nia 23-25 of May 2002 , Vol. XLVIII - S.100-104. **7.** Горобец И.А., Михайлов А.Н., Голубов Н.В. Исследование влияния формы режущей кромки шлифовального круга на производительность обработки изделий из природного камня //Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ. 2008. Вип. 35. С. 49 – 58.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ШЛІФУВАННЯ ВИРОБІВ ІЗ ПРИРОДНОГО КАМЕНЮ

Горобець І.О., Голубов М.В., Чвала І.О. *(ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)*

Анотація: *Досліджуються питання продуктивності процесу шліфування виробів з природнього каменю. Розроблений план проведення експериментальних досліджень. Обрані технологічні засоби, апаратура та методи досліджень. Наведені результати експериментальних досліджень процесу шліфування граніту. Розроблена математична модель прогнозування продуктивності за його режимами різання та за дією осьової сили.*

Ключові слова: *природний камінь, абразивний круг, режими, продуктивність*

RESEARCH OF THE PRODUCTIVITY OF PROCESS OF POLISHING OF WARES FROM NATURAL STONE

Gorobets I.A., Goloobov N.V., Chvala I.A. *(DonNTU, Donetsk, Ukraine)*

Abstract: *The question of productivity of abrading process of workpieces from a natural stone is investigated. The test plan is worked out. Technological tools, equipment and methods of researches are chosen. Results of experimental researches of abrading process of a granite are given. The mathematical model of prediction abrading process by its cutting rate and on operating axial force is given.*

Key words: *natural stone, abrasive wheel, modes, performance.*

Надійшла до редколегії 28.01.2011.

УДК 621.3

МОЛЕКУЛЯРНО-КИНЕТИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ВНЕШНИМ ПОДЖИГОМ

Гречихин[1] Л.И., Куць[2] Н.Г. *([1]МГВАК, г. Минск, Беларусь, [2]ЛНТУ г. Луцк, Украина). E-mail – Kuts_n@mail.ru*

Аннотация: *Разработана новая молекулярно-кинетичекая теория работы двигателя внутреннего сгорания с внешним поджигом, которая позволила произвести полный расчет индикаторной диаграммы, разработать алгоритм и программные документы для компьютерного моделирования замкнутых термодинамических циклов, выполнить научно-технический сравнительный анализ различных энергетических параметров работающего двигателя и определить основные требования к ДВС с внешним поджигом.*

Ключевые слова: *молекулярно-кинетическая теория, индикаторная диаграмма, компьютерное моделирование.*

Введение. Практически все двигатели внутреннего сгорания (ДВС) работают по замкнутому термодинамическому циклу, работа которого формируется четырьмя процессами изменения состояния газа: из двух изобар и двух адиабат [1]. Анализ идеального термодинамического цикла позволяет качественно понять динамику работы ДВС. На такое положительное значение идеального термодинамического цикла ДВС было обращено внимание в работе [2], где идеальный термодинамический цикл рассмотрен с учетом изменения термодинамического состояния воздушно-топливной смеси в процессе формирования цикла.

Описание работы ДВС на основе идеального термодинамического цикла настолько грубое, что не позволяет находить оптимальные решения при конструировании различных типов ДВС. Поэтому стали применять индикаторные диаграммы ДВС. Индикаторные диаграммы позволили найти оптимальные конструктивные решения каждого конкретно разрабатываемого двигателя, а в процессе его эксплуатации для контроля и принятия правильного решения, вынуждены использовать массу измерительных датчиков. Обработать получаемую информацию от различных датчиков одновременно и по этой информации принять правильное решение человек не в состоянии. На помощь пришли компьютеры. Однако при принятии того или иного решения в компьютер необходимо вводить определенные пороговые значения по каждому из датчиков. Стендовые испытания в какой-то мере позволили решить эту проблему. Насколько можно доверять полученным данным вопрос остается открытым, поскольку процессы воспламенения и горения углеводородного топлива весьма сложны и полностью не изучены, а какие процессы, что возникают при взаимодействии плазменного состояния вещества с твердым телом на атомно-молекулярном уровне вообще остаются вне поля зрения. Невозможно осуществить компьютерное моделирование в процессе разработки ДВС различных конструкций вследствие отсутствия теории, адекватно отражающей динамику горения топлива и прямого преобразования тепловой энергии в механическую работу.

Цель работы: разработать на атомно-молекулярном уровне модель работы ДВС с внешним поджигом, которая позволила бы осуществить компьютерное моделирование условий горения топлива с более полным использованием его теплотворной способности и позволила бы определить оптимальные конструктивные решения двигателя с заданными параметрами, работающего в сложных условиях.

Задачи работы:1. Разработать математический аппарат молекулярно-кинетического анализа термодинамического цикла работающего ДВС с внешним поджигом. 2. Создать алгоритм и программные документы анализа работы такого ДВС. 3. Провести научно-технический сравнительный анализ работы ДВС с внешним поджигом. 4. Выработать основные требования к конструктивным элементам ДВС, обеспечивающим оптимальную его работу.

Основная часть. 1.Молекулярно-кинетический анализ термодинамического цикла. Когда четырехтактный двигатель работает с внешним поджигом, то в первом и четвертом тактах происходит обычное изобарическое расширение и сжатие газа. Второй и третий такты – адиабатическое сжатие и адиабатическое расширение газа с выделением энергии сгорающего топлива. Второй и третий такты наиболее важные. Во втором такте горючая смесь с воздухом проходит этап, когда она подготавливается к ее воспламенению. В третьем такте происходят процессы горения топлива, а это приводит к увеличению температуры и давления газа, т.е. к увеличению внутренней энергии воздушно-топливной смеси за счет которой совершается механическая работа. Поэтому именно этот такт определяет все основные энергетические характеристики двигателя.

Рассмотрим, как изменяются давление и температура воздушно-топливной смеси во втором и третьем тактах с учетом горения топлива, когда воспламенение происходит от внешнего источника, т.е. когда реализуется по существу цикл Отто.

Топливо в процессе горения проходит три стадии: *первая* - газификация жидких капель с выделением горючих газов; в*торая* - процесс сгорания газов с повышением температуры и образование углеродной пленки на поверхности жидких капель, которая разрушается взрывообразно, поставляя в зону горения сажевые частицы; т*ретья* - горение сажевых частиц, что приводит к существенному разогреву горючей смеси, максимальная температура которой достигает после полного сгорания сажевых частиц.

Вследствие адиабатического сжатия во втором такте разогрев горючей смеси может превысить температуру газификации используемого топлива. Для большинства топлив температура газификации составляет ~ 350^0 С или 623 К. Чтобы достичь температуры газификации при температуре окружающей среды 295 К, необходимо сжать воздух в 7-8 раз по адиабате. Такое сжатие реализуется практически во всех поршневых ДВС. Тогда для воздуха имеем во втором такте:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma - 1} = 295 \cdot (7-8)^{1,4-1} = 642-678 \text{ К}, \qquad (1)$$

где $\gamma = C_P/C_V$ – отношение теплоемкостей при постоянных: давлении и объеме. Для воздуха до температуры 1000 К - $\gamma = 1,4$, а при высших температурах – это 1,34-1,38.

При температурах выше 623 К интенсивно происходит газификация топлива [1] и образуется горючая смесь до прихода поршня в положение верхней мертвой точки (ВМТ). С некоторым запаздыванием производят поджиг горючей смеси, т.е. когда температура воздушно-топливной смеси в положении ВМТ достигает ~ 1000 К. Таким образом, первая и вторая стадии горения топлива осуществляются во втором такте, а в третьем такте реализуется третья стадия горения топлива. Для полного сгорания топлива требуется определенное время. Во втором такте после поджига горючей смеси начинает гореть топливо. Выбором угла опережения добиваются условия, чтобы первая и вторая фазы горения прошли до прихода поршня в положение ВМТ. Время первой и второй фазы горения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала реализуется в пределах $0,75\text{-}1,75 \cdot 10^{-3}$ с [1]. Третья фаза горения обусловлена размножением сажевых частиц. Время размножения для большинства топлив составляет $2,76 \cdot 10^{-3}$ с [1]. Полное время эффективного горения топлива без учета его догорания в выхлопной трубе, составит $(3,52\text{-}4,51) \cdot 10^{-3}$ с. При частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин время полного сгорания топлива будет $4,51 \cdot 10^{-3}$ с, а при 2500 об/мин – это ~$3,52 \cdot 10^{-3}$ с.

Рассмотрим близкую к реальному двигателю конструкцию цилиндра с поршнем Пусть ход поршня обеспечивает степень сжатия 8, длина пути поршня от нижней

мертвой точки (НМТ) до ВМТ 6 см, диаметр цилиндра 8 см., объем цилиндра, когда поршень находится в НМТ, равен $3,45 \cdot 10^{-4}$ м^3, а в ВМТ – $4,31 \cdot 10^{-5}$ м$^{-3}$. При температуре 295 К в объеме, когда поршень находится в НМТ и давлении в 1 атм содержится $N = 8,58 \cdot 10^{21}$молекул воздуха. Если положить, что четырехцилиндровый двигатель потребляет $1,303 \cdot 10^{-3}$ кг/с топлива [1] при скорости вращения коленвала 2400 об/мин, то количество тепла, которое выделится при сгорании топлива в одном цилиндре составит

$$U = \frac{H_u \dot{m}}{2f} = 709 \text{ Дж}, \qquad (2)$$

где H_u = 10400 ккал/кг – теплотворная способность бензина, $\dot{m} = 1,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с и f = 2400 об/мин. При f = 2000 об/мин U = 850,47 Дж.

С учетом выделившейся энергии температура воздушно-топливной смеси:

в первом случае $$T_2 = T_1 + \frac{2U}{5k_Б N} = 678 + 2394 = 3071 \text{ К}, \qquad (3)$$

а во втором случае T_2 = 3377 К.

При такой температуре давление горючей смеси в ВМТ составит соответственно

$$P = \frac{N}{V} k_Б T \ \sim 83,3 \text{ атм; и } 91,6 \text{ атм.} \qquad (4)$$

При частоте вращения коленчатого вала 2400 об/мин время движения поршня от ВМТ до НМТ составляет 12,5 мс, а время полного сгорания - 3,52 мс. При частоте 2000 об/мин – это 15 мс и 4,51 мс соответственно. Топливо сгорает полностью.

Выделение тепла при горении топлива происходит в нарастающем режиме. Поэтому естественно предположить, что возрастание тепла со временем описывается экспоненциальным законом. Выделившееся тепло увеличивает внутреннюю энергию газа, которая пропорциональна температуре. Тогда возрастание температуры со временем с учетом граничных условий определяется экспоненциальным законом вида,

$$T_2 = T_1 + T_1[\exp(at) - 1]. \qquad (5)$$

При частоте вращения коленчатого вала 2400 об/мин начальная температура в ВМТ 678 К, а конечная при мгновенном сгорании топлива -3071 К. На основании этих данных в формуле (5) величина a = 335,1 c^{-1}. При вращении коленчатого вала 2000 об/мин с поджигом в положении ВМТ максимальная температура достигнет 3377 К, а величина a = 367,15 c^{-1}.По мере повышения давления в камере сгорания на поршень действует сила, а по мере движения поршня возникает момент силы, и двигатель совершает работу за счет внутренней энергии воздушно-топливной смеси. При этом возрастание объема газа происходит по адиабатическому закону. Вследствие конвективного теплообмена внутри корпуса двигателя происходит его разогрев. В результате внутренняя энергия газа уменьшится на величину

$$\Delta U = A + \Delta Q' - \Delta Q'', \qquad (6)$$

Здесь $\Delta A = M(t)\omega\Delta t$ - затраченная механическая работа, а $M(t)$ – момент на валу двигателя, $\omega = 2\pi f$ – круговая частота; $\Delta Q'$ - потери тепла при конвективном теплообмене внутри двигателя, т.е. на его разогрев и ΔQ” – изменение внутренней энергии топливной смеси при адиабатическом сжатии или расширении газа.

Механическая работа, которую производит нагретый воздух в одном цилиндре, равна произведению момента силы на угол поворота коленчатого вала за время Δt

$$\Delta A = M(t)\omega\Delta t. \qquad (7)$$

Давление внутри цилиндра двигателя с учетом выделяемой энергии при сгорании

топлива, совершаемой механической работы, конвективного теплообмена и адиабатического расширения падает до значения

$$P(t) = n(t)k_Б\left[T(t)\left(\frac{V_1(t_1)}{V_2(t_2)}\right)^{\gamma-1} + \Delta T(t)\right], \qquad (8)$$

где $\Delta T(t) = T(t_2) - T(t_1)$, а значения температур определяются по формуле (5).

Объемы $V(t_1)$ и $V(t_2)$ вследствие движения поршня в цилиндре соответственно равны

$$V(t_1) = \pi r^2\{l_0 + L[1-\cos(\omega t_1)]\}; \quad V(t_2) = \pi\kappa : 2\{l_0 + L[1-\cos(\omega t_2)]\}. \qquad (9)$$

Здесь r – радиус поршня, L – плечо коленчатого вала, l_0 (8,57 мм) – эффективная высота цилиндра свободного объема[2)], когда поршень находится в ВМТ.

Возрастание температуры воздушно-топливной смеси внутри цилиндра до поджига горючей смеси определяется рекуррентным соотношением вида

$$T(t_{n+1}) = T(t_n)\left(\frac{V_{n-1}}{V_n}\right)^{\gamma-1}, \qquad (10)$$

[2)] В действительности объем камеры сгорания имеет более сложную форму. В данном случае надо знать общий объем камеры сгорания, а не ее форму.

а работа, которая затрачивается при адиабатическом изменении объема газа на величину $\Delta V_n = V_n - V_{n-1}$, представится в виде

$$\Delta Q_n'' = \frac{P_{n-1}V_{n-1}}{\gamma - 1}\left[1 - \left(\frac{V_{n-1}}{V_n}\right)^{\gamma-1}\right]. \quad (11)$$

В стационарных условиях конвективный теплообмен будет определяться не тем, как происходит разогрев двигателя внутренним теплообменом, а как он охлаждается принудительно потоком воздуха, формируемого радиатором. Температура воздуха на внешней поверхности заведомо меньше температуры корпуса двигателя. Тогда при взаимодействии потока воздуха с кластерами материала корпуса двигателя по всей его внешней поверхности будет происходить передача энергии колебания кластеров к молекулам воздуха. Коэффициент передачи энергии

$$\theta = \frac{4m_a M_{кл}}{(m_a + M_{кл})^2}, \quad (12)$$

где m_a – среднее значение массы молекул воздуха и $M_{кл}$ – масса молекул кластеров материала двигателя.

Теплоотдача от внешних стенок двигателя к прокачиваемому воздуху составит:

$$\Delta Q'(t) = 2\theta n_{кл} v_{кол}^2 S_{вн.}(t). \quad (13)$$

Допустимый разогрев прокачиваемого воздуха вокруг внешней поверхности двигателя не должен превышать 50 – 60 К выше температуры окружающей среды. Размер радиатора примем S_p = 0,4Х0,4 м^2, а скорость потока воздуха равна сумме скорости движения автомобиля и скорости, которую обеспечивает вентилятор на выходе радиатора. Если вентилятор создает поток ~ 50 м/с, при частоте вращения коленвала 2400 об/мин и скорости движения автомобиля 100 км/ч, то результирующая скорость прокачки воздуха составит: v ~ 78 м/с. Тогда при частоте вращения 2400 об/мин ΔQ' = $n_{ср} v\ S_p\ k_Б\ \Delta T/2f$ ~ 321 Дж за пол оборота, а при 2000 об/мин получаем 210 Дж. Так как температура со временем в камере сгорания (КС) непрерывно возрастает по экспоненциальному закону, то теплопроводность является нестационарной. Разность температур горючей смеси и стенки КС $\Delta T_n = T(t_n) - T(t_{n-1})$. Температура кластерного монослоя постоянно находиться в термодинамическом равновесии с температурой окружающей среды, т.е. при $T(t_{n-1})$, а нестационарность учитывается процессом изменения температуры внутри камеры сгорания. В таком предположении в каждый момент времени мощность передачи энергии стенкам камеры сгорания вследствие нестационарного конвективного теплообмена, составит:

$$\Delta N_T = \frac{5\pi}{12}\frac{\theta N\sqrt{2k_Б T(t)/m_a}\,k_Б \Delta T(t)\{r_n + [l_0 + L(1-\cos\omega t)]\}}{\{l_0 + L[1-\cos(\omega t)]\}r_n}, \quad (14)$$

а результирующая тепловая энергия,

$$N_T = \int_0^{1/2f} \Delta N_T dt. \quad (15)$$

m_a – средняя масса молекул воздуха, равная 29 ат. ед.

Разогрев корпуса двигателя происходит при положительной разности температур окружающей среды и его корпуса. В противном случае наоборот корпус двигателя буде разогревать газ окружающей среды. В установившемся режиме мощность передачи энергии внутри цилиндра компенсируется мощностью температурного охлаждения радиатором и тогда $N' = N_T$. При известном со временем распределении температуры работа, которая совершается двигателем с усреднением за период вращения коленчатого вала, выразится так:

$$\overline{A} = 8\pi F^2 \int_0^{1/2f} M(t)dt\,. \tag{16}$$

Здесь $$M(t) = n(t)k_Б \left[T(t)\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} + \Delta T(t) \right] \pi r_n^2 L \sin(\omega t)\,. \tag{17}$$

2. Программные документы анализа работы ДВС. Интегралы (15) и (16) находились численно по методу Ньютона с учетом всех возможных условий и исходных данных. Алгоритм работы программных документов приведен на рис. 1.

Рис. 1. Алгоритм компьютерного моделирования термодинамического цикла ДВС с внешним поджигом

В блоке 1 алгоритма формируются исходные данные по конструкции, которые брались из различных источников описания двигателей, а условия работы задавались в соответствии с тем, где данный двигатель используется. В блоке 2 исходные данные переводились в единую систему СИ и производились вычисления обобщенных параметров выбранной конструкции двигателя. В блоке 3 определялись заданные значения угла опережения момента поджига горючей смеси. Если угол опережения отличен от нуля, то расчет энергетических параметров во втором такте работы двигателя производился вначале в блоке 4 при угле вращения коленчатого вала от нуля до $180^0 - \varphi$, а затем в блоке 5 при угле вращения от $180^0 - \varphi$ до 180^0. Если угол опережения зажигания равен нулю, то расчет энергетических параметров второго такта производился при углах вращения коленчатого вала от нуля до 180^0 в блоке 6. После выполненных расчетов полученные данные на выходе из блоков 6 или 5 передавались в блок 7, где производился расчет всех энергетических параметров при работе двигателя в третьем такте. По полученным данным строились графики зависимости.

3. Сравнительный анализ работы ДВС с внешним поджигом. По разработанному алгоритму были выполнены расчеты момента силы и температуры в одном из цилиндров, параметры которого приведены выше при угле опережения φ = 0 в зависимости от угла поворота коленвала. Результаты на рис. 2. и в табл. 1.

Из данных табл. 1 и рис. 2 следует: 1 – коэффициент использования энергии затраченной на создание внутренней энергии газа для выполнения механической работы и на разогрев двигателя составляет только 57%. Остальная энергия в четвертом такте сбрасывается в окружающую среду; 2 – максимальная энергия, затраченная на разогрев двигателя ~ 7%; 3 – к.п.д. для выполнения механической работы ~ 23%; 4 – температурный к.п.д. ~ 38%; 5 – максимум механического момента, давления и температуры ~ 54^0, т.е. когда прекращается горение топлива в камере сгорания. При этом температура, давление и механический момент достигают максимума (Т = 2664 К, Р = 29,4 атм, М = 366 Н·м); 6 - подожженная горючая смесь на вал двигателя воздействует на протяжении всего полупериода вращения коленчатого вала.

Реально для карбюраторных двигателей импульс давления на поршень заканчивается при угле поворота ~ $50\text{-}60^0$, а для дизелей доходит до 80^0, т.е. для всех двигателей внутреннего сгорания импульс давления на вал двигателя почему-то воздействует достаточно кратковременно при движении поршня от ВМТ до НМТ.

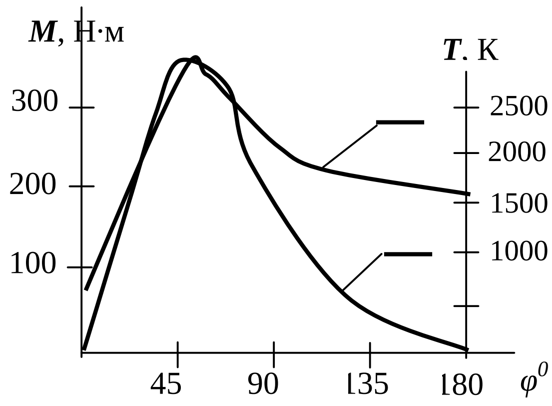

Рис. 2. Зависимость от угла поворота коленчатого вала двигателя при скорости вращения 2000 об/мин: 1 – момента силы и 2 – температуры горючей смеси

В этой связи рассмотрим, как происходит процесс выделения тепловой энергии с учетом времени сгорания топлива и какая работа за рассмотренный промежуток времени совершается в зависимости от угла запаздывания поджига горючей смеси. Когда поджиг горючей смеси осуществляется уже во втором такте, то при определении энергетических затрат следует учитывать выделившуюся энергию в начальный период горения топлива.

Во втором такте до момента поджига горючей смеси над газом совершается работа при адиабатическом сжатии в соответствии с формулой (11). После поджига горючей смеси работа адиабатического сжатия определяется с учетом начального горения топлива.

Таблица 1. Энергия при сжигании топлива, работа поршня в цилиндре, энергия на разогрев двигателя, давление и температура смеси в КС при угле опережения 0^0

Параметры	Угол поворота коленчатого вала, град								
	0	20	40	60	90	110	130	160	180
Q, Дж	201	370	682	752	617	562	525	496	491
А, Дж	0	21,7	91,3	204	339	394	432	461	466
Q’, Дж	0,18	18,8	52,7	90,9	90,9	90,9	90,9	90,9	90,9
М, Н·м	0	130	266	331	192	130	83	30	0
Р, Атм	18,4	25	27	25	12,6	9,0	7,1	5,8	5,6
Т, К	678	1113	1817	2539	2085	1895	1773	1675	1657

Тогда, используя рекуррентное соотношение (10), в элементе объема ΔV_n выделившееся тепло определится следующим образом

$$\Delta Q_n''' = P_n \Delta V_n = n(t) k_Б T_n (V_n - V_{n-1}) . \qquad (18)$$

Во втором такте работы двигателя вначале происходит адиабатическое сжатие воздуха от температуры окружающего воздуха (примем 295 К), для которого γ = 1,4. Температура газификации топливной смеси достигнет, когда коленчатый вал будет расположен относительно ВМТ с опережением на 73^0. Поэтому угол запаздывания поджига горючей смеси не должен превышать 27^0. В процессе газификации происходит выделение свободных молекул метана, этана и других молекул углеводородов, которые мгновенно разлагаются и поставляют в камеру сгорания молекулы H_2 и C_2 [4]. Водород при температурах выше 400 К самопроизвольно возгорается путем организации разветвленной цепи [5]. Начальная реакция этой цепи обусловлена диссоциацией молекул водорода и кислорода и заканчивается образованием молекул воды. В результате начальные и конечные продукты реакций представляются в виде

$$2H_2 + O_2 \leftrightarrow 2H_2O + 483{,}6\ кДж/моль, \qquad (19)$$

$$H_2 + O_2 \leftrightarrow 2OH. \qquad (20)$$

Если реализуется реакция (20), то она неизбежно на выходе дает две молекулы воды с выделением энергии, которая приведена для реакции (19).

Энергия активации реакции (20) определяется по эмпирической формуле [6]

$$E_a = 0{,}29(D_{O_2} - D_{H_2}) \approx 0{,}186\ эВ. \qquad (21)$$

Здесь D_{H_2} и D_{O_2} - энергия диссоциации молекул водорода и кислорода соответственно, а константа прямой химической реакции (20) определяется по формуле [6]

$$k_f = 2(r_{H_2} + r_{O_2}) \left(\frac{2\pi k_Б T}{\mu} \right)^{1/2} \exp\left(-\frac{E_a}{k_Б T} \right), \qquad (22)$$

где r_{H_2} = 0,794·10^{-10} м – радиус молекулы водорода; r_{O_2} = 0,975·10^{-10} м – радиус молекулы кислорода и $\mu = m_{H_2} m_{O_2} / (m_{H_2} + m_{O_2}) = 1{,}88$ ат. ед. – приведенная масса взаимодействующих молекул водорода и кислорода.

Самопроизвольная скорость протекания реакции (22)

$$\frac{dn}{dt} = k_f n_{H_2} n_{O_2} . \qquad (23)$$

Энергия, которая выделяется за время Δt

$$\Delta Q_H = \frac{1}{2} k_f n_{H_2} n_{O_2} \Delta E V(t) \Delta t / N_a , \qquad (24)$$

где ΔE = 483,6 кДж/моль, N_a – число Авогадро.

Такое выделение энергии повышает температуру топливной смеси на величину:

$$\Delta T = \frac{2\Delta Q_H}{5 k_Б N} . \qquad (25)$$

В результате, при температуре выше газификации, происходит увеличение температуры топливной смеси до ее поджига вследствие адиабатического сжатия, и самопроизвольного возгорания водорода в КС при температуре выше 400 К. Конкретные расчеты температуры смеси в КС показали, что самопроизвольное возгорание водорода не приводит к заметному ее росту. Возрастание температуры воздушно-топливной смеси происходит только после ее поджига. Процесс поджига импульсным разрядом детально рассмотрен в работе [1]. Время поджига импульсным разрядом составляет ~ 0,15 мс, что на порядок меньше времени движения поршня от НМТ до ВМТ. Можно полагать, что поджиг горючей смеси происходит практически мгновенно. После поджига температуру воздушно-топливной смеси в зависимости от времени можно аппроксимировать экспоненциальной зависимостью (5).

До момента зажигания температура газа возрастает в соответствии с адиабатическим сжатием, т.е.

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = T_1\left(\frac{V_1}{V_1-\Delta V}\right)^{\gamma-1}, \tag{26}$$

а после поджига температура газа определяется последовательно путем применения рекуррентного соотношения вида:

$$T_n = T_{n-1}\left(\frac{V_n}{V_n-\Delta V}\right)^{\gamma'-1} + \Delta T_n. \tag{27}$$

где ΔT_n – увеличение температуры только за счет сгорания топлива.

На рис. 3 показаны зависимости температуры и давления от угла вращения коленчатого вала при разных углах опережения положения поршня в цилиндре.

До поджига горючей смеси температура и давление не изменяются существенным образом, а после поджига температура и давление воздушно-топливной смеси в КС возрастает по экспоненте. При угле опережения поджига 60^0 вся выделяемая теплота при сгорании топлива тратится на подготовку к выполнению механической работы двигателем. При угле опережения 20^0 тратится только 21%, выделяемой теплоты при сгорании введенного топлива, но при этом начальная температура и давление в положении ВМТ резко падают, что сказывается на дальнейшей работе двигателя. При угле опережения поджига 60^0 во втором такте топливо полностью сгорает. Второй такт выполняет роль независимой КС, когда все тепло используется в качестве подготовительного этапа для выполнения механической работы. Действительно при угле опережения 60^0 в момент прохождения ВМТ температура смеси достигает более 4000 К с давлением 112 атм, тогда как при угле опережения 20^0 температура в момент прохождения ВМТ- 1140 К, а давление - 31 атм.

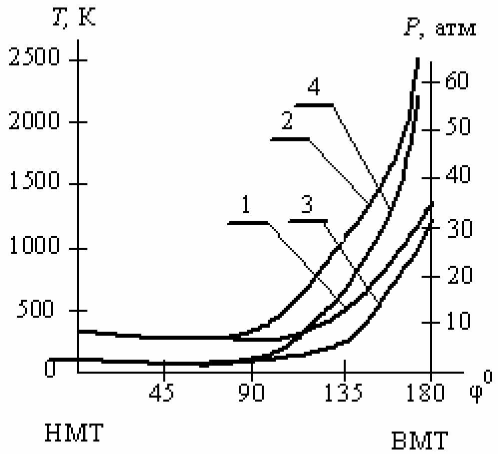

Рис. 3. Зависимость от угла поворота коленчатого вала температуры и давления в КС соответственно во втором такте1,3 – при угле опережения 20^0 и 2,4 – при угле опережения 60^0

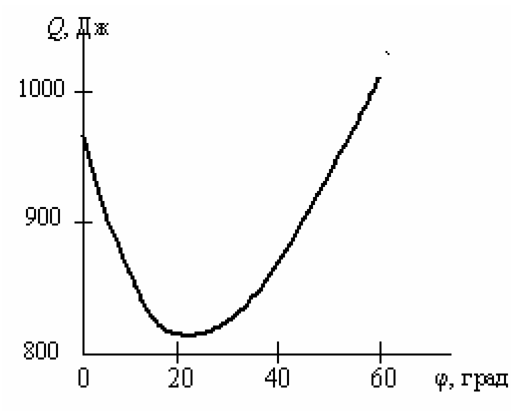

Рис. 4. Энергетические затраты на разогрев воздушно-топливной смеси в зависимости от угла опережения зажигания при постоянной скорости подачи топлива

При выборе угла опережения зажигания следует учитывать два обстоятельства: 1 – в момент поджига горючей смеси она должна вследствие адиабатического сжатия иметь температуру газификации (~ 620 К) и 2 – в момент прохождения ВМТ температура должна быть не ниже ~ 1000 К, при которой начинается деление жидких капель топлива в виде тумана. Чтобы обеспечить температуру газификации в топливной смеси при сжатии ее в 8-мь раз, следует поджиг осуществить в момент, когда поршень займет положение относительно ВМТ 27^0, а чтобы обеспечить температуру деления жидких капель топлива необходимо поджиг осуществить относительно ВМТ ~ 20^0.

Чем же определяется оптимум выбора угла опережения зажигания? Для этого определим величину энергии, которая затрачивается на подготовку топливной смеси во втором такте. Расчет такой энергии приведен на рис. 4. Получается, что на подготовку топливной смеси для выполнения работы в третьем такте требуется затратить минимум энергии при угле опережения ~ 20^0. Так для двигателя автомобиля ГАЗ-21 для которого производился теоретический расчет при частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин в процессе проведения стендовых испытаний поджиг горючей смеси осуществлялся при угле опережения 22^0 [1]. Согласие теоретического значения с экспериментальными данными вполне убедительное.

Распределение давления и температуры в камере сгорания при угле опережения 20^0 приведены на рис. 5 и в табл. 2. Для этих условий произведем соответствующий расчет по методике, изложенной выше, с применением молекулярно-кинетической теории. Максимум момента силы и температуры по сравнению с углом опережения 0^0 смещается в область меньшего угла опережения поджига горючей смеси, т.е с угла 54^0 до угла 34^0, что вполне объяснимо.

В четырехцилиндровом двигателе цилиндры работают попарно последовательно друг за другом. Это значит, что

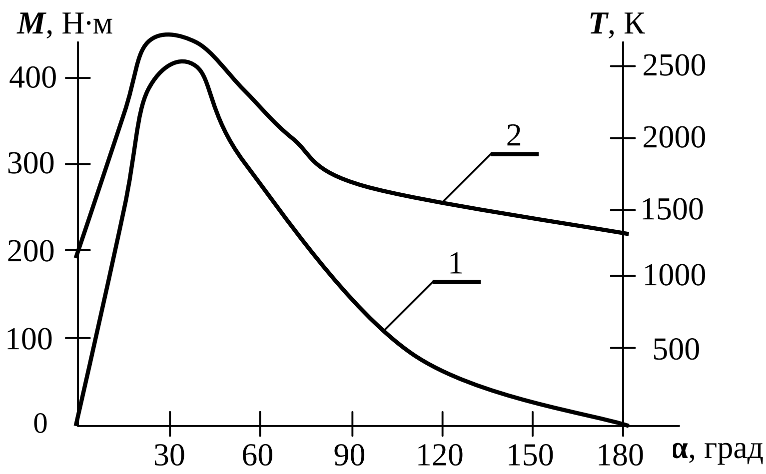

Рис. 5. Зависимость от угла поворота коленчатого вала при угле опережения 20^0: 1 момента силы и 2 – температуры

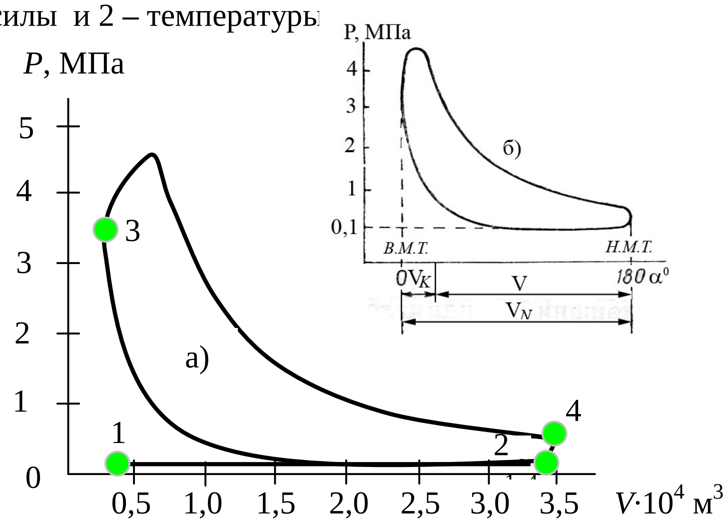

Рис. 6. Расчетная индикаторная диаграмма (а) в сравнении с экспериментальной (б)

мощность двигателя будет равна ~ 90 Л.С.

Важно отметить, что максимум температуры, давления и момента силы совпадают при одном и том же угле вращения коленчатого вала ($34{,}2^0$). Это характерная особенность работы двигателя с внешним поджигом. По данным табл. 2 и рис. 3 построена индикаторная диаграмма (рис. 6), где точками отмечены начало и окончание четырех тактов: 1-2 - первый такт, 2-3 – второй такт, 3-4 – третий такт и 4-1 – четвертый такт. Для сравнения на рис. 6 приведена экспериментальная индикаторная диаграмма, полученная для ДВС с внешним поджигом. Совпадение индикаторных диаграмм убедительное.

По данным табл. 2 без учета потерь на трение энергетический коэффициент использования топлива $\eta_Э$ = 1- $Q/(U+A_2+Q')$ = 60%; коэффициент преобразования топлива в механическую работу и соответственно по мощности $\eta_A = \eta_Э\, A_3/(Q' + U + A_2)$ = 28%.

Таблица 2. Остаточная внутренняя энергия воздушно-топливной смеси, выполненная механическая работа, потери тепла вследствие конвективного теплообмена, механический момент, давление и температура в зависимости от угла поворота коленчатого вала при угле опережения φ = 20^0.*)

Пара-метры	Угол поворота коленчатого вала									
	0	20	40	60	80	100	120	140	170	180
Q, Дж	337	566	775	657	572	523	473	448	433	429
A, Дж	113	38	154	272	357	417	456	482	496	500
Q', Дж	9,1	45	100	100	100	100	100	100	100	100
M, Н·м	0	224	384	290	203	138	92	56	27	0
P, атм	31	43	39	22	14	9	7	6	5	5
T, К	1140	1911	2617	2219	1932	1731	1598	1512	1464	1448

На поршень двигателя молекулы окружающей среды действуют в одном направлении. Поэтому превращение тепловой внутренней энергии газа в механическую работу осуществляется только при использовании одной степени свободы Вследствие этого максимально возможный коэффициент полезного действия по мощности в такой конструкции двигателя не может превышать 33%. Известно, что для карбюраторных двигателей КПД может достигать 25-30% [1]. Если обеспечить постоянную скорость подачи топлива, то при низких скоростях вращения в камере сгорания возникают настолько высокие температуры и давления, что могут реализоваться взрывные процессы вследствие возникновения детонационного горения.

При высоких скоростях вращения в камеру сгорания впрыскивается сравнительно малая порция используемого топлива и при этом температура и давление падают, но средняя развиваемая мощность двигателя возрастает, а возникающие низкие температуры не способствуют образованию оксидов азота, что не ухудшает окружающую экологию.

Требования к конструктивным элементам ДВС. На основании проведенного сравнительного анализа работы ДВС с внешним поджигом сформулированы основные требования к разработке оптимальной конструкции: 1. Оптимальный коэффициент сжатия воздушно-топливной смеси равен 8. 2. Угол опережения зажигания устанавливается таким, чтобы в этот момент температура воздушно-топливной смеси была равна ~ 650 К, а при прохождении ВМТ не менее 1000 К. При этом затраты на

*) При угле поворота $34{,}2^0$ Q = 815, A = 115, Q' = 100, M = 400, P = 46,5, T = 2751 реализуется максимум для M, P и T.

подготовку воздушно-топливной смеси для работы в третьем такте были бы минимальными. 3. Разогрев корпуса двигателя конвективным теплообменом во втором и третьем тактах, когда происходит рост температуры, не должен превышать возможное охлаждение потоком воздуха, проходящего через радиатор с разогревом внешней поверхностью двигателя. 4. Массогабаритные характеристики двигателя определяются величиной его мощности.

Выводы. Разработанную молекулярно-кинетическую теорию работы ДВС с внешним поджигом (цикл Отто) возможно использовать для компьютерного моделирования с целью определения величины подаваемого топлива в камеру сгорания для обеспечения заданной мощности при оптимальном угле опережения, количества прокачиваемого воздуха для охлаждения двигателя на различных режимах работы двигателя с обеспечением максимального энергетического коэффициента полезного действия.

Список литературы: 1. Гречихин Л. И. Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. – Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 270 с. **2.** Приймак О. В. Теоретичні основи термодинамічного анализу циклів поршневих ДВЗ та іх елементів //Наукові нотатки, травень, 2010. Вип. 28. С.435-438. **3.** Гречихин Л.И. Наночастицы и нанотехнологии. – Мн.: ООО «Право и экономика», 2008. – 406 с. **4.** Архангельский В. М., Вихерт М. М., Воинов А. Н. и др. Автомобильные двигатели. – М.: Машиностроение, 1977. 591 с. **5.** Азатян В. В., Марголис Л. Я., Наморадзе М. А. и др. //Кинетика и катализ, 1974. Т. 14. С. 828-833. **6.** Бенсон С. Основы химической кинетики. – М.: Мир, 1962. – 603 с. **7.** Лернер М. О. Регулирование процесса горения в двигателях с искровым зажиганием. – М.: Наука, 1972. 295 с.

MOLECULAR KINETIC THEORY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH EXTERNAL IGNITION

L. Grechihin[1], N. Kuts[2] *([1] Minsk State Highest Aviation College, Minsk, Belarus, [2] Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine). E-mail – Kuts_n@mail.ru*

Abstract: *It was developed a new molecular-kinetic theory of the internal combustion engine with external ignition, which is allowed to make complete calculation of the display diagram, to develop algorithms and software documents for computer simulation of closed thermodynamic cycles, to perform scientific and technical comparative analysis of different energy parameters of the engine and determine the basic requirements for internal combustion engines with external ignition.*

Key words: *molecular kinetic theory, the indicator diagram, computer simulation.*

МОЛЕКУЛЯРНО-КІНЕТИЧНА ТЕОРІЯ РОБОТИ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З ЗОВНІШНІМ ПІДПАЛЮВАННЯМ

Л.И. Гречихін[1], Н.Г. Куць[2] *([1]МГВАК, , г. Мінськ, Білорусь, , [2]ЛНТУ г. Луцьк, Україна). E-mail – Kuts_n@mail.ru*

Аннотация: *Розроблена нова молекулярно-кінетична теорія роботи двигуна внутрішнього згоряння із зовнішнім підпалом, яка дозволила провести повний розрахунок індикаторної діаграми, розробити алгоритм і програмні документи для комп'ютерного моделювання замкнутих термодинамічних циклів, виконати науково-технічний порівняльний аналіз різних енергетичних параметрів працюючого двигуна і визначити основні вимоги до ДВС із зовнішнім підпалом.*

Ключевые слова: *молекулярно-кінетична теорія, індикаторна діаграма, комп'ютерне моделювання.*

Надійшла до редколегії 19.01.2011.