

УДК 629.038

**В.Г. Некрасов, канд. техн. наук, М.К. Куанышев, инж., А.К. Каукаров, инж.,
А.Т.Мухтаров, инж.**

ОПТИМАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ДВС

Введение

К современным двигателям предъявляется комплекс требований по топливной экономичности, экологическим параметрам, надежности, а также ресурсу и ремонтнопригодности. Большая часть моделей двигателей, используемых в практике автомобилестроения стран СНГ, была создана в 60-70-е годы XX века и в настоящее время не удовлетворяет всему комплексу отмеченных выше требований.

Казахстан развивает автомобиле-строительную отрасль. В настоящее время этот процесс идет по традиционному пути – созданию сборочных производств с поставкой комплектующих от базовых предприятий автомобильной промышленности из России или других стран. В то же время Казахстан имеет промышленный потенциал для производства силовых агрегатов на собственных промышленных предприятиях. В настоящее время вопрос стоит о соответствии двигателей, которые могут производиться на казахстанских предприятиях двигателестроения, современным требованиям. Модульный принцип позволяет компоновать двигатели всего мощностного ряда для автомобилестроения.

1. Формулирование проблемы

Учитывая отмеченное, Национальная инженерная академия Республики Казахстан провела работу по разработке оптимальной технологической и конструктивной схемы автомобильного двигателя, которая бы отвечала этим требованиям. В основном, рассматривался вопрос о разработке двигателя для автомобиля малого класса, как наиболее массовой и перспективной модели автомобиля в свете международных экологических требований, а также тре-

бований по высокой топливной экономичности в связи с тенденцией роста стоимости моторных топлив.

2. Решение проблемы

Для повышения эффективности двигателя требуется применение комплексного метода [1], рассматривающего положительное влияние на все составляющие эффективности, термический, относительный и механический КПД. Вначале рассмотрим влияние первых двух факторов, которые дают значение индикаторного КПД. На рис. 1 приведена I-S диаграмма процесса в ДВС.

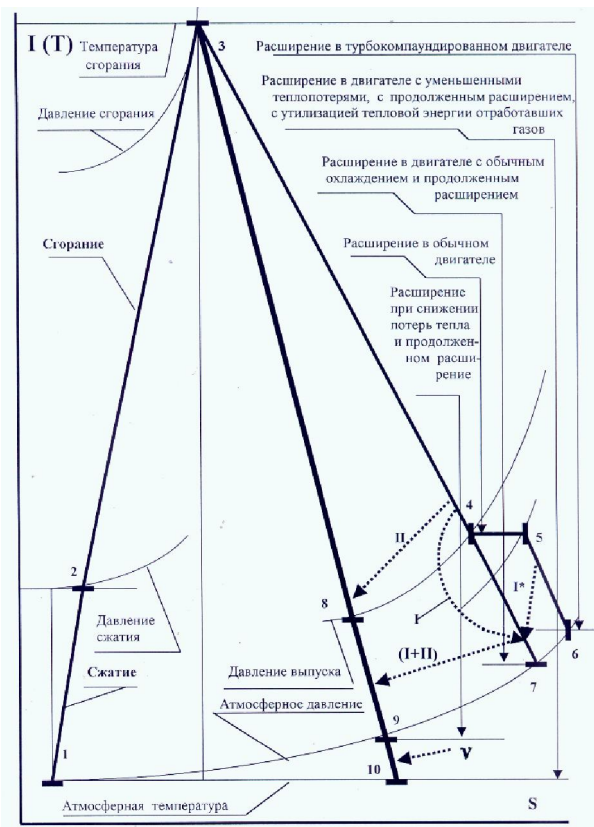


Рис.1. I – S диаграмма для выбора направлений совершенствования ДВС



Рис.2. Блок-схема совершенствования двигателя при влиянии на все составляющие эффективного КПД и с утилизацией.

Подготовительные процессы в нем идут по обычной схеме, это сжатие (1-2), сгорание топлива (2-3). В результате в цилиндре возникает повышенное давление сгорания. От того, как проходит расширение, зависит эффективность процесса. Расширение в обычном цилиндре ДВС с жидкостным обычным показателем 3-4.

Расширение идет до давления выпуска, которое, как известно, существенно выше атмосферного. Отклонение линии процесса расширения 3-4 от вертикали показывает процесс с охлаждением цилиндра, чем больше тепла будет отведено от цилиндра и чем больше будет наклон линии, изображающий этот процесс, тем меньше будет выработано полезной мощности.

В турбокомпаундированных двигателях при комбинировании поршневой части с газовой турби-

ной, расширение ведется практически до атмосферного давления (процесс в газовой турбине 4-5-6). Хотя часть потенциальной энергии газов теряется за счет расширения газов без выработки полезной мощности (4-5), общий полезный теплоперепад, переработанный в полезную мощность в турбокомпаундированном двигателе, возрастает.

Но известно, что турбокомпаундирование эффективно на двигателях большой мощности, когда имеется большой объем газов, а также турбина ввиду достаточно больших размеров имеет не очень большие частоты вращения. На двигателях малой мощности эффективность газотурбинной надстройки снижается. Альтернативным вариантом для двигателей малой мощности является продолженное расширение - процесс 4-7. При сжатии в цилиндре объема воздуха, соответствующего при нормальных параметрах, например, 250 см^3 , а расширяясь в цилиндре до объема 650 см^3 , реализуется цикл с продолженным расширением, имеющий более высокую эффективность [2]. Таким образом, продолженное расширение является первым методом повышения эффективности или оптимизации двигателя малой мощности (I).

Как отмечалось, снижение потерь тепла в процессе расширения в цилиндре также повышает эффективность. Поэтому выполнение цилиндра с двухслойной гильзой, внутренняя часть которой выполняется из жаростойкого материала с низкой теплопроводностью, повышает эффективность процесса - мероприятие II, при этом процесс расширения с малыми потерями тепла в таком цилиндре изображается как 3-8. Комбинирование этих двух мероприятий - продолженного расширения (I) и низкого теплоотвода от цилиндра (II) приводит к более высокому индикаторному КПД двигателя, т.е. большей эффективности.

Эффективный КПД определяют при значении полученного индикаторного КПД с учетом механи-

ческого КПД (мероприятия IV). Влияние механического КПД показано на рис.2.

Кривошипно-кулисный механизм преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное движение вала снижает потери на трение при преобразовании движения [3].

Механизм газораспределения принят золотникового типа. При этом распределительный узел выполнен в виде конической крышки вращающегося цилиндра, в которой выполнен газораспределительный канал, а в неподвижной головке цилиндра выполнены окна для подвода впускного воздуха, корректировки наполнения и выпуска отработавших газов. Трение крышки цилиндра и головки цилиндра уменьшено за счет выполнения контактной поверхности на головке цилиндра и из антифрикционного материала на основе графита. Пара трения медь/графит хорошо отработана в электротехнической отрасли для выполнения подвижных электрических контактов (щеток электрических машин, они работают длительное время без заметного износа).

Расчеты показывают, что узел уплотнения крышки вращающегося цилиндра работает в условиях допустимых параметров для таких узлов трения как по кинематическим, так и по термическим условиям.

В механизме газораспределения при постоянной частоте вращения вала не возникает инерционных сил, что снижает потери в этом узле двигателя.

Уплотнение поршня в цилиндре при помощи колец из композитного антифрикционного материала (медно-графит) без использования жидкой смазки снижает потери на трение в цилиндре. В этом узле использован также прием использования композитного антифрикционного материала на основе графита.

Кривошипно-кулисный механизм преобразования движения, в котором поршень соединен с кулисой при помощи штока, совершающего линейное

движение, позволяет использовать подпоршневой объем в качестве воздушного компрессора. В основном четырехтактном цикле воздушный компрессор не требуется. В данном случае компрессор используется в утилизационном цикле, работающем на воздухе. Подпоршневой компрессор работает по двухтактному циклу, поэтому за один рабочий цикл двигателя, который совершается за два оборота, компрессор подает в воздушную систему воздух в сжатом виде в объеме, равном двум полным объемам цилиндра. Сжатый воздух поступает в газоздушный нагреватель, где за счет тепла отработавших газов, имеющих при номинальной мощности двигателя температуру 700°C , нагревается, давление воздуха за счет этого повышается. При этом для подачи воздуха используется перекрестная схема, воздух для цилиндра А сжимается в компрессоре цилиндра Б и наоборот. В момент, когда газораспределительный механизм цилиндра открывает впускной канал, клапаны подпоршневого компрессора находятся в закрытом состоянии. При впуске воздух в цилиндр поступает под давлением $2,5-3 \text{ кг/см}^2$. За счет этого на поршне создается полезное усилие, т.е. происходит утилизация тепловой энергии газов, тепловая энергия газов преобразуется в давление воздуха, которое воздействует на поршень, за счет чего производится полезная мощность во вспомогательном такте наполнения цилиндра (мероприятие V на рис. 1, 2).

После того, как поршень достиг НМТ, впускной канал перекрывается. Распределительный канал в крышке цилиндра за счет вращения совмещается с каналом корректировки наполнения. Когда поршень начинает свое движение от НМТ в сторону ВМТ, часть избыточного воздуха вытесняется из цилиндра. За счет регулирующего вентиля сопротивление сбросной магистрали регулируется таким образом, чтобы при положении поршня за 50 мм до ВМТ в цилиндре осталось только 250 см³ воздуха (в расче-

те на нормальные условия). При сжатии этого количества воздуха в камере сжатия (суммарный объем собственно камеры сгорания и объема между поршнем и крышкой цилиндра при расстоянии от крышки около 2 мм) объемом 14 см^3 создается давление около 40 кг/см^2 , а температура сжатого воздуха подымается до 600°C . Это обеспечивает самовоспламенение инжектируемого топлива по принципу дизельного двигателя. В двигателе предусмотрено

двухстадийный процесс сгорания топлива. Степень сжатия 16-18 достигается, когда поршень не дошел до ВМТ около 1 мм. При этом в камере сгорания заключено около 30 % сжатого воздуха. В этот момент производится инжекция топлива. После предварительной стадии сгорания происходит воспламенение топлива, При этом за счет недостатка окислителя процесс идет без образования оксидов азота.

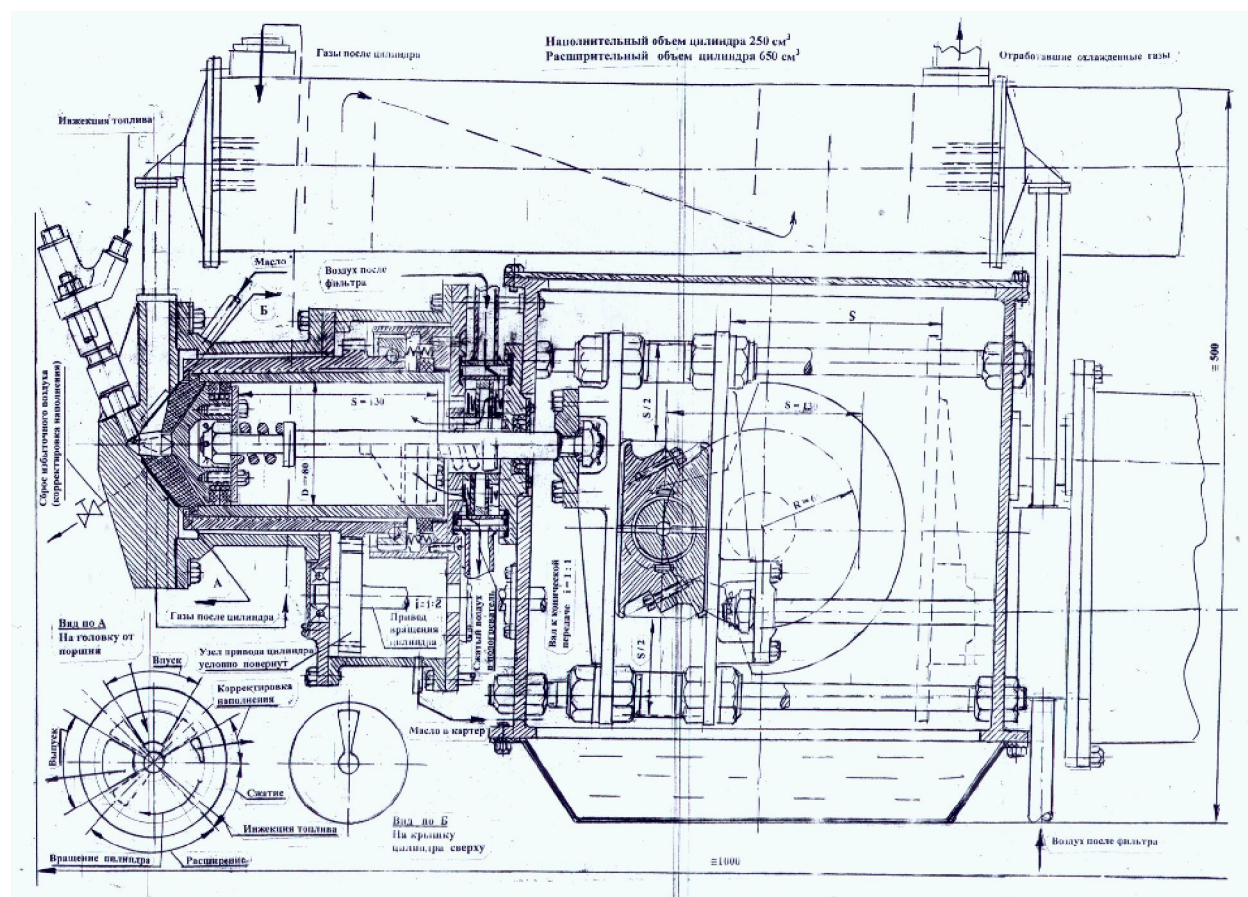


Рис. 3. Эскизный проект двухпоршневого дизельного модуля с оппозитной компоновкой цилиндров при использовании кривошипно-кулисного механизма преобразования движения, с продолженным расширением, газораспределением при помощи вращающегося цилиндра и с воздушной утилизацией тепла отработавших газов. Диаметр цилиндра 80 мм, полный ход цилиндра 130 мм, наполнительный объем 250 см^3 , расширительный объем 650 см^3 . Расчетная мощность 20-25 кВт при 3000 мин^{-1} , расчетный удельный расход топлива при номинальной мощности 124 г/кВт.ч ожидаемый удельный расход топлива 140 г/кВт.ч ($\text{КПД}_e = 60\%$)

На поршне имеется выступ, входящий в нижнюю часть камеры сгорания и имеющий тангенциальные прорезы. При движении поршня до ВМТ воздух, заключенный в зазоре между крышкой цилиндра и днищем поршня, интенсивно вдувается в

камеру сгорания, создавая в ней завихрения. Турбулизацию объема камеры сгорания создает также газораспределительный канал, в который сжимаемый воздух проходит транзитом через центральную часть камеры сгорания. За счет этого происходит интен-

сивное сгорание продуктов неполного сгорания первой фазы процесса сгорания. При достижении поршнем ВМТ в камере сгорания общая степень сжатия соответствует 20 и более. После прохождения ВМТ, когда поршень начинает движение в сторону НМТ, газы, расширяясь в первоначальный момент, также вынуждены проходить через тангенциальные щели в центральном выступе поршня, за счет чего происходит догорание продуктов неполного сгорания уже в пространстве между днищем поршня и крышкой цилиндра. Положительное влияние процесса двухстадийного сгорания на эффективность двигателя и снижение токсичности газов были доказаны в работах Кушуля и подтверждены в более поздних работах.

В двигателе предусмотрен также буферный узел, исключая ударные превышение импульсных нагрузок при быстром сгорании топлива на кинематический механизм. Этот узел является развитием демпфирующего узла в шатуне, предлагавшийся в работах Риккардо. Пружинная вставка, демпфирующая ударную нагрузку в момент возникновения давления сгорания при высокой скорости сгорания, снижает ударные нагрузки на кинематику двигателя. Упругость пружины демпфирующей вставки должна быть больше усилия, возникающего при сжатии, но меньше, чем усилие на поршень при расчетном давлении сгорания. Для рассматриваемых размеров

цилиндра такое усилие должно быть на уровне 2500-3000 кг.

3. Результаты решения поставленной задачи

В результате использования рассмотренных технических решений разработан эскизный проект двухпоршневого модуля двигателя (рис. 3).

Заключение

На основе многофакторного анализа процессов, а также тенденций в развитии и совершенствовании ДВС разработан эскизный проект двухпоршневого модуля двигателя, который может быть основой для комбинирования двигателей различной мощности. На основе проекта планируется разработка документации, изготовление и испытание опытного образца ДВС для подтверждения расчетных показателей экономичности и экологических параметров.

Список литературы:

1. Яковлев А.А. *Инженерно-физический метод синтеза концептуальных технических решений преобразователей энергии*. Волгоград, 2004.
2. Дьяченко В.Г. *Циклы с продолженным расширением. Доклад на X конгрессе двигателестроителей*, 2005.
3. Мищенко Н. И. *Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания*, в 2 т. Донецк, 1998.