

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПОРШНЕВОГО ДВС С ПОДАЧЕЙ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ТЕЛА

В. Н. Богданов



**БОГДАНОВ
Виктор
Николаевич**

Старший преподаватель кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин Московского государственного промышленного университета (МГИУ). Область научных интересов – автомобиле- и двигателестроение, утилизация и рекуперация энергии. Автор десяти научных работ, в том числе двух изобретений.

Введение

В течение нескольких лет автором проводились работы по исследованию возможностей реализации термодинамических циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с подачей дополнительных рабочих тел.

Осуществление таких циклов позволит решить отдельные практические задачи, актуальные для современного двигателестроения. Речь идет о разработках комбинированных силовых установок на базе поршневых ДВС с одновременной реализацией нескольких термодинамических циклов, причем во многих слу-

чаях – с разными рабочими телами для каждого цикла. Прежде всего, это касается установок на базе поршневых ДВС, оборудованных различными системами утилизации тепла (СУТ).

Основным термодинамическим циклом на таких установках является газовый цикл базового поршневого ДВС, но для утилизации вторичного тепла этого ДВС (тепла, отходящего в систему охлаждения и теряемого с выхлопными газами) используется вспомогательный цикл Ренкина, реализуемый на водяном паре, генерируемом в системе утилизации. Расширение получаемого пара обычно осуществляется в специальных дополнительных турбинах. Однако такие схемы с использованием отдельных дополнительных утилизационных турбин имеют ряд определенных ограничений по применению. Главным является то, что они эффективны только на базе крупных, например судовых, установок. В этих случаях количество пара, вырабатываемого системой утилизации главного двигателя, достаточно для обеспечения работы серийных утилизационных турбогенераторов на основе многоступенчатых турбин с относительно небольшой частотой вращения [1, 2].

Практика показывает, что применение таких схем на двигателях меньшей мощности приводит к тому, что объем пара, получаемый в аппаратах СУТ, достаточен лишь для обеспечения расхода малоразмерных одноступенчатых турбин. Эффективно они работают только при

© В. Н. Богданов, 2009

высоких частотах вращения, порядка 50–100 тысяч оборотов в минуту, что почти исключает возможность передачи мощности с этих турбин на вал основного двигателя. Любые типы приводов с такой высокой быстроходностью и передаточным отношением имеют достаточно высокую стоимость и относительно низкий КПД, и их применение почти полностью нивелирует положительный эффект, получаемый от использования вторичного тепла.

В связи с этим возникает задача нахождения иных способов полезного использования пара, получаемого в системах утилизации, прежде всего, транспортных ДВС относительно небольшой мощности.

Особенности комбинированных циклов ДВС

В качестве одного из возможных вариантов решения данной проблемы предлагается реализация газового основного и парового вспомогательного циклов на основе общей расширительной машины обычного поршневого типа, т.е. реализация комбинированного парогазового цикла в поршневом ДВС.

Комбинированные циклы достаточно основательно рассмотрены в технической термодинамике [3–5]. Основным их преимуществом является возможность нахождения оптимальных сочетаний исходных циклов, что позволяет получить более высокий суммарный коэффициент преобразования теплоты в работу, чем у базовых циклов. В настоящее время наибольший опыт в теоретических исследованиях и практическом использовании различных сложных циклов накоплен в теплоэнергетике. В основном, применяются раздельные циклы, без смешения рабочих тел, реализуемые на базе мощных турбомашин. Например, мощность отдельных промышленных энергетических парогазовых установок, эксплуатируемых сегодня в России, достигает 250 МВт.

Количество силовых установок с реализацией циклов со смешением рабочих тел как в области энергетики, так и транспорта достаточно мало, а многие разработки не вышли из стадии НИОКР. Некоторыми вероятными причинами этого ограниченного распространения могут быть недостаточные теоретические разработки данных циклов. Тем не менее, комбинированные циклы представляют интерес для различных областей теплотехники благодаря потенциальным возможностям:

- высокая термодинамическая эффективность;
- многообразие возможных комбинаций осуществления;
- относительная простота реализации (практически на базе любой расширительной машины с минимальными изменениями ее конструкции);
- решение дополнительных задач: например, утилизация вторичного тепла, совершенствование процессов горения топлива, снижение токсичности продуктов сгорания и т.п.

Признавая все эти положительные качества комбинированных циклов со смешением рабочих тел или с подачей дополнительного рабочего тела, можно говорить о возможности их использования при создании перспективных энергетических силовых установок.

Расчетная модель

Для предварительной численной оценки возможностей комбинированных циклов со смешением рабочих тел при их реализации на поршневых машинах автором был проведен сравнительный термодинамический расчет дизельного двигателя с реализацией классического четырехтактного цикла и вероятного цикла с подачей дополнительного рабочего тела.

Расчет был проведен для дизельного двигателя мощностью 105 кВт при 2600 об/мин. Рассматривался рядный 4-тактный, 6-цилиндровый дизель с объемно-плочным смесеобразованием (степень сжатия $\varepsilon = 17$).

Основное отличие комбинированного цикла от стандартного состоит в том, что в процессе рабочего хода в цилиндры двигателя дополнительно подается перегретый водяной пар для обеспечения совместного расширения с продуктами сгорания топлива. Предполагается, что пар в СУТ двигателя генерируется за счет использования его вторичного тепла.

Для оценки объема получаемого пара, кроме определения основных термодинамических параметров рабочего процесса и показателей двигателя в целом, был составлен его тепловой баланс и установлено количество теплоты, отходящее в систему охлаждения и теряемое с отработанными газами. С учетом этих данных определялось количество пара, и моделировался процесс его подачи в цилиндры двигателя.

Расчет основан на оценке термодинамических изменений и, прежде всего, индикаторно-

го давления в цилиндре двигателя в процессе расширения продуктов сгорания после впрыска пара. В соответствии с этими изменениями определялись новые параметры цикла и двигателя в целом.

Естественно, дополнительная подача пара в расширяющиеся продукты сгорания – процесс достаточно сложный, и для его описания требуются соответствующие математические модели, учитывающие как нестационарность задачи и переменность масс компонентов смеси, так и происходящие внутрицилиндровые процессы. Однако следует сразу признать, что на данном этапе исследований расчетная задача была предельно упрощена. Основные допущения – не учитывалась динамика процессов и вместо нестационарной задачи рассматривалась стационарная. Принималось, что происходит мгновенный впрыск всего циклового количества пара в цилиндр двигателя. Затем также мгновенно происходит перемешивание рабочих тел, их теплообмен и установление новых параметров смеси. Далее, уже полученная смесь продолжает расширяться.

В качестве основного условия для расчета процесса смешивания рабочих тел было принято, что изменение их внутренних энергий равно нулю:

$$U_{см} = U_{пар} + U_{п.с.},$$

где $U_{см}$ – полная внутренняя энергия смеси; $U_{пар}$, $U_{п.с.}$ – полные внутренние энергии пара и продуктов сгорания.

Раскрывая это уравнение, получаем выражение для температуры смеси $t_{см}$:

$$G_{пар} u_{пар} + G_{п.с.} u_{п.с.} = (G_{пар} + G_{п.с.}) u_{см},$$

$$G_{пар} c_{v пар} \cdot (t_{см} - t_{пар}) = G_{п.с.} c_{v п.с.} (t_{п.с.} - t_{см}),$$

$$t_{см} = (G_{пар} c_{v пар} t_{пар} + G_{п.с.} c_{v п.с.} t_{п.с.}) / (G_{пар} c_{v пар} + G_{п.с.} c_{v п.с.}),$$

где $G_{пар}$, $G_{п.с.}$ – массовые количества впрыскиваемого пара и продуктов сгорания, находящихся внутри цилиндра; $u_{пар}$, $u_{п.с.}$ – соответственно, удельные внутренние энергии пара и продуктов сгорания; $t_{пар}$, $t_{п.с.}$ – соответственно, температуры впрыскиваемого пара и продуктов сгорания; $c_{v пар}$, $c_{v п.с.}$ – соответствующие средние значения изохорных теплоемкостей пара и продуктов сгорания.

Таким образом, для определения параметров рабочей смеси после впрыскивания пара, необходимо знать как температуру пара $t_{пар}$, так и температуру газов внутри цилиндра $t_{п.с.}$ в момент впрыскивания. Температура $t_{пар}$ задается, а значение $t_{п.с.}$ определяется через уравнение процесса политропного расширения газов внутри цилиндра. Для нахождения средних значений теплоемкости необходимо знать значение $t_{см}$. В данном случае приходится задаваться предварительно выбранным средним значением $t_{см}$ в диапазоне температур $[t_{пар} - t_{п.с.}]$. Однако практические расчеты показали, что в данном температурном диапазоне изменения теплоемкостей незначительны, а разброс в предварительном выборе $t_{см}$ в пределах 100–200 °С дает разницу в итоговом результате в десятые доли градуса.

Далее, исходя из найденной температуры смеси после нескольких приближений (задаются предварительные значения $c_{v пар}$, $c_{v п.с.}$; определяется значение $t_{см}$, для которого принимаются уточненные значения $c_{v пар}$, $c_{v п.с.}$ и т.д.) по уравнению состояния идеального газа определяем парциальные давления компонентов смеси и итоговое суммарное давление. С учетом принятых ранее допущений вполне оправдано считать пар и продукты сгорания идеальными газами, тем более, что их давления не очень значительны, а температура высокая.

Принимаем, что подача пара в цилиндр происходит при условии, что давление пара в утилизационном контуре становится равным давлению газов внутри цилиндра. Можно принять, что это условие соответствует характерной точке предлагаемого цикла (в качестве характерных точек цикла в теории ДВС принято обозначать моменты перехода от одних процессов к другим и они соответствуют определенным положениям на индикаторной диаграмме рабочего цикла). На индикаторной диаграмме (рис. 1) такая точка h соответствует началу открытия клапана подачи пара и его поступления в цилиндр двигателя. Подача пара осуществляется только на рабочем ходу, и точка h лежит на линии расширения индикаторной диаграммы цикла.

Для определения давления смеси воспользуемся законом Дальтона:

$$P = \sum_i P_i,$$

или

$$P_{см} = P_{п.с.} + P_{пар}, \quad (1)$$

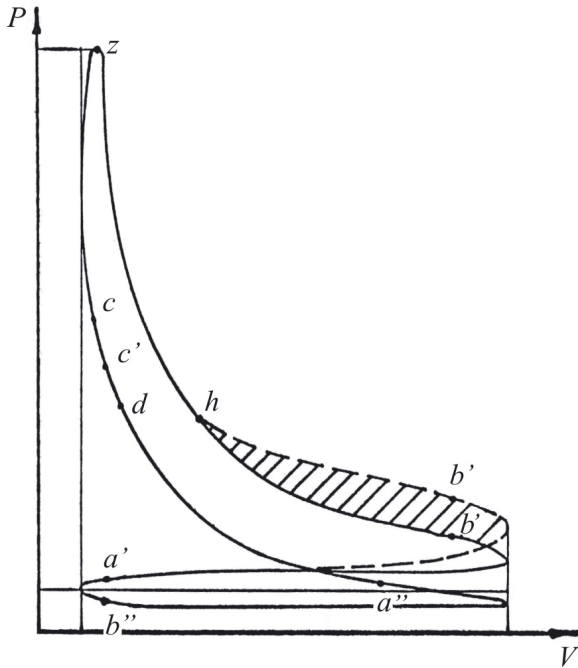


Рис. 1. Предполагаемый вид индикаторной диаграммы поршневого ДВС с подачей дополнительного рабочего тела в координатах P - V :
 a' — начало открытия впускного клапана;
 a'' — полное закрытие впускного клапана;
 b' — начало открытия выпускного клапана;
 b'' — полное закрытие выпускного клапана;
 c — конец сжатия; c' — начало процесса сгорания;
 d — точка зажигания (начало впрыскивания топлива); z — максимальное давление цикла;
 h — начало подачи дополнительного рабочего тела; $(a' - a'')$ — процесс впуска; $(a'' - d)$ — процесс сжатия; $(c' - c)$ — процесс нарастания давления;
 $(b' - b'')$ — процесс выпуска; $(h - b')$ — процесс подачи дополнительного рабочего тела

где P_i — парциальное давление компонента смеси.

Моделирование процесса впрыскивания пара проводилось для условного двигателя, геометрические параметры которого (ход поршня и диаметр цилиндра) были предварительно найдены на основе классического термодинамического расчета ДВС и являются постоянными. Также изначально будем считать неизменяющимися значения термодинамических объемов и их соотношений в характерных точках цикла (тем более что уже было принято условие неизменности показателя политропы расширения n_2) как при расширении продуктов сгорания, так и парогазовой смеси. Исходя из этих условий полагаем, что в момент впрыска пара $V_h = V_{h \text{ п.с}}$ (расчет проводился для 1 кг сгоревшего топли-

ва, а не для одного цилиндра).

Далее по уравнению состояния идеального газа находим парциальные давления отдельных компонентов смеси в момент впрыска пара:

$$P_i = \frac{G_i \cdot R_i \cdot T_{h \text{ см}}}{V_h}, \quad (2)$$

где G_i — масса компонента смеси; R_i — газовая постоянная компонента; $T_{h \text{ см}}$ — абсолютная температура смеси в точке h ; V_h — условный объем цилиндра над поршнем, находящимся в точке h . Затем получаем соответствующее суммарное давление смеси $P_{h \text{ см}}$.

Полученная смесь пара и газов, но уже с новым значением давления продолжает расширяться в цилиндре двигателя (на индикаторной диаграмме — от точки h до завершения рабочего хода (процесса расширения) в точке b) без изменения первоначального значения показателя политропы n_2 .

Для пересчета параметров двигателя со стандартного цикла на парогазовый, т.е. получения новых значений индикаторных, эффективных и геометрических показателей как цикла, так и всего двигателя в целом, необходимо определить среднее индикаторное давление смешанного цикла. Для этого вычисляется прирост работы цикла, обеспечиваемый дополнительной подачей пара, прибавляется к первоначальной работе всего цикла, и находится новое значение среднего индикаторного давления.

Отдельные полные работы расширения чистых продуктов сгорания $L_{\text{п.с. } h-b}$ и смеси с паром $L_{\text{см } h-b}$ находим по уравнению для работы расширения газа в политропном процессе:

$$L_{h-b} = \frac{P_h \cdot V_h}{n_2 - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_h}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \right], \quad (3)$$

где V_b — условный объем цилиндра в конце расширения.

Соответственно, получим прирост работы цикла, обеспечиваемый впрыском пара:

$$\Delta L_{h-b} = L_{\text{см } h-b} - L_{\text{п.с. } h-b}. \quad (4)$$

В итоге, полную работу смешанного цикла с подачей пара можно выразить следующим образом:

$$L_{\text{ип см цикл}} = (L_{\text{ип п.с цикл}} + \Delta L_{h-b}). \quad (5)$$

Отсюда, по стандартным формулам теплового расчета ДВС можно окончательно найти тео-

ретическое среднее индикаторное давление смешанного цикла с соответствующим пересчетом основных параметров цикла и двигателя в целом.

По результатам проведенного расчета основным выводом можно считать то, что использование на ДВС цикла с дополнительной подачей рабочего тела обеспечивает рост эффективных показателей двигателя в среднем на 15%. Прежде всего это касается удельных расходов топлива и мощности.

Конечно, достоверность результатов расчета ограничивается упрощенной постановкой задачи. Ключевой момент расчета – это механизм смешения в цилиндре двигателя продуктов сгорания топлива и подаваемого из системы утилизации пара. Принятая здесь модель – мгновенное смешение с установлением новых параметров и последующее расширение – в реальности не реализуется, причем мгновенное смешение приведет к максимальным потерям работоспособности полученной смеси, что снижает возможный положительный эффект. Не осуществимо также предположение, что рабочие газы и пар не смешиваются и представляют собой теплоизолированные тела; в этом случае термодинамическая эффективность максимальна. Следует ожидать, что реальные процессы соответствуют некоторому промежуточному состоянию. Для их анализа необходима разработка более сложных расчетных моделей с учетом нестационарности процессов, явлений массопереноса и т.д.

Необходимо отметить допущения при выборе параметров рабочих тел. Эффективность смешанного цикла существенно зависит от температуры впрыскиваемого пара. В нашем варианте расчета заданная температура перегрева пара была принята на несколько десятков градусов ниже, чем температура выхлопных газов, поступающих в систему выпуска. Для обеспечения таких небольших перепадов температур необходимы высокоэффективные теплообменники.

Практическая реализация цикла

Одновременно с подготовкой вариантов расчета цикла велась разработка реальной модели поршневого двигателя, предназначенной для практической реализации и экспериментальных исследований комбинированного утилизационного цикла с подачей дополнительного рабочего тела.

Достаточно подробно теоретические предпосылки и особенности конструкции разрабатываемой модели представлены в работах [6–8].

Модель основана на двухтактном, с кривошипно-камерной продувкой, одноцилиндровом карбюраторном двигателе воздушного охлаждения с рабочим объемом цилиндра 45,4 см³ и мощностью 0,9 кВт при 4500 об/мин (рис. 2–3).

Доработка базового двигателя состояла в следующем: при значительном сохранении ребер поверхности охлаждения его цилиндр и головка цилиндра были заключены в герметичный кожух – “котел”, оборудованный соответствующим вспомогательным оборудованием. В головке двигателя были размещены два штифтовых автоматических обратных клапана для подачи пара. На носке коленчатого вала был установлен дисковый золотник-распределитель, замененный впоследствии кулачковым. В выхлопной системе были также установлены дополнительные элементы СУТ – пароперегреватель и водоподогреватель. Для испытаний модели был разработан и создан экспериментальный моторный стенд.

Основной отличительный элемент разрабатываемой модели ДВС – это система впрыска пара. Общая схема системы впрыска пара достаточно простая и состоит из двух основных элементов – клапана-распределителя, или золотника, и обратного клапана подачи пара в цилиндр, или форсунки. Например, аналогичная система используется для объемного пуска ДВС (сжатым воздухом высокого давления).

Испытания модели показали, что наибольшего прогресса удалось добиться в решении первой задачи – получении пара. Созданная и испытанная СУТ ДВС, основанная на системе водяного высокотемпературного испарительного охлаждения, позволяет получать пар, утилизируя порядка 70–80% тепла, отходящего в систему охлаждения и теряемого с выхлопными газами. Таким образом, удалось решить технические проблемы, связанные с созданием достаточно эффективной системы преобразования вторичной теплоты в дополнительное рабочее тело (пар). Также была разработана надежная и эффективная система впрыска пара в цилиндры двигателя. Однако главную задачу – реализацию комбинированного парогазового цикла с впрыском пара – решить полностью не удалось.

Негативным ключевым фактором оказалась высокая чувствительность системы зажигания

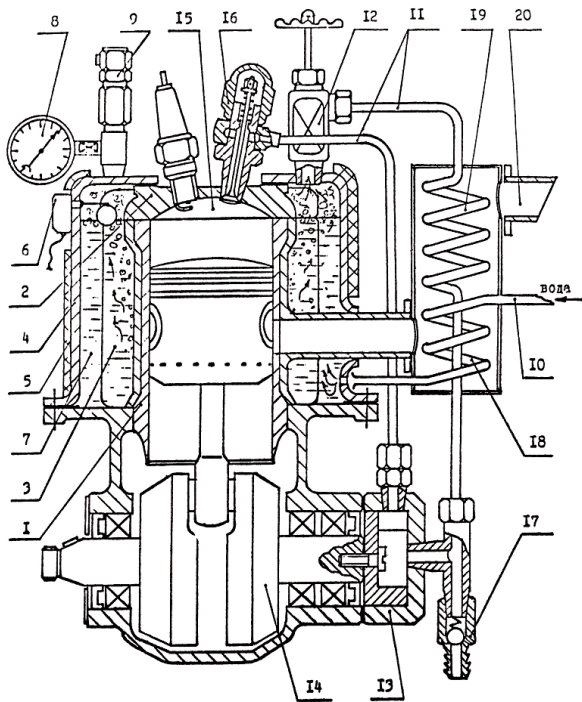


Рис. 2. Принципиальная схема двигателя внутреннего сгорания с подачей дополнительного рабочего тела:

1 – цилиндр; 2 – головка цилиндра; 3 – ребра охлаждения; 4 – рубашка-кожух; 5 – теплоизоляционные и экранирующие слои; 6 – автомат питания; 7 – уровень охлаждающей жидкости; 8 – манометр; 9 – предохранительный клапан; 10 – магистраль подачи питательной воды; 11 – паровая магистраль; 12 – кран-дроссель; 13 – клапан-распределитель; 14 – коленчатый вал; 15 – камера сгорания; 16 – обратный клапан-форсунка; 17 – обратный клапан; 18 – водоподогреватель; 19 – пароперегреватель; 20 – выхлопная система

двигателя к качеству впрыскиваемого пара. Для парогазовых циклов со смешением рабочих тел на двигателях с принудительным зажиганием необходимо иметь пар очень высокого качества, с минимальным содержанием капельной влаги. В противном случае неизбежно ее попадание в пространство между электродами свечей зажигания и их «закорачивание» с последующей остановкой двигателя. Именно эта проблема не позволила реализовать на действующей модели комбинированный парогазовый цикл в полном объеме. Необходимого качества пара не удалось добиться даже при переходе на автономный парогенератор.

У базового двигателя с воздушным охлаждением были сняты скоростные характеристики

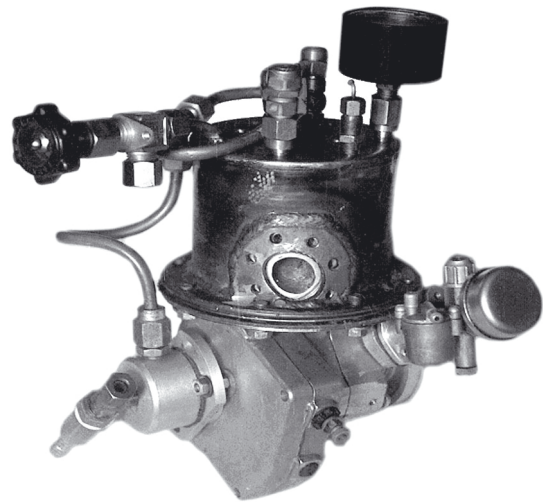


Рис. 3. Вариант модели двигателя внутреннего сгорания с подачей дополнительного рабочего тела

и проведено индицирование рабочего процесса без впрыска пара. Также были получены подробные результаты испытаний экспериментальной СУТ, включая количество и параметры получаемого в ней пара. На основе данных этих двух серий экспериментов был смоделирован комбинированный двухтактный цикл с подачей пара, получаемого в системе утилизации.

Расчеты двухтактного цикла основаны на представленной ранее методике, использованной для процесса впрыскивания пара в четырехтактный цикл. Единственное различие – в данном случае максимально используются результаты экспериментальных исследований. Как указывалось, в силу достаточно упрощенной используемой методики результаты расчетов могут в определенной степени не соответствовать значениям в реальном процессе, но они достаточно информативны.

Сходимость результатов также ограничивается сложностью расчета двухтактного цикла даже по имеющейся индикаторной диаграмме. Процесс продувки сильно искажает термодинамическую картину цикла, и ошибка при расчете двухтактного цикла по стандартной методике гораздо выше, чем при расчете четырехтактного. Тем не менее, такой расчет может послужить хорошей качественной иллюстрацией происходящих процессов. А если учесть перечисленные выше факторы, то на его основе можно получить и реальный качественный результат. Расчет двухтактного процесса осуществлялся параллельно в двух вариантах – по уравнению состояния и по индикаторной диаграмме. Ре-

зультаты расчета оказались неоднозначными: уравнение состояния показало рост индикаторного давления в цилиндре после впрыска пара, а диаграмма – его снижение.

После предварительных попыток впрыскивания водяного пара в цилиндр работающего двигателя было установлено, что полностью исключить влияние конденсированной влаги на рабочий процесс двигателя и обеспечить его устойчивую работоспособность можно только при кардинальном изменении условий эксперимента. Было принято решение исследовать двигатель, впрыскивая в цилиндр сжатый воздух вместо пара. Конечно, в данном случае цикл уже нельзя назвать парогазовым, хотя практически эти циклы очень близки, и их можно считать разновидностями общего комбинированного цикла, а с точки зрения термодинамики процессов, происходящих непосредственно в цилиндре двигателя, эта разница несущественная.

При заданных значениях температур, давлений и количествах исходных веществ, основными величинами, влияющими на параметры смеси, являются их теплофизические свойства и, прежде всего, теплоемкость. При учете разницы теплоемкостей водяного пара и воздуха можно оценить и возможные отличия комбинированных циклов в случае дополнительной подачи этих веществ. Теоретически, наиболее близкое соответствие может дать впрыскивание не воздуха, а, например азота, так как кислород, находящийся в составе воздуха, инициирует дополнительные процессы, например создает условия для догорания остатков топлива. Однако практически проще осуществить цикл на сжатом воздухе. Его подача полностью устраняет проблемы, связанные с попаданием в цилиндр капель воды. Исследования с подачей дополнительного сжатого воздуха в цилиндр двигателя рассматриваются, прежде всего, как имитация подачи пара с наиболее полным воспроизведением происходящих внутрицилиндровых процессов. Основная задача – обеспечение соответствия начальных давлений и температур. Практическая ценность циклов с впрыском дополнительного сжатого воздуха, конечно, значительно ниже, чем парогазовых, в силу ограниченных возможностей его получения, хотя они могут быть преодолены. Так, например, схемы с подачей дополнительного сжатого воздуха можно использовать в системах “пневматической” рекуперации энергии автомобиля.

Замена пара сжатым воздухом позволила

успешно реализовать комбинированный цикл с подачей дополнительного рабочего тела почти в полном объеме.

Было проведено две серии экспериментов:

- 1) с подачей “холодного” воздуха температура соответствовала окружающей среде ($\sim +20^\circ\text{C}$);
- 2) с впрыском “горячего” воздуха, дополнительно подогреваемого в специальном теплообменнике. Температура горячего воздуха составила в среднем $+90^\circ\text{C}$. Основные проблемы при подаче горячего воздуха возникли не из-за работоспособности двигателя, а из-за вспомогательного оборудования. Для подогрева сжатого воздуха использовался газонагревательный аппарат, изначально предназначенный для перегрева водяного пара. В его конструкции использовались медные теплообменные трубки, которые при нагреве сжатого воздуха интенсивно окислялись с внутренней стороны с образованием сухой летучей окиси меди. Количество этой окиси к середине экспериментов привело почти к полному закупориванию трубок теплообменника. В связи с этим удалось снять всего одну серию экспериментов с подачей подогретого воздуха.

Методика проведения экспериментов

Для расчета основных эффективных показателей двигателя по результатам стендовых испытаний использовалась стандартная методика (ГОСТ 14846-81).

В зависимости от частоты вращения (n , об/мин) и давления сжатого воздуха ($P_{\text{сж}}$, МПа) снимались стандартные характеристики: эффективного крутящего момента (M_e , Н·м), эффективной мощности (N_e , кВт), удельного эффективного расхода топлива (g_e , г/кВт·час), коэффициента избытка воздуха (α), коэффициента наполнения двигателя (η), температуры отработанных газов ($t_{\text{ог}}$, $^\circ\text{C}$), расхода атмосферного воздуха ($G_{\text{в}}$, кг/час) и часовой расход топлива ($G_{\text{топ}}$, кг/час).

Скоростной режим работы двигателя соответствовал диапазону частот вращения от 2000 до 4500 об/мин (на малом дросселе – до 4000 об/мин) с шагом 500 об/мин (рис. 4, 5). Каждый скоростной режим изучался при изменяющемся давлении сжатого воздуха в диапазоне 0,245–0,49 МПа с шагом 0,049 МПа для четырех положений открытия дроссельной заслонки по высоте (25%, 50%, 75% и полный дроссель) и соответственно по площади открытия (19,6%,

50%, 69,6% и 100%). Впускное отверстие в зоне дроссельной заслонки круглое. На графиках внешних характеристик (рис. 4) для упрощения визуального восприятия опущены режимы, соответствующие подаче воздуха при давлениях 0,294 МПа и 0,392 МПа.

Также исследовалась специальная характеристика – зависимость расхода сжатого воздуха ($G_{сж}$, кг/час) от частоты вращения n при четырех положениях дроссельной заслонки (25, 50, 75 и 100% по высоте поднятия).

Фиксировались моменты устойчивой работы двигателя; предельные значения по частоте вращения, когда двигатель не набирал нужные обороты или не мог устойчиво на них работать, не включались в рассмотрение. В итоге было снято 48 характеристик.

Результаты экспериментальных исследований

Характеристики двигателя изучались в зависимости от температуры и давления сжатого воздуха. Максимальные и минимальные значения параметров двигателя с подачей холодного и горячего сжатого воздуха представлены соответственно в табл. 1–8, приведенных в приложении.

Рассмотрим более подробно результаты исследования каждой характеристики.

Эффективный крутящий момент. При подаче холодного воздуха отмечается волновой характер зависимости крутящего момента M_e от давления $P_{сж}$. Форма кривой M_e в зависимости от n имеет традиционный характер, с максимальными значениями в зоне средних

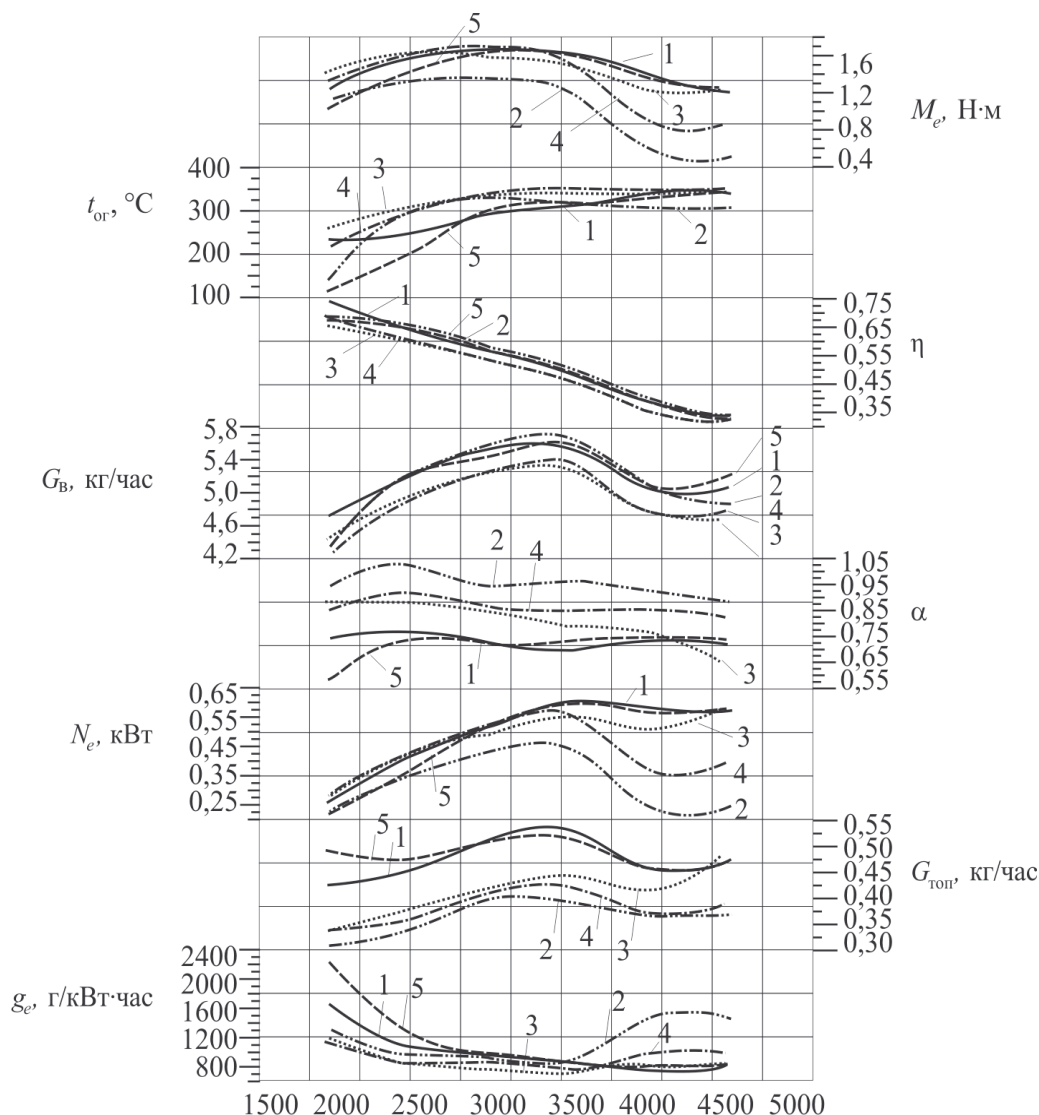


Рис. 4. Внешняя скоростная характеристика двигателя при работе с подачей дополнительного “холодного” воздуха для средних значений давлений сжатого воздуха $P_{сж}$:
1 – 0 МПа; 2 – 0,245 МПа; 3 – 0,343 МПа; 4 – 0,441 МПа; 5 – 0,49 МПа

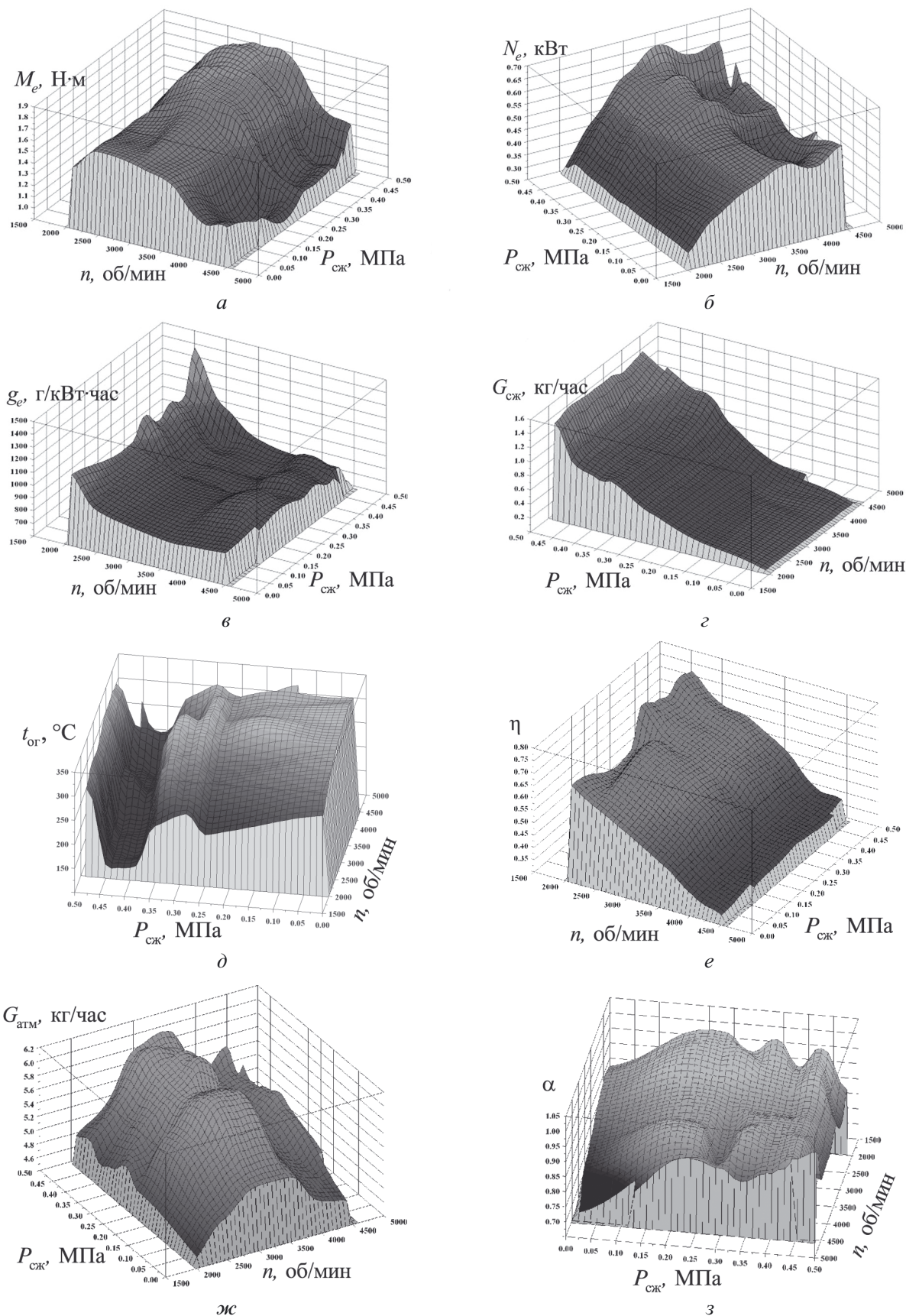


Рис. 5. Зависимости характеристик M_e (а), N_e (б), g_e (в), $G_{сж}$ (г), η (е), α (з), $t_{ог}$ (д) и $G_{атм}$ (ж) двигателя от частоты вращения и давления "горячего" сжатого воздуха при 100% открытии дросселя

оборотов (около 3000 об/мин) (см. табл. 1). В начале подачи воздуха идет равномерный сдвиг кривой M_e вверх, кроме режима полного дросселя, где рост крутящего момента на средних оборотах сопровождается падением на высоких. Однако при средних давлениях характеристика резко снижается до значений, соответствующих режиму без подачи воздуха, а в зоне высоких оборотов 4000–4500 об/мин – даже ниже этого уровня. Таким образом, можно говорить об ухудшении работы двигателя в зоне этих давлений. Однако дальнейшее увеличение давления приводит к резкому росту характеристики до максимальных значений по всему диапазону частоты вращения. Причем максимальные и минимальные характеристики находятся в пределах почти одного шага по давлению.

С началом подачи горячего воздуха при средних давлениях (0,343–0,392 МПа) идет небольшой рост значений крутящего момента (10–15%), и далее наблюдается относительно стабильная зона, вплоть до максимальных давлений. Основной рост крутящего момента пришелся на низкие и средние обороты. В зоне высоких оборотов двигателя увеличение крутящего момента незначительно, а на некоторых режимах (в основном в начале подачи воздуха) отмечен даже спад.

Увеличение максимального момента для горячего воздуха произошло при 75 и 100% открытии дросселя. Причем при 75% открытии дросселя максимальные значения M_e выше, чем при 100%. Для 50% дросселя значения $M_{e\max}$ для холодного и горячего воздуха одинаковы, а при 25% $M_{e\max}$ – выше при подаче холодного воздуха.

Предполагалось, что характеристика M_e при подаче сжатого воздуха, будет выглядеть, как геометрическая сумма характеристик классического ДВС и пневматического двигателя, т.е. будет развиваться стабильный момент во всем диапазоне частот вращения. Однако при подаче горячего воздуха наоборот, значение момента, соответствующее низким и высоким значениям частот вращения, уменьшилось, а в зоне средних частот вращения резко возросло.

Эффективная мощность. Характер поверхностей N_e несколько повторяет аналогичную картину для M_e . Подача сжатого воздуха способствует небольшому росту мощности при 50–100% открытии дросселя. Далее происходит спад характеристики в зоне $P_{сж} \sim 0,35$ МПа

во всем диапазоне частоты вращения, даже с частичным ухудшением работы по сравнению с режимом без подачи воздуха. Резкое увеличение мощности наблюдается при максимальных давлениях (см. табл. 2). Рост этой характеристики имеет место в зоне средних оборотов (на 30–50%) и в зоне максимальной частоты вращения (более 50%), но с небольшим снижением (на 10–15%) в зоне 2000 об/мин. При этом при частоте вращения 3000–4500 об/мин мощность стабильно максимальная. Можно предположить, что она останется на этом уровне при дальнейшем росте скорости.

При подаче горячего воздуха характеристика мощности похожа на характеристику крутящего момента M_e . Так, при средних давлениях мощность выходит из диапазона своих минимальных значений: ее рост начинается только с давлений $\sim 0,35$ МПа, и при этом всплеск не такой значительный, как для характеристики с холодным воздухом. Уверенный рост характеристики отмечен только в зоне средних частот вращения. Подача сжатого воздуха в зоне низкой частоты вращения не отражается на мощности. В области высоких оборотов ситуация не стабильная: увеличение мощности при давлениях $P_{сж} = 0,35–0,4$ МПа чередуются с резким ее снижением при $P_{сж} = 0,45$ МПа и в начале подачи сжатого воздуха.

При среднем открытии дросселя (50%) максимальные мощности для холодного и горячего воздуха сравниваются, а при 25% небольшое преимущество у «холодной» характеристики. В общем, при подаче сжатого горячего воздуха в цилиндр двигателя он развивает более высокую среднюю мощность почти на всех режимах. Это можно так же оценить по минимальным значениям развиваемых мощностей: они ниже при подаче холодного воздуха – в среднем 0,22 кВт против 0,25 кВт для горячего.

Удельный эффективный расход топлива. Характеристики удельного эффективного расхода топлива g_e оказались относительно пологими, в отличие от M_e и N_e . Они сохраняют свой классический вид: с минимальным расходом топлива в зоне максимального крутящего момента и с увеличением – на предельных режимах (см. табл. 3).

С началом подачи горячего воздуха характеристика резко снижается на всем диапазоне частоты вращения (местами до 20%), и далее, уже почти не реагируя на увеличение давле-

ния подаваемого воздуха, сохраняет стабильно низкие значения удельного расхода вплоть до максимальных давлений. Однако на минимальных оборотах остались точки с повышенным удельным расходом топлива, хотя расход в них упал на треть, например, до 1415 г/кВт·час при полном дросселе. Существенно снизились значения минимальных расходов. Несмотря на то, что удельный минимальный расход почти не изменился при 25% открытии дросселя, наиболее значительное и ярко выраженное общее снижение расхода топлива, вызванное подачей сжатого горячего воздуха, наблюдалось именно для этого режима.

Коэффициент наполнения. Характеристика коэффициента наполнения η является типичной для ДВС: увеличение частоты вращения приводит к прямо пропорциональному снижению наполнения. Подача холодного воздуха не отражалась на этом параметре при открытии дросселя в диапазоне 75–100%. Максимальные и минимальные значения η не изменяются при 75–100% открытии заслонки (см. табл. 4). Однако, в зоне средних значений частоты вращения наполнение чуть выше при полном дросселе.

При подаче горячего воздуха максимальное значение коэффициента наполнения наблюдается при полностью открытом дросселе и составляет 0,648. Зависимость η от подачи сжатого воздуха и его температуры слабая: начало подачи воздуха приводит к росту наполнения, однако увеличение давления на нее почти не влияет. При впрыске горячего воздуха характеристика плавно растет, а в начале подачи холодного происходит резкое возрастание. Отмечено, что значения коэффициента наполнения η выше для горячего воздуха почти на всех режимах. Зависимость η от $P_{сж}$ можно объяснить влиянием впрыска воздуха на процессы газообмена внутри цилиндра и/или изменением количества отработавших газов на выпуске. Вследствие этого меняется характер волновых процессов в выхлопной системе, что отражается на коэффициенте наполнения на впуске.

Подача атмосферного воздуха в двигатель. Теоретически количество атмосферного воздуха G_v , поступающего в двигатель, изменяется почти пропорционально частоте вращения при заданном положении дроссельной заслонки. В данном случае характеристика G_v похожа на поверхности N_e и M_e . Минимальные значения соот-

ветствуют низким значениям частоты вращения (кроме режима 25%). Далее наблюдается непрерывный рост до максимальных значений в зоне средних оборотов и плавный спад с увеличением частоты вращения, вплоть до максимальной. Значения максимального расхода для холодного воздуха зафиксированы для 75% открытия дросселя (см. табл. 5). Для горячего воздуха максимальное потребление атмосферного воздуха при 75 и 100% открытии дросселя не изменяется. Минимальные расходы стабильно растут при открытии заслонки в обоих вариантах.

Проявилась четкая и ярко выраженная зависимость G_v от температуры и давления впрыскиваемого воздуха. Начало подачи сжатого воздуха сопровождается резким увеличением на 25–30% расхода атмосферного воздуха во всем диапазоне изменения частоты вращения, а на некоторых режимах и более. Однако дальнейшее увеличение давления не сильно влияет на изменение расхода. Колебания расхода относительно среднего значения, вызванные увеличением давления сжатого воздуха, для заданной частоты вращения не велики, особенно при подаче горячего воздуха. Возможным объяснением поведения характеристики $G_v = f(n, P_{сж})$, как и в случае с η , является изменение процессов газообмена внутри цилиндра и волновых явлений на выпуске, вызванное увеличением количества рабочего тела.

Коэффициент избытка воздуха. Внешний вид характеристики α для холодного воздуха аналогичен эффекту срабатывания какого-либо устройства, резко обедняющего смесь. Причем его срабатывание зависело от $P_{сж}$. Карбюратор был отрегулирован на мощностную, богатую смесь, поэтому значения α достаточно низкие (работа на богатых смесях – особенность двухтактных бензиновых ДВС). До начала подачи холодного сжатого воздуха характеристика α почти точно соответствует полному периоду правильной синусоиды (особенно для 50% дросселя). Четко просматривается основная особенность работы простейшего карбюратора – обогащение смеси при прикрытии дросселя, причем для всех режимов. При этом общий характер поверхности не меняется.

С началом подачи холодного сжатого воздуха происходит очень резкое обеднение смеси, почти равномерное по всему диапазону частоты вращения. Далее при последовательном увеличении давления сжатого воздуха состав смеси

выдерживается на достигнутом уровне, а при давлении 0,4 МПа происходит резкое обогащение, опять же равномерно по всему диапазону изменения частоты вращения. Причем смесь обогащается больше, чем до подачи воздуха, и уже эти значения относительно стабильно сохраняются до максимальных значений давления подаваемого воздуха. Ярко выраженный ступенчатый характер поверхности α отмечен при всех положениях дроссельной заслонки.

Обеднение смеси функционально зависимо от давления впрыскиваемого воздуха. Объяснить ступенчатое изменение характеристики волновыми свойствами газообмена в двухтактных двигателях сложно, так как, например, рассмотренная характеристика G_v хоть и имеет аналогичный рост расхода атмосферного воздуха при начале подачи сжатого воздуха, но все-таки не уменьшается в зоне максимальных давлений. Вероятно, резкое обеднение смеси является также причиной резкого ухудшения характеристики N_e и частично M_e , которое так же приходится на зону около давления $P_{сж} = 0,35$ МПа.

При подаче горячего воздуха характерная зона резкого обеднения смеси пропала. Однако функция $\alpha = f(n, P_{сж})$ в зоне подачи сжатого воздуха теряет устойчивость. Во всем диапазоне роста давлений и оборотов функциональная поверхность зависимости α представляет собой стохастическую совокупность всплесков и спадов значений α с незначительной амплитудой и зонами максимального обеднения на предельных оборотах. Несмотря на отсутствие участка аномального обеднения смеси (как при впрыске холодного воздуха) и приблизительное равенство максимальных значений α на всех степенях открытия дросселя, общее среднее обеднение смеси при впрыске горячего воздуха значительно выше ~ на 15–20%, чем при подаче холодного воздуха (см. табл. 6). Для 75% открытия дросселя коэффициент избытка воздуха составляет в среднем 0,9–0,95. Работа на более бедных смесях объясняет также относительно низкие значения g_e при впрыске горячего воздуха, но не объясняет более высокие значения N_e на этих режимах. Кроме того, резкое влияние температуры впрыскиваемого воздуха на зависимости α ставит под вопрос существенное влияние на состав смеси резонансных и волновых явлений.

Температура отработанных газов. Вначале подача горячего сжатого воздуха при-

водит к относительно небольшому (40–50 °С) равномерному снижению температуры отработанных газов $t_{ог}$ на всех скоростных режимах, но при дальнейшем увеличении давления температура $t_{ог}$ восстанавливается до значений без подачи сжатого воздуха и удерживается при значениях $P_{сж} = 0,35$ МПа. На всех частотах вращения отмечается резкое падение температуры отработанных газов почти в три раза по сравнению с предыдущими значениями. Так, со средних значений +300–330 °С (для 25% открытия дросселя средняя температура на 50 °С ниже, а при остальных положениях заслонки почти одинаковая) температура уменьшается до +150 °С и ниже. С увеличением давления до 0,45 МПа отмечены минимальные величины $t_{ог}$ в этой серии экспериментов. Так при 25% открытии дросселя – это +100 °С, т.е. $t_{ог}$ сравнялась с температурой подаваемого горячего сжатого воздуха. При дальнейшем открытии дросселя (для 50 и 75%) минимальное значение $t_{ог}$ составляет +130 °С и при полном открытии – +110 °С. Частота вращения в этих режимах 2000–2500 об/мин. Однако при дальнейшем увеличении давления $P_{сж}$ до максимального значения 0,5 МПа температура резко восстанавливается на всем диапазоне изменения частоты вращения. Для 25% открытия дросселя отмечено максимальное значение $t_{ог} = +310$ °С (см. табл. 7). Для других положений дросселя максимальные значения $t_{ог}$ достигли в среднем +350 °С на режиме без подачи воздуха при максимальной частоте вращения.

При подаче холодного воздуха не наблюдается резкого снижения температуры отработанных газов, как это происходит в случае подачи горячего сжатого воздуха. Аномально низкая температура отработанных газов отмечена только в отдельных точках при 75 и 100% открытии дросселя в зоне давлений 0,35–0,45 МПа и только на минимальной частоте вращения $n = 2000$ об/мин.

На остальных режимах работы двигателя температура достаточно стабильная и соответствует средним значениям +330–350 °С. Причем средняя температура отработанных газов при подаче холодного воздуха выше на 30–40 °С. При всех положениях дросселя, кроме 100%, она соответствует участкам с подачей сжатого воздуха.

Однако наличие зон аномального снижения $t_{ог}$ при подаче горячего сжатого воздуха в цилиндр двигателя не отразилось на основных

характеристиках M_e , N_e и g_e . Эксперименты не показали прямой связи $t_{ог}$ с основными характеристиками двигателя.

Расход сжатого воздуха. Единственная специальная характеристика $G_{сж}$ – массовый часовой расход сжатого воздуха, оказалась функцией, почти не зависящей от режимов работы двигателя. Причем на $G_{сж}$ почти не влияют ни частоты вращения двигателя, ни степень открытия дроссельной заслонки. Функция представляет собой почти линейную зависимость от давления сжатого воздуха. Особенно четко это выражено для холодного воздуха. Для горячего воздуха отмечен рост расхода на 10–15% на больших скоростях. Также можно выделить незначительные колебания расхода в зависимости от $P_{сж}$. Подтвердилось ожидаемое снижение массового расхода горячего воздуха по сравнению с холодным. Так, максимальные расходы горячего воздуха меньше в среднем на 15% (см. табл. 8). Однако, снижение массового расхода не сопровождается снижением объемного, так как у горячего воздуха меньше плотность. Результаты эксперимента для 100% открытия дросселя (внешняя характеристика) представлены на диаграмме (на рис. 5).

Закключение

Разработана и создана конструкция энергетической установки на базе поршневого ДВС, работающая по двухтактному циклу с подачей дополнительного рабочего тела. Опытный образец при испытаниях с подачей подогретого сжатого воздуха показал рост эффективного крутящего момента в среднем на 6,5%, эффективной мощности на 9,2% и снижение удельного эффективного расхода топлива на 13,3%.

Впрыск подогретого сжатого воздуха существенно улучшает основные эффективные характеристики двигателя почти на всем диапазоне режимов работы, причем стоит отметить, что степень его подогрева на данном этапе очень незначительная.

При подаче холодного воздуха были выявлены отдельные режимы, когда при определенном давлении происходил спад характеристик. Однако, есть вероятность, что некоторые ухудшения в режимах работы двигателя можно избежать, например, регулированием топливной системы, так как они, по всей видимости, вызваны резким изменением состава смеси. Тем не менее, общее влияние подачи холодного сжатого воздуха положительное, хотя и выражено

менее значительно по сравнению с подачей горячего. Например, при малых открытиях дросселя на обычных режимах без подачи сжатого воздуха двигатель не выходил на режим 4500 об/мин; с началом подачи эти значения уже достаточно легко достигались.

Во многих случаях положительный эффект (рост мощности, снижение удельного расхода топлива и т.д.) достигался сразу при низких давлениях подачи воздуха и незначительно рос с увеличением давления. Хотя есть и обратные примеры, когда, например, максимальная мощность двигателя соответствовала наибольшим значениям величины давления впрыскиваемого сжатого воздуха.

Вид и характер основных зависимостей, прежде всего для N_e и M_e , незначительно отличаются от стандартных, кроме отдельных режимов.

В ходе эксперимента был выявлен факт влияния подачи сжатого воздуха на такие параметры, как количество и состав смеси, поступающей из карбюратора в двигатель, а также на коэффициент наполнения, но в меньшей степени.

Были отмечены некоторые аномальные явления, объяснения которым предстоит найти в других исследованиях. Например, предстоит выяснить влияние давления дополнительного рабочего тела на состав топливной смеси, поступающей в двигатель, и резкое понижение температуры отработанных газов на некоторых режимах без заметного влияния на работу и характеристики двигателя.

Проведенные эксперименты показали, что предложенный рабочий процесс теплового двигателя обладает существенным потенциалом и определенными преимуществами по сравнению с традиционными циклами. В случае продолжения исследований на других типах двигателей и с расширением диапазона параметров дополнительного рабочего тела можно обеспечить дальнейшее совершенствование процесса с соответствующим ростом эффективности ДВС.

Список литературы

1. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.
2. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.
3. Андрищенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высшая школа, 1985. – 319 с.

4. Андриященко А.И. Основы технической термодинамики реальных процессов. – М.: Высшая школа, 1975. – 290 с.
5. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
6. Богданов В.Н. Двигатель внутреннего сгорания. А.с. СССР №1615428 // Бюл. № 47 от 23.12.1990 г.
7. Богданов В.Н. Комбинированный двигатель внутреннего сгорания и паровой двигатель // Повышение экологичности и эффективности автомобиля: Межвуз. сбор. науч. тр. – М.: МАСИ, 1990. С. 18–28.
8. Богданов В.Н. Разработка и исследование системы высокотемпературного испарительного охлаждения двигателей внутреннего сгорания с повышенными параметрами охлаждающего тела // Техника, технологии и перспективные материалы: Межвуз. сбор. науч. тр. – М.: МГИУ, 2005. С. 28–33.

Приложение

Таблица 1

*Минимальные и максимальные значения эффективного крутящего момента M_e , Н·м**

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$M_{e\min}(n, P_{сж})$	$M_{e\max}(n, P_{сж})$	$M_{e\min}(n, P_{сж})$	$M_{e\max}(n, P_{сж})$
25	0,351 (4011; 0)	1,546 (3028; 0,49)	0,351 (4011; 0)	1,475 (2473; 0,49)
50	0,457 (4541; 0,392)	1,721 (3003; 0,49)	0,843 (4500; 0,294)	1,721 (2533; 0,397)
75	0,597 (4549; 0,343)	1,792 (3008; 0,49)	0,913 (4500; 0,441)	1,862 (2950; 0,343)
100	0,53 (4549; 0,343)	1,72 (3018; 0,392)	0,983 (4500; 0,245)	1,827 (3003; 0,441)

Таблица 2

*Минимальные и максимальные значения эффективной мощности N_e , кВт**

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$N_{e\min}(n, P_{сж})$	$N_{e\max}(n, P_{сж})$	$N_{e\min}(n, P_{сж})$	$N_{e\max}(n, P_{сж})$
25	0,148 (4011; 0)	0,49 (3028; 0,49)	0,148 (4011; 0)	0,466 (3514; 0,49)
50	0,215 (2012; 0,392)	0,599 (3541; 0,49)	0,258 (2000; 0,245)	0,593 (3505; 0,343)
75	0,221 (2000; 0,49)	0,635 (3520; 0,39)	0,25 (2000; 0,245)	0,663 (4507; 0,49)
100	0,221 (2000; 0,441)	0,609 (3521; 0,49)	0,258 (2000; 0,49)	0,658 (3504; 0,49)

Таблица 3

*Минимальные и максимальные значения удельного эффективного расхода топлива g_e , г/кВт·час**

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$g_{e\min}(n, P_{сж})$	$g_{e\max}(n, P_{сж})$	$g_{e\min}(n, P_{сж})$	$g_{e\max}(n, P_{сж})$
25	698,5 (3001; 0,343)	2238 (4011; 0)	705 (3000; 0,441)	2238 (4011; 0)
50	734,6 (3509; 0,299)	1870 (2000; 0,441)	626,5 (4000; 0,343)	1254 (2000; 0,49)
75	709,4 (3515; 0,245)	1956 (2000; 0,441)	691 (3506; 0,294)	1514 (2000; 0,49)
100	748,8 (3509; 0,245)	2231 (2000; 0,441)	635,8 (4505; 0,49)	1416 (2000; 0,49)

* Данные значения получены при указанных параметрах $n, P_{сж}$.

Таблица 4

Минимальные и максимальные значения коэффициента наполнения η^*

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$\eta_{\min}(n, P_{\text{сж}})$	$\eta_{\max}(n, P_{\text{сж}})$	$\eta_{\min}(n, P_{\text{сж}})$	$\eta_{\max}(n, P_{\text{сж}})$
25	0,162 (3994; 0,245)	0,377 (2048; 0,343)	0,176 (3511; 0)	0,432 (2000; 0,392)
50	0,234 (4480; 0,245)	0,54 (2000; 0,49)	0,263 (4465; 0)	0,571 (2000; 0,343)
75	0,267 (4509; 0)	0,617 (2000; 0,441)	0,267 (4509; 0)	0,632 (2000; 0,392)
100	0,269 (4480; 0)	0,617 (2000; 0,49)	0,267 (4480; 0)	0,648 (2000; 0,294)

Таблица 5

Минимальные и максимальные значения расхода атмосферного воздуха G_v , кг/час*

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$G_{v \min}(n, P_{\text{сж}})$	$G_{v \max}(n, P_{\text{сж}})$	$G_{v \min}(n, P_{\text{сж}})$	$G_{v \max}(n, P_{\text{сж}})$
25	2,41 (3511; 0)	3,73 (3001; 0,343)	2,41 (3511; 0)	3,67 (3506; 0,441)
50	3,61 (2022; 0)	5,01 (3539; 0,441)	3,61 (2022; 0)	5,21 (3500; 0,441)
75	4,07 (2040; 0,245)	5,83 (3487; 0,343)	4,09 (1987; 0)	6,01 (3511; 0,343)
100	4,29 (2000; 0,441)	5,75 (2993; 0,294)	4,45 (1981; 0)	6,01 (3500; 0,338)

Таблица 6

Минимальные и максимальные значения коэффициента избытка воздуха α^*

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$\alpha_{\min}(n, P_{\text{сж}})$	$\alpha_{\max}(n, P_{\text{сж}})$	$\alpha_{\min}(n, P_{\text{сж}})$	$\alpha_{\max}(n, P_{\text{сж}})$
25	0,477 (3511; 0)	0,828 (4547; 0,343)	0,477 (3511; 0)	0,806 (4004; 0,441)
50	0,639 (4547; 0,441)	1 (2473; 0,392)	0,709 (3511; 0,49)	1,02 (2000; 0,343)
75	0,682 (3045; 0,441)	1,03 (2000; 0,343)	0,706 (4509; 0)	1,15 (4500; 0,245)
100	0,585 (2000; 0,441)	1,07 (4547; 0,294)	0,661 (4480; 0)	1,03 (2000; 0,245)

Таблица 7

Минимальные и максимальные значения температуры отработанных газов $t_{\text{ог}}$, °C*

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$t_{\text{ог min}}(n, P_{\text{сж}})$	$t_{\text{ог max}}(n, P_{\text{сж}})$	$t_{\text{ог min}}(n, P_{\text{сж}})$	$t_{\text{ог max}}(n, P_{\text{сж}})$
25	120 (2506; 0,441)	330 (4525; 0,294)	100 (2000; 0,441)	310 (4514; 0,49)
50	130 (2001; 0,343)	360 (4033; 0,245)	130 (2510; 0,441)	340 (4465; 0)
75	120 (2000; 0,343)	370 (4507; 0,392)	130 (2536; 0,446)	350 (3516; 0)
100	120 (2000; 0,392)	350 (4020; 0)	110 (2000; 0,441)	350 (4020; 0)

* Данные значения получены при указанных параметрах $n, P_{\text{сж}}$.

Таблица 8

*Минимальные и максимальные значения расхода сжатого воздуха $G_{сж}$, кг/час**

Степень открытия дроссельной заслонки, %	Подача холодного воздуха в цилиндр двигателя		Подача горячего воздуха в цилиндр двигателя	
	$G_{сж}(n, P_{сж})$	$G_{сж}(n, P_{сж})$	$G_{сж}(n, P_{сж})$	$G_{сж}(n, P_{сж})$
25	0 (2519; 0)	1,745 (2502; 0,49)	0 (2519; 0)	1,475 (3514; 0,49)
50	0 (2022; 0)	1,645 (3003; 0,49)	0 (2450; 0)	1,437 (4520; 0,49)
75	0 (2449; 0)	1,745 (3008; 0,49)	0 (2449; 0)	1,425 (4507; 0,49)
100	0 (2458; 0)	1,745 (3009; 0,49)	0 (2458; 0)	1,425 (2500; 0,49)

* Данные значения получены при указанных параметрах $n, P_{сж}$.