспорта, использующего в качестве силовой установки ДВС, наносит огромный вред бесценному здоровью людей и окружающей среде. Выхлопные газы автомобилей – это настоящее бедствие для экологии крупных городов.

Ужесточение экологических норм и грядущий отказ от устройств, работающих на углеводородах, побуждают специалистов по всему миру искать возможность вывести традиционные ДВС на совершенно иной уровень и тем самым продлить их век. В первую очередь это касается повышения экономичности и уменьшения вредного воздействия на окружающую среду в широком диапазоне изменения нагрузок тепловых двигателей. Проведенные авторами опыты и экспериментальные исследования подтверждают, что у существующих двигателей внутреннего сгорания есть неиспользованные резервы для дальнейшего развития и совершенствования конструкции. Например, за счет существенного повышения термического коэффициента полезного действия (КПД) путем уменьшения потерь тепла с охлаждением, уносимого с отработавшими газами, и от химической неполноты сгорания топлива при существенном снижении количества вредных веществ, содержащихся в отработавших газах двигателя.

Основная часть

Главной задачей двигателестроения является создание двигателей, в которых превращение химической энергии жидкого и газообразного топлива в тепловую, а затем в полезную механическую энергию происходило бы при полном сгорании топлива и непременном условии отсутствия токсических компонентов в отработавших газах. Двигатели внутреннего сгорания и, прежде всего, поршневые двигатели являются самыми многочисленными среди тепловых двигателей и источников энергии, потребляемых человечеством. В настоящее время суммарная мощность эксплуатируемых ДВС превышает мощность всех электростанций мира. Выбрасываемые в атмосферу отработавшие газы двигателей внутреннего сгорания содержат большое количество токсичных веществ (более 280) и сажи и наносят непоправимый вред здоровью человека и окружающей природе. В современном двигателестроении снижение экологического вреда, наносимого двигателями внутреннего сгорания, является важнейшей самостоятельной задачей. Поэтому большинство ученых и производителей автомобильных двигателей внутреннего сгорания предпринимают срочные меры по снижению токсичности отработавших газов двигателя, что позволит сделать автомобильную технику экологически чистой. И прежде всего за счет уменьшения количества содержащихся в них диоксидов углерода, а также оксидов азота и несгоревших углеводородов. Наши экспериментальные исследования подтверждают, что у существующих двигателей внутреннего сгорания есть неиспользованные резервы для дальнейшего развития и совершенствования конструкции. Например, за счет существенного повышения термического КПД путем уменьшения потерь тепла, уносимого с отработавшими газами, и снижения теплотерь от химической неполноты сгорания топлива при одновременном снижении количества токсических составляющих, содержащихся в отработавших газах двигателя. Для увеличения КПД тепловых машин ученые и изобретатели предлагают использовать рабочий цикл с продолженным расширением, что позволяет значительно повысить степень расширения продуктов сгорания по сравнению со степенью сжатия рабочего тела. Для осуществления данного цикла советуют использовать компаундные двигатели (англ. *compound* – составной), которые имеют два (или более) рабочих цилиндра разного диаметра.

Известны двигатели внутреннего сгорания с утилизацией теплоты отработавших газов путем всасывания рабочего заряда в один из двух смещенных по фазе на 360° рабочих цилиндров, его сжатия, воспламенения рабочего заряда и сгорания, расширения продуктов сгорания, перепуска их при движении поршня рабочего цилиндра к верхней мертвой точке через перепускной канал в расширительный цилиндр, дополнительного расширения в последнем продуктов сгорания с последующим выпуском отработавших газов в выпускной коллектор (компаундные двигатели) [1].

На выставке «Engine EXPO 2009» британская фирма «Ilmor Engineering» представила трехцилиндровый компаундный ДВС, в котором инженеры задействовали классическую схему работы двигателя с продолженным расширением рабочего тела. Два крайних цилиндра данного устройства работают по обычному четырехтактному циклу, средний (расширительный) имеет больший диаметр, чем крайние, а его поршень совершает рабочий ход за счет остаточного давления отработавших газов в крайних малых цилиндрах.

По известному способу работы теплового двигателя дополнительное расширение продуктов сгорания в расширительном цилиндре увеличивает работу от расширения рабочих газов, а следовательно, повышает экономичность двигателя внутреннего сгорания. Главным недостатком данного двигателя является то, что во время выпуска значительная часть тепловой энергии отработавших газов из-за их высокой температуры ($1100\text{--}1450^\circ\text{C}$) теряется во время их перемещения из рабочего цилиндра в расширительный цилиндр. Перегреваются перепускной канал и клапан, а существенная часть тепловой энергии рабочих газов уходит в систему охлаждения двигателя. Наряду с этим при работе данного компаундного двигателя внутреннего сгорания на режимах малых нагрузок и холостом ходу давление отработавших газов в момент открытия выпускных клапанов в рабочих цилиндрах снижается до $1,5\text{--}2\text{ кг/см}^2$. Вследствие этого дальнейшее расширение отработавших газов в расширительном цилиндре приводит к образованию давлений ниже атмосферного (1 ат). Часть полезной работы от расширения продуктов сгорания в рабочих цилиндрах затрачивается на создание разрежения в расширительном цилиндре, что наглядно иллюстрируется диаграммами, приведенными на рис. 1.

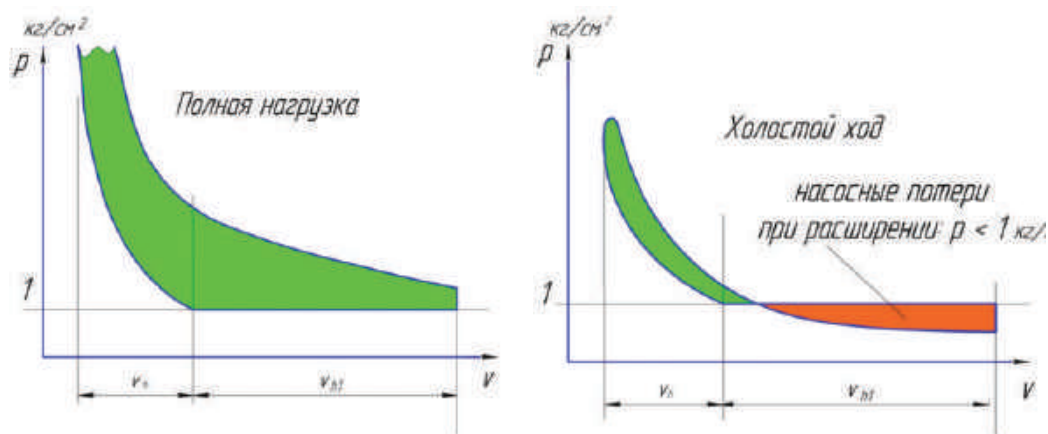


Рис. 1. Индикаторные диаграммы компаундного двигателя внутреннего сгорания

Таким образом, известные компаундные двигатели внутреннего сгорания на режимах малых нагрузок и холостом ходу вместо повышения экономичности, наоборот, потребляют больше топлива по сравнению с традиционными двигателями. Вместе с тем отработавшие газы, покидающие двигатель, содержат не меньшее количество токсичных веществ и сажи, чем традиционный четырехтактный двигатель внутреннего сгорания. Поэтому у компаундных двигателей есть неиспользованные резервы для дальнейшего развития и совершенствования. Нами предложено и запатентовано техническое решение, позволяющее совершить некоторый прогресс в области двигателестроения [2, 3].

Описание конструкции предлагаемого компаундного двигателя с утилизацией отработавших газов и малотоксичным рабочим процессом

Комбинированный компаундный двигатель внутреннего сгорания (рис. 2) содержит по меньшей мере один модуль из двух рабочих цилиндров 1 и 2 с поршнями 3 и 4 и расширительных цилиндров 5 увеличенного рабочего объема с поршнями 6, при этом поршни 3 и 4 и поршни 6 кинематически связаны с одним коленчатым валом 7, а кривошипы поршней 6 смещены по отношению к двум кривошипам поршней 3 и 4 на угол 180° . Суммарный объем расширительных цилиндров 5 превышает объем одного рабочего цилиндра (1 или 2) на 200–400 %. Головки рабочих цилиндров 1 и 2 содержат впускные клапаны 8 и 9 и перепускные 10 и 11, установленные в соответствующую

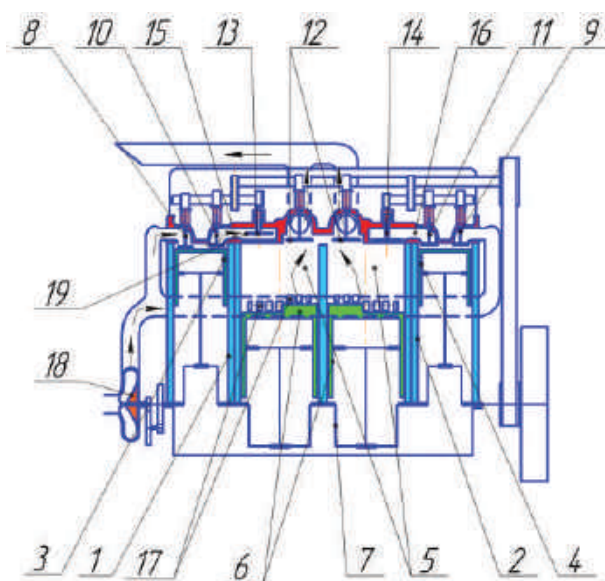


Рис. 2. Комбинированный компаундный двигатель внутреннего сгорания

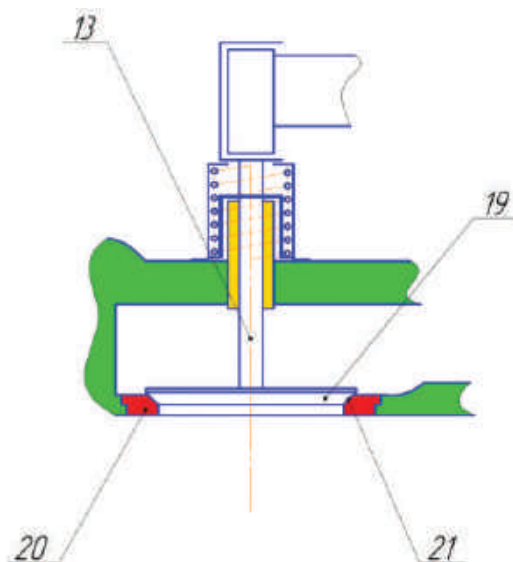


Рис. 3. Запорный клапан (13): 19 – опорная фланка; 20 – седло клапана; 21 – посадочный пояс

щих каналах головок цилиндров. В выпускных каналах в головках расширительных цилиндров 5 установлены выпускные клапаны 12, а запорные клапаны 13 и 14 смонтированы в перепускных каналах 15 и 16. Расширительные цилиндры 5 снабжены продувочными органами (окнами или клапанами). На схеме показаны продувочные окна 17. Для продувки расширительных цилиндров 5 атмосферным воздухом на двигателе устанавливается продувочный насос 18 с механическим или электрическим приводом. Продувочный насос 18 воздухопроводами соединен с продувочными окнами 17 и впускными каналами с клапанами 8 и 9 рабочих цилиндров 1 и 2. Для повышения мощности предлагаемого двигателя возможно применение двойного наддува рабочих цилиндров 1 и 2 посредством дополнительных электрических нагнетателей (на схеме не показаны). Опорные фланки 19 на тарелках запорных клапанов 13 и 14 выполнены на наружной стороне тарелки клапана. Наряду с этим седла 20 запорных клапанов 13 и 14 смонтированы в перепускных каналах 15 и 16 посадочными поясами 21 вверх, к пружине клапана (рис. 3). Благодаря этому запорные клапаны 13 и 14 открываются вверх и не препятствуют поршням 6 при подходе их к верхней мертвой точке, что позволяет освобождать весь объем расширительных цилиндров 5 от сжатого продувочного воздуха и вытеснять его поочередно в один из рабочих цилиндров 1 и 2 для увеличения внутренней энергии. В результате осуществления этого процесса уменьшается вредное пространство (в данном случае объем, из которого сжатый воздух не вытесняется в рабочие цилиндры) в расширительных цилиндрах 5 и повышается механический КПД модуля. Топливо в рабочие цилиндры подается системой подачи топлива в соответствии с нагрузкой двигателя [4].

Работа комбинированного компаундного двигателя внутреннего сгорания заключается в следующем.

Термодинамические процессы в рабочих цилиндрах 1 и 2 могут протекать как по циклу Дизеля, так и по циклу Отто (т. е. бензиновый, 4-тактный), разность фаз между ними составляет 360° . Отработавший газ каждого рабочего цилиндра 1 и 2 по очереди по перепускным каналам 15 и 16 попадает в расширительные цилиндры 5 с разницей в 360° поворота кривошипа. Необходимо отметить, что, прежде чем отработавший газ покинет рабочий цилиндр, он поделится своей тепловой энергией с новым рабочим телом – сжатым в расширительных цилиндрах 5 атмосферным продувочным воздухом. Вследствие этого температура отработавших газов в рабочих цилиндрах 1 и 2 резко снизится, а внутренняя энергия сжатого воздуха повысится, сохраняя тепловой баланс по законам термодинамики. В результате этого при расширении отработавших газов теплоотдача в «воду» существенно снизится, а среднее индикаторное давление при «рабочем ходе» в расширительных цилиндрах 5 возрастет, увеличивая тем самым полезную работу цикла и экономичность двигателя.

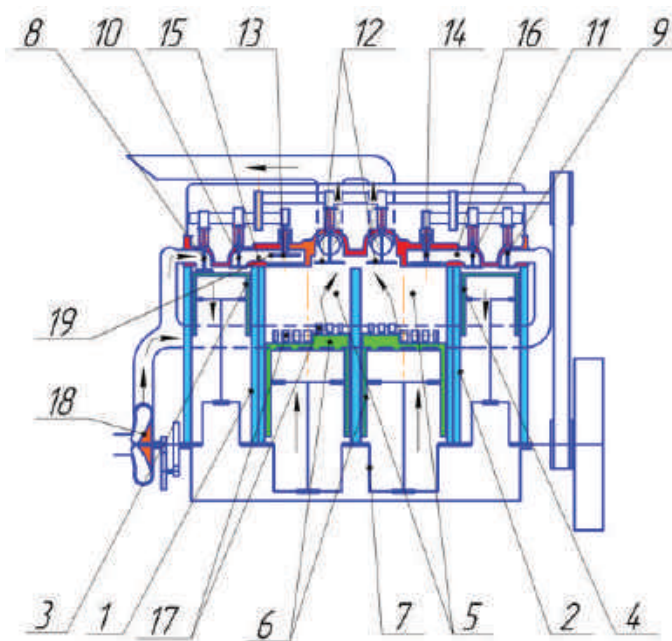


Рис. 4. Кинематическая схема предлагаемого комбинированного компаундного двигателя внутреннего сгорания, осуществляющего такт «впуск» в первом рабочем цилиндре

Диаграмма газораспределения совершенно одинакова по отношению к каждому из рабочих цилиндров 1 и 2, поэтому для определения работы в модуле достаточно рассмотреть схему газообмена только одного рабочего цилиндра 1 с расширительными цилиндрами 5.

На первом обороте коленчатого вала 7 при движении поршней 3 и 4 рабочих цилиндров 1 и 2 к нижней мертвой точке во время первого такта в первом рабочем цилиндре 1 выполняется процесс впуска, заключающийся в наполнении рабочего цилиндра 1 свежим рабочим зарядом под некоторым избыточным давлением за счет наддува воздуха во впускной канал продувочным насосом 18 (рис. 4).

В то же время во втором рабочем цилиндре 2 осуществляется рабочий ход, а в сообщенных между собой расширительных цилиндрах 5 заканчивается продувка и начинается сжатие чистого холодного воздуха. Поток продувочного воздуха, поступающего в расширительные цилиндры 5 через продувочные окна 17, вытесняет продукты сгорания через выпускные клапаны 12. Следует отметить, что при опережающем закрытии выпускных клапанов 12 продувочный воздух через еще открытые продувочные окна 17 наполнит расширительные цилиндры 5 с давлением, немного превышающим давление окружающей среды, и обеспечит большой весовой заряд свежего воздуха в расширительных цилиндрах 5. При дальнейшем движении поршней расширительных цилиндров 5 к верхней мертвой точке, а поршней рабочих цилиндров 1 и 2 к нижней мертвой точке давление в цилиндрах 5 и 2 выровняется, и откроются запорный клапан 14 и перепускной клапан 11.

Далее при движении поршней расширительных цилиндров 5 к верхней мертвой точке (рис. 5) давление сжатого воздуха в расширительных цилиндрах 5 будет возрастать, и сжатый холодный воздух начнет вытесняться из расширительных цилиндров 5 по перепускному каналу 16 через открытые клапаны 11 и 14 во второй рабочий цилиндр 2. Одновременно с этим сжатый холодный воздух через открытый запорный клапан 13 заполнит перепускной канал 15, и при достижении поршнями 6 верхней мертвой точки запорный клапан 13 закроется, запирая в перепускном канале сжатый воздух. Конструкция запорного клапана с выполнением опорной фаски 19 (рис. 3) тарелки клапана на ее наружной стороне позволяет открывать запорный клапан вверх и не препятствовать продвижению поршня 6 расширительного цилиндра 5 к верхней мертвой точке, а при закрытии клапана максимально уменьшать объем вредного пространства в расширительном цилиндре 5. В момент закрытия запорного клапана 13 температура запертого в перепускном канале 15 сжатого воздуха существенно ниже температуры тарелки перепускного клапана 10 и поверхности пере-

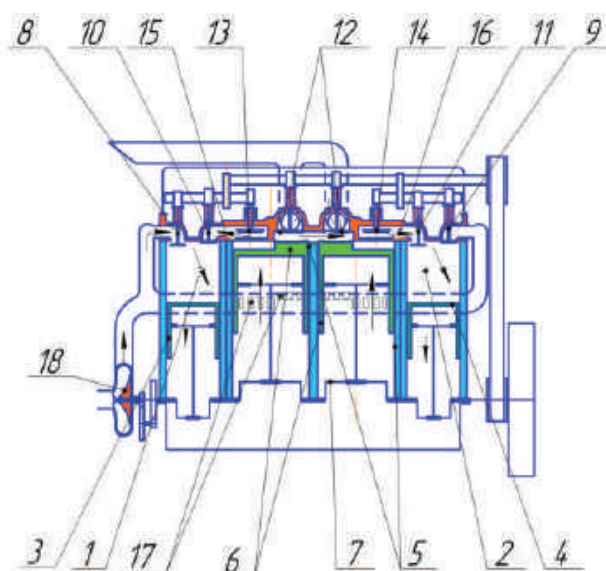


Рис. 5. Кинематическая схема комбинированного компаундного двигателя внутреннего сгорания, осуществляющего перепуск сжатого холодного воздуха из расширительных цилиндров во второй рабочий

пускового канала 15. Вследствие этого запертый в перепускном канале 15 сжатый относительно холодный воздух увеличит температуру и свою внутреннюю энергию за счет охлаждения тарелки перепускного клапана 10 и перепускного канала 15. В результате этого тепло, уходящее на нагрев охладителя в прототипе, будет передано новому рабочему телу – сжатому продувочному воздуху. В процессе продвижения сжатого воздуха из расширительных цилиндров 5 по перепускному каналу 16 в рабочий цилиндр 2 происходит его нагрев за счет охлаждения наиболее нагреваемых деталей камеры сгорания, перемешивания с горячими отработавшими газами и догорания промежуточных компонентов несгоревшего топлива. В результате смешивания температура отработавших газов во втором рабочем цилиндре 2 резко снизится на 500–600°C, хотя давление газа в цилиндре 2 существенно увеличится за счет увеличения внутренней энергии и температуры большой массы поступившего в цилиндр 2 сжатого продувочного воздуха, перемещенного из расширительных цилиндров 5. Благодаря этому процессу по завершении рабочего хода в рабочем цилиндре 2 вместо высокотоксичных отработавших газов, обладающих очень высокой температурой, получаем новое рабочее тело – сжатый чистый воздух с низким содержанием вредных веществ и значительной внутренней энергией, которую легко трансформировать в механическую работу с высоким КПД. При этом потери тепла за счет охлаждения рабочего тела поршнями 6 и стенками расширительных цилиндров 5, имеющих более низкую температуру, существенно уменьшаются.

Температура всей массы сжатого воздуха, перемешавшегося с горячими газами в начале расширения, составит не более 600–700°C вместо имевшей место температуры отработавших газов в рабочем цилиндре 2 в конце рабочего хода 1100–1400°C. Очевидно при такой высокой температуре отработавших газов их невозможно было бы переправить в расширительные цилиндры 5 без весьма существенных потерь энергии, перегрева перепускного клапана 11, перепускного канала 16 и преждевременной передачи тепловой энергии отработавших газов охлаждающей жидкости через конструктивные элементы двигателя. Новое рабочее тело (сжатый и нагретый продувочный воздух) имеет большую массу газа при относительно низкой температуре и позволяет без потери его внутренней энергии совершить при расширении в расширительных цилиндрах 5 еще один полезный рабочий ход. Кроме того, вследствие циклического охлаждения наиболее нагреваемых деталей двигателя сжатым в расширительных цилиндрах 5 воздухом потребуются самая простая система охлаждения двигателя (преимущественно воздушная), что упростит его конструкцию и повысит экономичность.

При обратном ходе поршней рабочих цилиндров 1 и 2 к верхней мертвой точке (рис. 6) в течение второго такта в первом рабочем цилиндре 1 закрывается впускной клапан 8 и выполняется

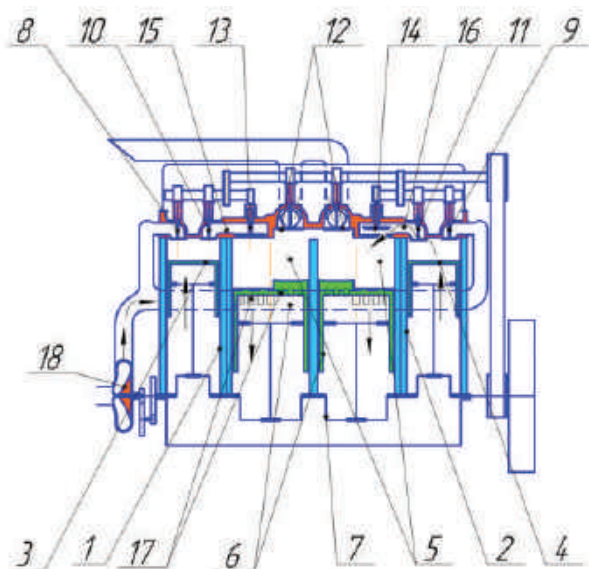


Рис. 6. Кинематическая схема комбинированного компаундного двигателя внутреннего сгорания, осуществляющего такт «сжатие» в первом рабочем цилиндре

процесс сжатия рабочего заряда. В это время в результате нагрева сжатого воздуха давление газов в расширительных цилиндрах 5 существенно повысится и начнется процесс расширения сжатого и нагретого продувочного воздуха, перемешавшегося с продуктами сгорания второго рабочего цилиндра 2. В расширительных цилиндрах 5 эффективно совершается еще один рабочий ход. В результате чего полученная дополнительная полезная работа цикла по расчетам составит 80–90% от работы, полученной в рабочем цилиндре 2 во время такта – рабочий ход при сгорании топлива и расширении нагретых газов. С учетом затрат механической энергии на продувку расширительных цилиндров 5 и дополнительных механических потерь, связанных с работой расширительных цилиндров 5, термический коэффициент полезного действия двигателя внутреннего сгорания повысится на 25–40% при его работе на номинальной мощности.

В конце хода расширительных цилиндров 5 к нижней мертвой точке (рис. 7) первыми откроются выпускные клапаны 12, и холодные отработавшие газы покинут расширительные цилиндры 5.

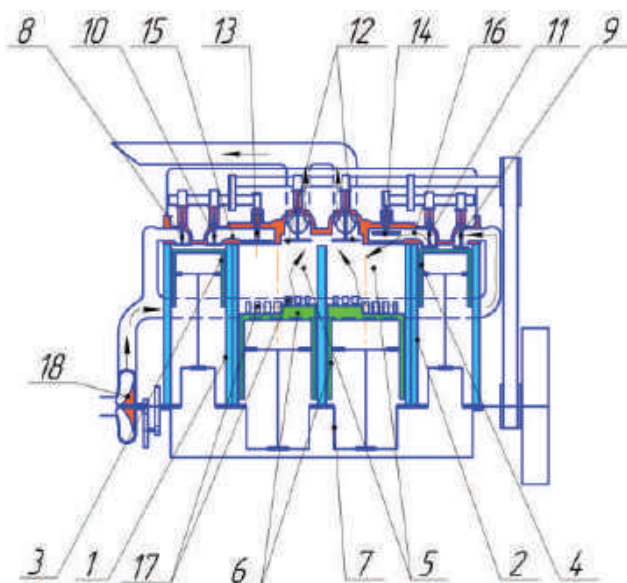


Рис. 7. Кинематическая схема комбинированного компаундного двигателя внутреннего сгорания, выполняющего процесс продувки чистым воздухом расширительных цилиндров

Причем в связи с увеличенной степенью расширения остаточное давление в расширительных цилиндрах 5 в момент открытия выпускных клапанов 12 не превысит 3 кг/см^2 , а газодинамический шум в первом периоде выпуска существенно снижается. Это позволит упростить конструкцию глушителя, снизить его гидравлическое сопротивление, уменьшить уровень шума в процессе выпуска и ускорить продувку расширительных цилиндров 5.

При приближении поршней 6 расширительных цилиндров 5 к нижней мертвой точке и снижении давления отработавших газов в расширительных цилиндрах 5 до величины атмосферного открываются продувочные окна 17 и холодный продувочный воздух под избыточным давлением, развиваемым продувочным насосом 18, устремится в расширительные цилиндры 5. При этом отработавшие газы через открытые выпускные клапаны 12 вытесняются в выпускной коллектор, а расширительные цилиндры 5 заполняются свежим воздухом. В то же время продувочный воздух через открывшийся впускной клапан 9 поступит в камеру сгорания второго рабочего цилиндра 2 и вытеснит остатки отработавших газов из камеры сгорания через пока открытый клапан 11 в перепускной канал 16 и далее через открытый запорный клапан 14 в выпускной коллектор, обеспечивая тем самым полную очистку рабочего цилиндра 2 от продуктов сгорания.

Наличие большого количества свободного кислорода в составе отработавших газов повышает эффективность использования каталитических нейтрализаторов, увеличивает срок службы последних и позволяет на всех режимах работы двигателя внутреннего сгорания обеспечить химическую полноту сгорания топлива до безвредных для человека и окружающей среды конечных компонентов сгорания топлива CO_2 и H_2O . Вместе с тем во избежание образования большого количества оксидов азота NO_x топливо в камере сгорания рабочих цилиндров 1 и 2 сгорает с некоторым дефицитом свободного кислорода при приближении состава смеси к стехиометрическому ($\alpha = 1$), что характеризуется увеличенным содержанием продуктов неполного сгорания и первичных частиц сажи в рабочих газах при их расширении [5]. Наличие свободного кислорода в продувочном воздухе, сжатом в перепускном канале 15, и высокой температуры рабочих газов в рабочем цилиндре (более 1100°C) обеспечит полное дожигание продуктов неполного сгорания и первичных частиц сажи в конечной фазе сгорания при вытеснении продувочного воздуха из расширительных цилиндров 5 в рабочий цилиндр 1 или 2.

На втором обороте вала двигателя и движении поршней 3 и 4 рабочих цилиндров 1 и 2 к нижней мертвой точке (рис. 8) в первом рабочем цилиндре 1 в течение третьего такта выполняется рабочий ход при закрытых клапанах 8 и 10, во втором рабочем цилиндре 2 – процесс наполнения рабочим зарядом (описан выше). Параллельно с этим в расширительных цилиндрах 5 завершается продувка, при этом первыми закроются выпускные клапаны 12, а продувочные окна 17 еще некоторое время остаются открытыми, позволяя продувочному воздуху поступать в расширительные цилиндры 5, что увеличит массу воздуха в расширительных цилиндрах 5, подвергаемого сжатию. Далее продувочные окна 17 закрываются и в расширительных цилиндрах 5 вновь производят сжатие продувочного воздуха, необходимого для утилизации тепловой энергии отработавших газов путем передачи ее от одного рабочего тела ко второму, имеющему более низкую температуру.

При достижении величины давления сжатия продувочного воздуха в расширительных цилиндрах 5 равной давлению продуктов сгорания в рабочем цилиндре 1 открываются перепускной 10 и запорный 13 клапаны, и конструктивно возможная часть сжатого воздуха вытесняется поршнями 6 в рабочий цилиндр 1 для нагрева и дожигания компонентов не успевшего сгореть топлива. Вместе с воздухом из расширительных цилиндров 5 сжатый и прогретый воздух, оставленный в перепускных каналах 15 при предыдущем сжатии продувочного воздуха, также вытеснится в рабочий цилиндр 1. Небольшая часть сжатого продувочного воздуха, зажатая в перепускном канале 16 в момент прохождения поршнями расширительных цилиндров 5 верхней мертвой точки, будет заперта запорным клапаном 14 и будет нагреваться за счет охлаждения тарелки перепускного клапана 11 и перепускного канала 16, аккумулируя тепло, которое в традиционном двигателе уходит в систему охлаждения. После прохождения поршнями мертвых точек и изменения направления движения в первом рабочем цилиндре 1, во время последнего четвертого такта рабочего цикла, осуществляется расширение продуктов сгорания и перемешавшегося с ними нагретого продувочного воздуха в расширительных цилиндрах 5. При этом вновь, второй раз за один рабочий цикл двигателя, в расширительных цилиндрах 5 выполнится «рабочий ход» и трансформируется поло-

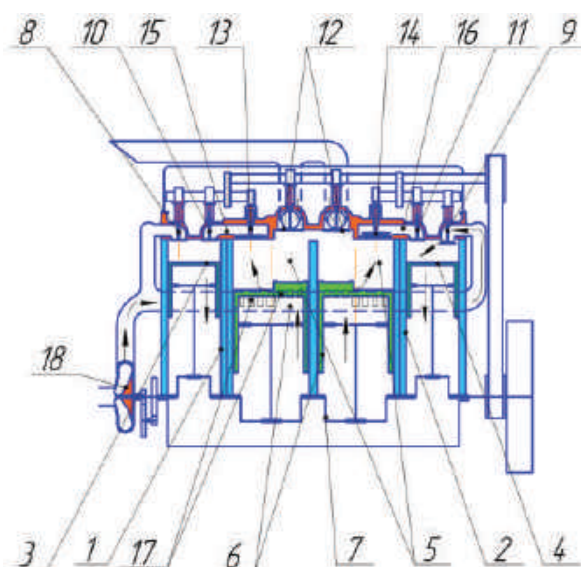


Рис. 8. Кинематическая схема комбинированного компаундного двигателя внутреннего сгорания, осуществляющего такт «рабочий ход» в первом рабочем цилиндре и сжатие воздуха в расширительных цилиндрах

жительная работа газовой смеси. После открытия выпускных клапанов *12* и продувочных окон *17* производится выпуск отработавших газов и продувка расширительных цилиндров *5*. В это же время в течение четвертого такта во втором рабочем цилиндре *2* закрывается перепускной клапан *11*, выполняется процесс сжатия рабочего заряда и завершается полный четырехтактный цикл.

Итак, за два оборота коленчатого вала в рабочих цилиндрах *1* и *2* совершается по одному четырехтактному рабочему циклу, а в расширительных цилиндрах *5* – по два двухтактных рабочих цикла. Необходимо отметить, что топливо сжигается только в рабочих цилиндрах предлагаемого двигателя. Следовательно, две цикловые подачи топлива выполняют четыре рабочих хода. Работа расширительных цилиндров в режиме двухтактного двигателя обеспечивается нагревом рабочего тела (сжатого воздуха) непосредственно в основных рабочих цилиндрах, за счет снижения внутренней энергии отработавших газов рабочих цилиндров, дожигания углеводородов, которые не сгорели в рабочем цилиндре двигателя в процессе сгорания, охлаждения перепускного канала, деталей камеры сгорания и перепускных клапанов.

Особенностью эксплуатации автомобильных двигателей является сравнительно редкое использование полных мощностей. Последние развиваются только при движении автомобиля с максимальной скоростью, при достижении максимальных ускорений или в моменты преодоления наибольших сопротивлений дороги. Для уменьшения мощности, развиваемой бензиновым двигателем, прикрывают воздушную заслонку, затрудняя тем самым проход горючей смеси в рабочие цилиндры. В результате этого снижается вес смеси, поступающей в рабочие цилиндры, что влечет за собой уменьшение давления отработавших газов в конце расширения. В действительном рабочем цикле давление отработавших газов в конце процесса расширения в рабочих цилиндрах на холостом ходу мало отличается от давления воздуха в окружающей среде. Следовательно, трансформация накопленной сгоревшими газами внутренней энергии в механическую работу завершена. При этом температура отработавших газов превышает 1000°C , а их теплосодержание достигает 50% от всей энергии сгорания топлива. Отработавшие газы должны освободить рабочий цилиндр, а дальнейшее их расширение приведет к дополнительным механическим затратам (основной недостаток прототипа). Эти тепловые потери принято именовать принципиально неустраняемыми потерями теоретического цикла. В известных компаундных двигателях на режимах частичных нагрузок и холостом ходу продолжение расширения отработавших газов с давлением меньше 3 кг/см^2 в расширительных цилиндрах приводит к увеличению расхода топлива. В предлагаемом комбинированном компаундном двигателе внутреннего сгорания в рабочий цилиндр в конце осуществления в нем рабочего хода перемещается большая масса сжатого в расширительных ци-

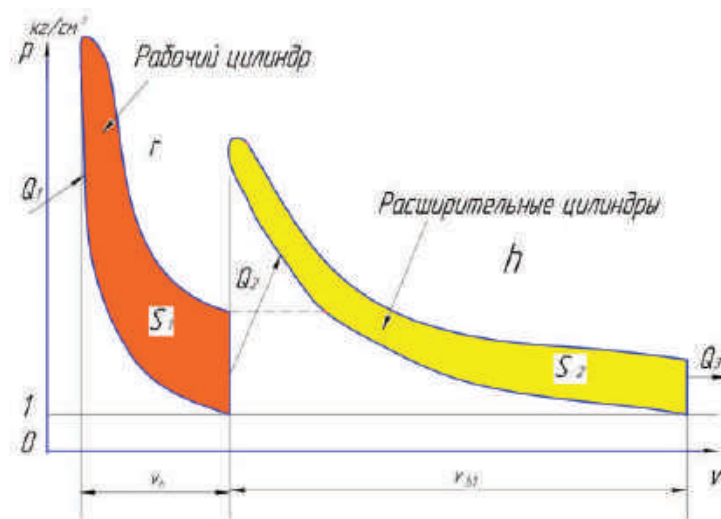


Рис. 9. Индикаторные диаграммы рабочих и расширительных цилиндров предлагаемого комбинированного компаундного двигателя

линдрах свежего атмосферного воздуха, имеющего невысокую температуру (около 200°C), которая при перемешивании с горячими отработавшими газами нагревается до 600°C и увеличивает свою внутреннюю энергию и давление в рабочем цилиндре до 5 кг/см^2 . Очевидно, что накопленную тепловую энергию легко трансформировать в механическую работу с высоким КПД.

Суммируя вышеизложенное, можно утверждать, что предлагаемый комбинированный компаундный двигатель внутреннего сгорания позволяет увеличить процент тепла, превращаемого в полезную работу за счет использования тепловой энергии, которая по второму закону термодинамики должна быть передана холодному источнику. Интересно отметить, что в данном случае «холодный источник» – это сжатый продувочный воздух, при расширении которого и происходит утилизация теплоты отработавших газов и снижение удельного расхода топлива в автомобильном двигателе внутреннего сгорания.

Рабочие циклы (рис. 9) рабочих цилиндров (диаграмма r) осуществляются в течение двух оборотов коленчатого вала, а рабочий цикл расширительных цилиндров (диаграмма h) осуществляется за один оборот коленчатого вала, используя тепловую энергию отработавших газов, которая по второму закону термодинамики неизбежно должна быть передана холодному источнику. Из рассмотрения площади представленных индикаторных диаграмм несложно прийти к заключению, что, используя предлагаемый способ утилизации теплоты отработавших газов, заключающийся в передаче тепла отработавших газов Q_2 другому рабочему телу, теплоиспользование тепла Q_1 , выделяющегося при сгорании топлива, возрастает. Конечная температура нового рабочего тела существенно ниже температуры отработавших газов в традиционном двигателе, работающем по циклам Дизеля и Отто. Вместе с тем снижаются и потери тепла, уносимого с охлаждающей жидкостью, и уменьшается тепловая напряженность основных деталей рабочих цилиндров (поршни, клапаны, форсунки). Наибольшую убедительность и наглядность дает сравнение циклов и их диаграмм. Работа газов в цилиндрах рассматриваемого двигателя эквивалентна площади индикаторных диаграмм, и совершенно очевидно, что количество тепла, уносимого с отработавшими газами и охлаждающей жидкостью Q_3 ($Q_2 \geq Q_3$), в предлагаемом двигателе снижается, а термический коэффициент полезного действия возрастает.

Заключение

Предлагаемый способ работы двигателя внутреннего сгорания с утилизацией теплоты отработавших газов и малотоксичным рабочим процессом позволит обеспечить существенное снижение вредных выбросов и повышение экономичности за счет продувки расширительных цилиндров атмосферным воздухом, его последующим сжатием, перемешиванием с отработавшими газами

непосредственно в рабочих цилиндрах двигателя в конце рабочего хода и сжигания промежуточных горючих компонентов несгоревшего топлива, в том числе и мельчайших частиц сажи, а также увеличения внутренней энергии сжатого продувочного воздуха за счет охлаждения наиболее нагретаемых деталей камеры сгорания и перепускных каналов, и трансформации тепловой энергии нового рабочего тела в механическую работу и крутящий момент на валу двигателя при обратном ходе поршней расширительных цилиндров к нижней мертвой точке.

Предлагаемый комбинированный компаундный двигатель внутреннего сгорания имеет высокий коэффициент теплоиспользования и практически не имеет вредных выбросов. Высокая экономичность и экологическая безопасность позволит в будущем использовать его в составе силовых установок автотракторной техники, электрогенераторов и другой экономичной, экологически безопасной мобильной техники, эксплуатируемой с переменной нагрузкой. Изложенный в этой статье материал может служить основой для теоретических исследований малотоксичного рабочего процесса, а также обеспечить основу для дальнейших разработок по повышению экономичности и снижению вредных выбросов в двигателях внутреннего сгорания.

Список использованных источников

1. Компаундный двигатель внутреннего сгорания: заявка DE 3121301 A1, МПК F02B 41/08. – 1983.
2. Двигатель внутреннего сгорания с утилизацией теплоты отработавших газов : пат. ЕАПО 036869 B1 / А. Н. Антоненко, А. А. Антоненко – Оpubл. 30.12.2020.
3. Способ работы двигателя внутреннего сгорания : патент ВУ 8639 C1, М F02B 41/02 / А. Н. Антоненко. – Оpubл. 30.12.2006.
4. Комбинированный компаундный двигатель внутреннего сгорания : заявка ВУ а 20210054 / А. Н. Антоненко. – Оpubл. 30.10.2022.
5. Лиханов В. А., Сайкин А. М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : «Колос», 1994. – С. 52–59.

УДК 631.362

Поступила в редакцию 19.10.2022
Received 19.10.2022

Д. И. Комлач, А. Н. Юрин

*РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»
г. Минск, Республика Беларусь*

ЛИНИЯ СОРТИРОВКИ И ФАСОВКИ ЯБЛОК ЛСП-4 И РЕЗУЛЬТАТЫ ЕЁ ИСПЫТАНИЙ

Аннотация. В данной статье приведены результаты приемочных испытаний технологической линии сортировки и фасовки яблок ЛСП-4, проходивших в производственных условиях ОАО «Остромечево» Брестского района, и экономическая эффективность её применения.

Ключевые слова: Линия сортировки яблок, транспортер, лоток, система технического зрения, дефект плода, механические повреждения, испытания, комплекс уборки веток, валкователь веток, измельчитель веток, экономическая эффективность, агротехнические требования.

D. I. Komlach, A. N. Yurin

*RUE “SPC NAS of Belarus for Agricultural Mechanization”
Minsk, Republic of Belarus*

APPLE SORTING AND PACKAGING LINE LSP-4 AND THE RESULTS OF ITS TESTS

Abstract. This article presents the results of acceptance tests of the technological line for sorting and packing apples LSP-4, which took place under the production conditions of OJSC Ostromechevo, Brest region, and the economic efficiency of its use.

Keywords: tests, branch harvesting complex, branch raker, branch shredder, economic efficiency, agrotechnical requirements.