

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

13.03.03. (141100.62) Энергетическое машиностроение
(код и наименование направления подготовки, специальности)
профиль Двигатели внутреннего сгорания
(наименование профиля, специализации)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Четырехтактный двигатель мощностью 50 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5600 оборотов в минуту с модернизированным приводом механизма газораспределения

Студент	<u>Е.И. Сызранцев</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Руководитель	<u>А.М. Дзюбан</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Консультанты	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	_____ (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	_____ (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой Д.А.Павлов
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия) _____ (личная подпись)

« _____ » _____ 20 _____ г.

Тольятти 2016

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ

(институт)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Зав.кафедрой ЭМиСУ

_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)

« ____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент Сызранцев Евгений Игоревич

1. Тема Четырехтактный двигатель мощностью 50 кВт при частоте вращения вала 5600 оборотов в минуту с модернизированным приводом механизма газораспределения.

2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы _____

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе Рабочий объём двигателя 1.3 л; степень сжатия $\epsilon = 10$.

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов)

Тепловой расчёт двигателя и внешней скоростной характеристики, расчёт кинематики и динамики двигателя, патентное исследование, технология VVT-i.

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала

Продольный и поперечный разрезы (2 листа); внешняя скоростная характеристика (1 лист); динамический расчёт (1 лист); патентный обзор (1 лист); технология VVT-i (1 лист); Потери на впуске (1 лист).

6. Консультанты по разделам А.Г. Егоров

7. Дата выдачи задания « ____ » _____ 20 ____ г.

Руководитель выпускной квалификационной работы

_____ А.М. Дзюбан
(подпись) (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ Е.И. Сызранцев
(подпись) (И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Зав.кафедрой ЭМиСУ
_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 20__ г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения на выполнение бакалаврской работы

Студента Сызранцева Евгения Игоревича
по теме Четырехтактный двигатель мощностью 50 кВт при частоте вращения вала 5600
оборотов в минуту с модернизированным приводом механизма газораспределения.

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
1. Тепловой рас- чёт двигателя и внешней скорос- тной хар-ки	20.04.16	20.04.16		
2. Расчёт кине- матики и дина- мики ДВС	27.04.16	27.04.16		
3. Патентное исследование	4.05.16	4.05.16		
4. Технология VVT-i	11.05.16	11.05.16		

Руководитель выпускной квалификационной
работы

Задание принял к исполнению

_____ А.М. Дзюбан
(подпись) (И.О. Фамилия)
_____ Е.И. Сызранцев
(подпись) (И.О. Фамилия)

Содержание

Введение	6
Глава 1. Тепловой расчёт двигателя и внешней скоростной характеристики	
1.1 Топливо.....	9
1.2 Расчёт характеристик рабочего тела.....	9
1.3 Расчёт процессов газообмена	10
1.4 Расчёт процесса впуска.....	10
1.5 Расчёт процесса сжатия.....	12
1.6 Расчёт процесса сгорания.....	13
1.7 Расчёт процессов расширения и выпуска.....	14
1.8 Определение индикаторных показателей рабочего цикла.....	15
1.9 Механические (внутренние) потери и эффективные показатели двигателя.....	15
1.10 Определение размеров рабочего объема двигателя	16
1.11 Построение индикаторной диаграммы.....	17
1.12 Тепловой баланс двигателя.....	21
1.13 Внешняя скоростная характеристика.....	23
Глава 2. РАСЧЁТ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ	
2.1 Кинематика.....	27
2.2 Силы давления газов.....	29
2.3 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	30
2.4 Удельные и полные силы инерции.....	31
2.5 Крутящие моменты.....	35
Глава 3. Патентное исследование	
3.1 Цели патентного исследования.....	37
3.2 Патентный обзор.....	37
3.3 Результаты патентного исследования.....	46
Глава 4. Технология VVT-i	
4.1 Принцип VVT-i.....	48
4.2 Конструкция системы VVT-i.....	50
4.3 Преимущества VVT-i.....	53
Заключение.....	57
Список использованных источников.....	60

Введение

Механизм газораспределения предназначен для впуска в цилиндр двигателя свежей горючей смеси и для выпуска отработавших газов из цилиндров.

Механизм газораспределения должен обеспечить наилучшие наполнение и очистку цилиндров, надежную работу двигателя на всех скоростных и нагрузочных режимах, высокую износостойкость и долговечность деталей, входящих в его конструкцию

В развитии современных автомобильных двигателей проявляется тенденция повышения литровой мощности путем увеличения числа оборотов. Увеличение числа оборотов эффективно в том случае, если при этом коэффициент наполнения имеет достаточно большую величину. С этой целью следует уменьшать потери во впускной и выпускной системах, использовать в них инерционные явления и совершенствовать системы газораспределения.

Традиционные конструкции ГРМ обеспечивают работу двигателя с постоянными фазами газораспределения и величинами подъема клапанов на всех скоростных режимах работы двигателя. Это предопределяет получение высоких значений крутящего момента в ограниченной фиксированной области частот вращения коленчатого вала.

Современные ДВС, как правило, оснащают специальными устройствами регулирования фаз газораспределения и высоты подъема клапанов. Такие системы получают команды от электронного блока управления (ЭБУ) двигателем, настраиваемого на получение желаемых характеристик двигателя и воспроизводящего необходимые для этого командные воздействия на их исполнительные механизмы.

Для достижения наибольшей эффективности при применительно к динамично изменяющимся режимам работы ДВС необходима различная величина фаз газораспределения. В режиме холостого хода наиболее рациональным становятся “узкие” фазы газораспределения, под которыми понимается позднее открытие и раннее закрытие клапанов. При этом исключается перекрытие фаз,

под которым понимается время одновременного открытия впускного и выпускного клапана. Это необходимо для того, чтобы исключить попадание выхлопных газов во впуск и выброс топливно-воздушной смеси в выпускной коллектор.

Выход мотора на максимальной мощности означает повышение оборотов, так как распредвал крутится быстрее и время открытия клапанов сокращается. Для того чтобы не терялась мощность и крутящий момент на высоких оборотах сохранялся, в двигатель должно поступать намного больше топливно-воздушной смеси, а выпуск отработавших газов должен быть реализован максимально эффективно. Задача решается путем раннего открытия клапанов и увеличения времени их открытия, делая фазу “широкой”. Фаза перекрытия также расширяется до максимума с ростом оборотов, что необходимо для качественной продувки цилиндров.

Сам кулачок распредвала имеет форму, которая способна обеспечить как реализацию узкой, так и широкой фазы. Проблема заключается в том, что фиксированная форма кулачка не позволяет одновременно добиться узких широких фаз газораспределения. Получается, форма кулачка подобрана с расчётом на возможный оптимальный баланс между высоким показателем крутящего момента на низких оборотах ДВС и максимальной мощностью агрегата в режиме высокой частоты вращения коленчатого вала. Система изменения фаз газораспределения позволяет намного более гибко изменять эти параметры, буквально “подстраивая” ГРМ под конкретный режим работы двигателя для достижения лучшей отдачи от мотора и топливной экономичности.

Системы изменения фаз газораспределения представлены несколькими видами. Главные отличия заключаются в тех или иных параметрах регулировки ГРМ в процессе его работы.

Широкое распространение получили системы изменения фаз газораспределения, принцип работы которых основан на осуществлении поворота распредвала. К таким схемам управления фазами газораспределения относят: японскую систему VVT-i, Dual VVT-i, решение немецкого концерна BMW под

названием VANOS, Double VANOS, схему VVT от Volkswagen, управление фазами газораспределения VTEC от Honda, систему CVVT брендов Hyundai, Kia и концерна GM, регулировку фаз VCP от Renault и т.д.

Работа перечисленных выше систем основывается на небольшом повороте распредвала по ходу его вращения. Такой способ позволяет добиться раннего открытия клапанов сравнительно с их базовым начальным положением.

Остановимся на японской системе VVT-i и выявим целесообразность применения такой системы на двигателях ВАЗ. Проведем патентное исследование на тему: "Системы газораспределения и фазоизменяющие устройства для распределительного вала", для определения уровня и тенденции развития техники и анализа применимости прогрессивных решений.

Базовым двигателем выберем ВАЗ-2108: четырехтактный рядный двигатель с 4 цилиндрами номинальной мощностью 50 кВт, при номинальной частоте вращения коленчатого вала 5600 оборотов в минуту и степени сжатия 10.

В ходе работы проведем тепловой расчёт двигателя, расчёт внешней скоростной характеристики и расчёт динамики двигателя.

Глава 1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

1.1 Топливо

По экспериментальным данным получаем:

Массовая доля углерода $C=0,855$;

Массовая доля водорода $H=0,145$

Используя формулу Д.И. Менделеева вычислим низшую теплоту сгорания $H_u=33,91C+125,60H-10,89(O-S)-2,51(9H+W)=43930$ кДж/кг (1.1)

1.2 Расчёт характеристик рабочего тела

Теоретически нужное количество воздуха l_0 , кг и L_0 , моль для сгорания 1 кг топлива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \frac{8}{3} C + 8H - O = \frac{1}{0,23} \frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 = 14,95 \frac{\text{кг}\cdot\text{воздуха}}{\text{кг}\cdot\text{топлива}}; \quad (1.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,208} \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} = \frac{1}{0,208} \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} = 0,516 \frac{\text{кмоль}\cdot\text{воздуха}}{\text{кг}\cdot\text{топлива}}; \quad (1.3)$$

Допустим: $\alpha=0,96$, ссылаясь на таблицу значений α (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – Стр. 48, 49.)

Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,96 \cdot 0,516 + \frac{1}{115} = 0,5041 \frac{\text{кмоль гор.см.}}{\text{кг топл.}}; \quad (1.4)$$

K – постоянная величина, зависящая от соотношения количества водорода к окиси углерода, содержащихся в продуктах сгорания.

Допустим: $K = 0,5$

Численность отдельных компонентов продуктов сгорания, кмоль/кг топлива:

углекислого газа, кмоль CO_2 /кг топлива

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,8055}{12} - 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0655; \quad (1.5)$$

окси углерода, кмоль CO /кг топлива

$$M_{CO} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0057; \quad (1.6)$$

водяного пара, кмоль H_2O /кг топлива

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 1 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,069; \quad (1.7)$$

водорода, кмоль H_2 /кг топлива

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1-0,96}{1+0,5} \cdot 0,208 \cdot 0,516 = 0,0029; \quad (1.8)$$

азота, кмоль N_2 /кг топлива

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,516 = 0,3923. \quad (1.9)$$

Общая численность продуктов сгорания, кмоль пр. сг./кг топл.:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3923 = 0,55524. \quad (1.10)$$

1.3 Расчёт процессов газообмена

Давление и температура окружающей среды:

$$p_k = p_0 = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_0 = 293 \text{ К.} \quad (1.11) \quad (1.12)$$

Температура остаточных газов при номинальном режиме для ДВС с искровым зажиганием формируется в пределах $900 \div 1100 \text{ К}$.

Примем $T_r = 1060 \text{ К}$.

Давление газов остаточных на номинальном скоростном режиме:

$$p_{rN} = 1,18p_0 = 1,18 \cdot 0,118 \text{ МПа.} \quad (1.13)$$

$$p_r = p_0 \cdot 1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2, \quad (1.14)$$

$$\text{где } A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot 10^8 / (n_N^2 p_0). \quad (1.15)$$

При $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$ $A_p = 0,118 - 0,1 \cdot 1,035 \cdot \frac{10^8}{5600^2 \cdot 0,1} = 0,4624$, отсюда $p_r = p_0 \cdot 1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2$

1.4 Расчёт процесса впуска

С целью получения хорошего наполнения ДВС на номинальных режимах

допустим $\Delta T_N = 8^\circ \text{C}$.

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = p_0 \cdot \frac{10^6}{R_B T_0} = 0,1 \cdot \frac{10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3, \quad (1.16)$$

где R_g - удельная газовая постоянная воздуха, $R_g = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град}$

В соответствии со скоростным режимом и при учете качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем допустим:

$$\beta^2 + \xi_{\text{вп}} = 2,8 \text{ и } \omega_{\text{вп}} = 95 \text{ м/с. Тогда } \Delta P_a \text{ на всех скоростных режимах ДВС}$$

$$\text{вычисляется по формуле } \Delta p_a = \frac{\beta^2 + \xi_{\text{вп}} A_n^2 n^2 \rho_k 10^{-6}}{2}, \quad (1.17)$$

$$\text{где } A_n = \frac{\omega_{\text{вп}}}{n_N}. \quad (1.18)$$

Потери давления на впуске карбюраторного ДВС при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\text{где } A_n = \frac{95}{5600} = 0,01696,$$

$$\text{вычисляем } \Delta P_a = 2,8 \cdot 0,01696^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,015 \text{ МПа,}$$

где ξ_{en} - коэффициент сопротивления впускной системы;

ω_{en}^2 - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускного тракта.

Давление в конце впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,1 - 0,015 = 0,085 \text{ МПа.} \quad (1.19)$$

Коэффициент остаточных газов. При нахождении γ_r для карбюраторного ДВС допустим коэффициент очистки $\varphi_{\text{оч}} = 1$, а коэффициент дозрядки на номинальном режиме - $\varphi_{\text{доз}} = 1,1$, что вполне возможно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах $30 - 60^\circ$.

Тогда при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{\varphi_{\text{оч}} p_r}{\varepsilon \varphi_{\text{доз}} p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r} = \frac{293+8}{1060} \frac{0,118}{10 \cdot 1,1 \cdot 0,085 - 0,118} = 0,041. \quad (1.20)$$

$$\text{Температура в конце впуска: } T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293+8+0,041 \cdot 1060}{1+0,041} = 330 \text{ К.} \quad (1.21)$$

$$\text{Коэффициент наполнения цилиндра: } \eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r) =$$

$$\frac{293}{293+8} \cdot \frac{1}{10-1} \cdot \frac{1}{0,1} \cdot 1,1 \cdot 10 \cdot 0,085 - 1 \cdot 0,118 = 0,8836. \quad (1.22)$$

1.5 Расчёт процесса сжатия

В период процесса сжатия в цилиндре ДВС повышаются температура и давление рабочего тела, что обеспечивает надежное воспламенение и эффективное сгорание топлива.

Средний показатель адиабаты сжатия k_I находим по номограмме (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр. 73), а средний показатель политропы сжатия n_I допускаем несколько меньше k_I . $k_I=1,367$.

$$\text{Давление в конце сжатия: } P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 1,96 \text{ МПа}, \quad (1.23)$$

где примем $n_1 = 1,365$.

Температура в конце сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 330 \cdot 10^{1,365-1} = 764 \text{ К}. \quad (1.24)$$

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

$$\text{Свежей смеси (воздуха) - } (mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c, \quad (1.25)$$

$$\text{где } t_c = T_c - 273 = 764 - 273 = 491 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (1.26)$$

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 491 =$$

$$21,895 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}\cdot\text{град}}.$$

Остаточных газов $(mc_V'')_{t_0}^{t_c}$ - находим методом интерполяции по таблице (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр. 59-60):

$$(mc_V'')_{t_0}^{t_c} = 24,002 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}\cdot\text{град}}.$$

Рабочей смеси:

$$(mc'_V)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{(1+\gamma_r)} mc_V \frac{t_c}{t_0} + \gamma_r mc''_V \frac{t_c}{t_0} = \frac{1}{1+0,0495} 21,895 + 0,0495 \cdot 24,002 = 21,994 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}. \quad (1.27)$$

1.6 Расчёт процесса сгорания

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла ДВС, в течении которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

(Расчёт был произведен опираясь на электронный источник <http://window.edu.ru/resource/342/68342/files/Kamenskaya-1.pdf>)

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\mu_0 = M_2 M_1 = 0,55524 \cdot 0,5041 = 1,101. \quad (1.28)$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,101 + 0,041}{1 + 0,041} = 1,097. \quad (1.29)$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания:

$$\Delta H_u = 119950 (1 - \alpha) L_0 = 119950 (1 - 0,96) 0,517 = 2480 \text{ кДж/кг}; \quad (1.30)$$

Теплота сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{43930 - 2480}{0,5041(1 + 0,041)} = 78987 \text{ кДж / кмоль раб. см.} \quad (1.31)$$

Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания находим пользуясь формулами (см. таблица А1):

$$(mc''_V)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} M_{CO_2} mc''_{VCO_2} \frac{t_z}{t_0} + M_{CO} mc''_{VCO} \frac{t_z}{t_0} + M_{H_2O} mc''_{VH_2O} \frac{t_z}{t_0} + M_{H_2} mc''_{VH_2} \frac{t_z}{t_0} + M_{N_2} mc''_{VN_2} \frac{t_z}{t_0} = \frac{1}{0,55524} [39,123 + 0,003349t_z + 0,0057 \cdot 22,49 + 0,00143t_z + 0,0696 \cdot 26,67 + 0,004438t_z + 0,0029 \cdot 19,678 + 0,001758t_z + 0,3923(21,951 + 0,001457t_z)] = 24,656 + 0,002077t_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)}. \quad (1.32)$$

Коэффициент ξ выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, ис-

пользуемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение работы. По опытным данным величина ξ при работе ДВС с полной нагрузкой изменяется в пределах 0,90 – 0,96

Допустим $\xi_z = 0,91$ опираясь на опытные данные.

Уравнение сгорания:

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_V)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu (mc''_V)_{t_0}^{t_z} t_z; \quad (1.33)$$

$$0,91 \cdot 78987 + 22,087 \cdot 526 = 1,037 \cdot (24,656 + 0,002077 t_z) t_z;$$

$$0,002153 t_z^2 + 25,568 t_z - 83495 = 0.$$

$$t_z = \left(-25,568 + \sqrt{25,568^2 + 4 \cdot 0,002153 \cdot 83495} \right) / 2 \cdot 0,002153 = 2666 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2666 + 273 = 2939 \text{ K}$$

Максимальное давление сгорания теоретическое:

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c = 1,96 \cdot 1,097 \cdot 2939 / 764 = 8,2712 \text{ МПа.} \quad (1.34)$$

Максимальное давление сгорания действительное:

$$p_{z_d} = 0,85 \cdot p_z = 0,85 \cdot 8,2712 = 7,0305 \text{ МПа.} \quad (1.35)$$

Степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{8,2712}{2,011} = 4,112. \quad (1.36)$$

1.7 Расчёт процессов расширения и выпуска

В результате процесса расширения энергия топлива модифицируется в механическую работу.

За период впуска из цилиндра ДВС удаляются отработавшие газы.

Показатель политропы расширения:

Средний показатель адиабаты расширения k_2 находим по номограмме (см. рисунок А2) $k_2 = 1,2518$, что позволяет принять $n_2 = 1,251$

Среднее значение величины n_2 найденное из анализа индикаторных диаграмм. Для различных современных автомобильных и тракторных ДВС варьируется в пределах 1,23 – 1,30.

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{8,2712}{10^{1,251}} = 0,464 \text{ МПа} \text{ и } T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2939}{10^{1,251-1}} = 1648 \text{ К.} \quad (1.37)$$

Проверка ранее допустимой температуры остаточных газов:

$$T_r = \frac{T_b}{\frac{p_b}{p_r}} = \frac{1648}{\frac{0,464}{0,118}} = 1044 \text{ К, } \Delta T_r = \frac{100}{1060} \frac{1044-1060}{0,118} = -1,5\%, \quad (1.38)$$

где ΔT_r - погрешность расчета.

1.8 Определение индикаторных показателей рабочего цикла

Рабочий цикл ДВС внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью и индикаторным КПД.

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left[\frac{\lambda}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \frac{1,96}{10-1} \frac{4,133}{1,251-1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,251-1}} \right) - \frac{1}{1,365-1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,365-1}} \right) = 1,2349 \text{ МПа.} \quad (1.39)$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_u p'_i = 0,96 \cdot 1,2349 = 1,1855 \text{ МПа,} \quad (1.40)$$

где φ_u - коэффициент полноты индикаторной диаграммы, который варьируется в пределах 0,94 – 0,97.

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = p_i l_0 \alpha \quad H_u \rho_0 \eta_v = \frac{1,1855 \cdot 14,957 \cdot 0,96}{43,93 \cdot 1,189 \cdot 0,8836} = 0,3688. \quad (1.41)$$

Индикаторный удельный расход топлива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,3688} = 222 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}. \quad (1.42)$$

1.9 Механические (внутренние) потери и эффективные показатели двигателя

Параметрами, характеризующие работу ДВС, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на преодоление различных механических сопротивлений (трение в кривошипно-шатунном механизме, приведение в действие вспомогательных механизмов и нагнетателя и др.) и на

совершение процессов впуска и выпуска.

Среднее давление механических потерь для бензиновых ДВС с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leq 1$:

$$p_M = 0,034 + 0,0113v_{п.ср}. \quad (1.43)$$

Для ДВС, предварительно допустив ход поршня S равным 72 мм, вычислим значение средней скорости поршня, при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$v_{п.ср} = \frac{Sn_N}{10^4 \cdot 3} = 72 \cdot \frac{5600}{10^4 \cdot 3} = 13,44 \text{ м/с}, \quad (1.44)$$

где n_N – частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме.

$$\text{Тогда } p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 13,44 = 0,1858 \text{ МПа.}$$

Среднее эффективное давление и механический КПД:

$$p_e = p_i - p_M = 1,1855 - 0,1858 = 0,9997 \text{ МПа}; \quad (1.45)$$

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,9997}{1,1855} = 0,8432; \quad (1.46)$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,3688 \cdot 0,8432 = 0,3109; \quad (1.47)$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{43,93 \cdot 0,3109} = 263 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}. \quad (1.48)$$

1.10 Определение размеров рабочего объёма двигателя

Литраж ДВС:

$$V_L = \frac{30\tau N_e}{p_e n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50}{0,9997 \cdot 5600} = 1,0717; \quad (1.49)$$

Рабочий объём одного цилиндра:

$$V_h = \frac{V_L}{i} = \frac{1,0717}{4} = 0,2679 \text{ л.} \quad (1.50)$$

Диаметр цилиндра:

$$D = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi S}} = 2 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{0,2679}{3,14 \cdot 72}} = 68,84 \text{ мм.} \quad (1.51)$$

Окончательно допускаем $D=69 \text{ мм}$, $S=72 \text{ мм}$.

Основные параметры двигателя найдем по окончательно допущенным значениям D и S :

$$\text{площадь поршня } F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 100} = \frac{3,14 \cdot 69^2}{4 \cdot 100} = 37,37 \text{ см}^2; \quad (1.52)$$

$$\text{литраж ДВС } V_{\text{л}} = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 69^2 \cdot 72 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,0764 \text{ л}; \quad (1.53)$$

$$\text{мощность ДВС } N_e = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{0,9997 \cdot 1,0764 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 50,21 \text{ кВт}; \quad (1.54)$$

$$\text{литровая мощность ДВС } V_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}} = \frac{50,21}{1,0764} = 46,64; \quad (1.55)$$

$$\text{крутящий момент } M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 50,21}{3,14 \cdot 5600} = 85,66 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.56)$$

$$\text{часовой расход топлива } G_{\text{т}} = N_e g_e \cdot 10^{-3} = 13,2 \text{ кг/ч}. \quad (1.57)$$

1.11 Построение индикаторной диаграммы

Построение индикаторной диаграммы осуществляется аналитическим методом.

Масштаб диаграммы: масштаб хода поршня $M_s=1:1$ мм/мм; масштаб давления $M_p=0,05$ Мпа/мм.

Величины в приведенном масштабе, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания:

$$AB = S M_s = \frac{72}{1,0} = 72 \text{ мм}; \quad (1.58)$$

$$OA = AB \quad \varepsilon - 1 = 72 \quad 10 - 1 = 8 \text{ мм}. \quad (1.59)$$

Максимальная высота диаграммы (точка z):

$$p_z M_p = 8,2712 \cdot 0,05 = 165,4 \text{ мм}. \quad (1.60)$$

Ординаты характерных точек, мм:

$$p_a M_p = 0,085 \cdot 0,05 = 1,7 \text{ мм};$$

$$p_c M_p = 0,9997 \cdot 0,05 = 19,99 \text{ мм};$$

$$p_b M_p = 0,464 \cdot 0,05 = 9,28 \text{ мм};$$

$$p_r M_p = 0,118 \cdot 0,05 = 2,36 \text{ мм};$$

$$p_0 M_p = 0,1 \cdot 0,05 = 2 \text{ мм}.$$

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

$$\text{а) Политропа сжатия } p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1}, \text{ отсюда} \quad (1.61)$$

$$p_x M_p = (p_a M_p)(OB/OX)^{n_1} = 1,7(80/OX)^{1,365} \text{ мм},$$

$$\text{где } OB = OA + AB = 8 + 72 = 80 \text{ мм}; \quad (1.62)$$

$$\text{б) Политропа расширения } p_x = p_b(V_b/V_x)^{n_2}; \quad (1.63)$$

$$\text{Отсюда } p_x M_p = (p_b M_p)(OB/OX)^{n_2} = 9,28(80/OX)^{1,251} \text{ мм}. \quad (1.64)$$

Вычисленные результаты приведем в таблицу 1:

Таблица 1 – Результаты расчёта точек политроп*

№ то- чек	OX, мм	OB OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\frac{OB}{OX}^{n_1}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x , МПа	$\frac{OB}{OX}^{n_2}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x , МПа
1	8	10	23,17	39,39	1,96	17,82	165,4	8,27
2	10	8	17,08	29,05	145	13,48	125,11	6,5
3	18	4,44	7,66	13,02	0,65	6,46	59,97	2,99
4	28	2,85	4,19	7,12	0,35	3,71	34,50	1,72
5	38	2,1	2,76	4,69	0,23	2,53	23,55	1,17
6	48	1,66	2	3,41	0,13	1,89	17,58	0,87
7	58	1,37	1,55	2,63	0,13	1,49	13,87	0,69
8	68	1,17	1,24	2,12	0,1	1,22	11,37	0,56
9	80	1	1	1,7	0,08	1	9,28	0,46

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.

Скругление индикаторной диаграммы воплощается на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитываемый ДВС достаточно быстроходный, то фазы газораспределения необходимо формировать с учетом хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, допущенных в расчете. В связи с этим начало открытия впускного клапана (точка r') формируется за 18° до прихода поршня в в.м.т., А закрытие (точка a'') – через 60° после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка b') допускается за 55° до прихода поршня в н.м.т., а закрытие (точка a') – через 25° после прохода поршнем в.м.т. Учитывая быстроход-

ность двигателя, угол опережения зажигания θ допускаем равным 25° , а продолжительность периода задержки воспламенения - $\Delta\varphi_1 = 5^\circ$.

В соответствии с допущенными фазами газораспределения и углом опережения зажигания находят положение точек r' , a' , a'' , c' , f и b' по формуле перемещения поршня:

$$AX = \frac{AB}{2} [1 - \cos\varphi + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi)], \quad (1.65)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Рассчитаем ординаты точек и приведем в таблицу 2.

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно допускаем $\lambda = 0,285$.

Таблица 2 – Расчёты ординат точек*

Обозначение точек	Положение точек	φ°	$1 - \cos\varphi + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние точек от в.м.т. (AX), мм
r'	18° до в.м.т.	18	0,0655	2,3
a'	25° после в.м.т.	25	0,1223	4,3
a''	60° после н.м.т.	120	1,6069	57
c'	35° до в.м.т.	35	0,2313	8,2
f	30° до в.м.т.	30	0,1697	6
b'	55° до н.м.т.	125	1,6667	59,1

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.

Положение точки c'' определяется из выражения

$$p_{c''} = 1,15 \div 1,25 \quad p_c = 1,25 \cdot 2,011 = 2,51 \text{ МПа}; \quad (1.66)$$

$$p_c'' M_p = 2,51 \cdot 0,05 = 50,2 \text{ мм.}$$

Действительное давление сгорания

$$p_{z_d} = 0,85p_z = 0,85 \cdot 8,3123 = 7,065 \text{ МПа;} \quad (1.67)$$

$$p_{z_d} M_p = 7,065 \cdot 0,05 = 141,3 \text{ мм.}$$

Нарастание давления от точки c'' до z_d составляет $7,065 - 2,51 = 4,555$ МПа или $4,555/12 = 0,37$ МПа/град п.к.в., где 12° - положение точки z_d по горизонтали (для примитивизирования дальнейших расчетов можно допустить, что действительное максимальное давление сгорания p_{z_d} достигается через -10° после в.м.т., т.е. при повороте коленчатого вала на 370°).

Строим индикаторную диаграмму по вычислениям таблиц 1 и 2 (см. Рисунок 1.)

Индикаторная диаграмма

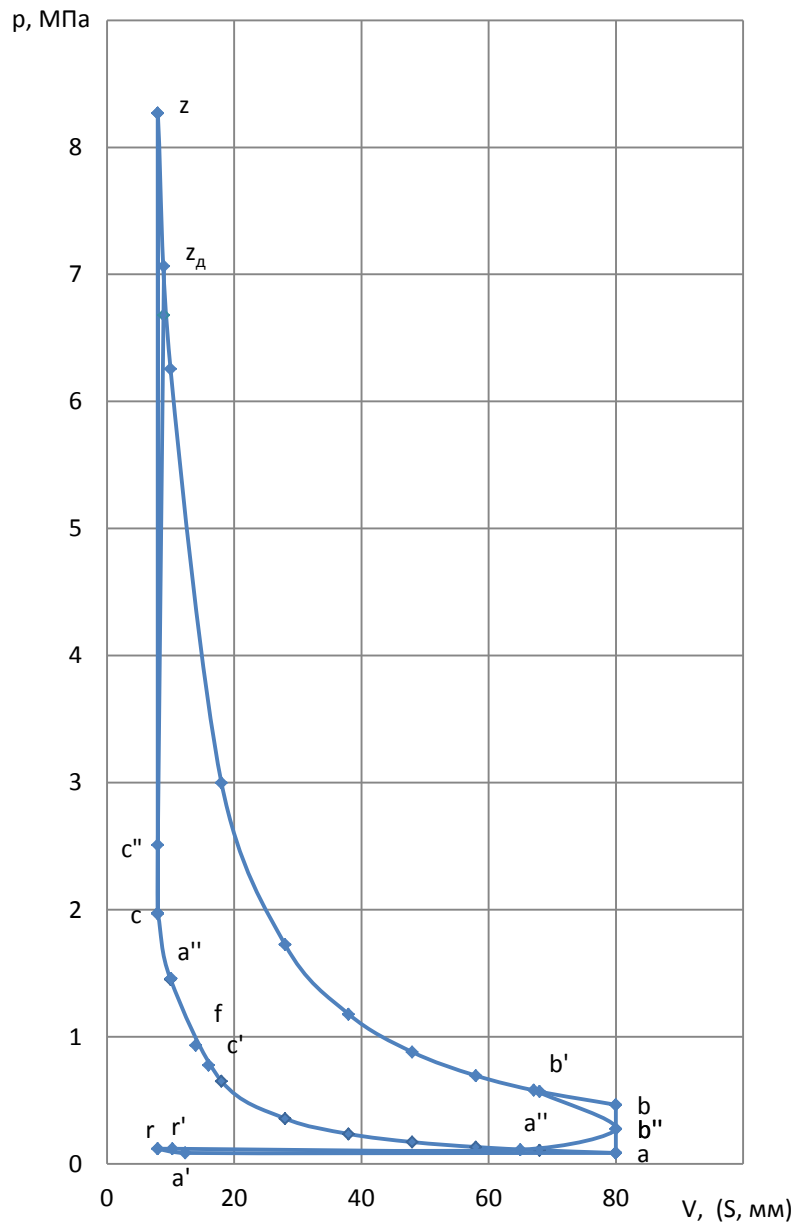


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма¹

1.12 Тепловой баланс двигателя

В общем виде внешний тепловой баланс ДВС может быть представлен в

¹ Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 1, таблица 2)

виде следующих составляющих:

$$Q_o = Q_c + Q_r + Q_b + Q_{н.с.} + Q_{ост.} = \frac{H_u G_T}{3,6} = 43930 \cdot 13,2 \cdot \frac{Дж}{с}; \quad (1.68)$$

где Q_o – общее количество теплоты, введенного в двигатель с топливом;

Теплота, равноценная эффективной работе двигателя за 1 с:

$$Q_c = 1000 N_e = 1000 \cdot 50,21 = 50210 \text{ Дж/с}; \quad (1.69)$$

Теплота, потерянная с отработавшими газами:

$$Q_r = G_T (3,6) M_2 m c_v'' \frac{t_r}{t_0} + 8,315 t_r - M_1 [m c_v \frac{20}{t_0} + 8,315 t_0 = \frac{13,2}{3,6} \cdot 0,5524 \cdot 25,19 + 8,315 \cdot 771 - 0,5041 \cdot 20,775 + 8,314 \cdot 20 = 51247 \text{ Дж/с}; \quad (1.70)$$

где $m c_v'' \frac{t_r}{t_0} = 25,18$ кДж/(кмоль · град) - теплоемкость отработавших газов;

$m c_v \frac{20}{t_0} = 20,775$ кДж/(кмоль · град) - теплоемкость свежего заряда;

Теплота, отдающая охлаждающей среде:

$$Q_b = \frac{c i D^{1+2m} n^m H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u} = \frac{0,5 \cdot 4 \cdot 6,9^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 5600^{0,65} (43930 - 2480)}{0,96 \cdot 43930} = 45624 \frac{Дж}{с}; \quad (1.71)$$

где $c=0,45 - 0,53$ – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей. В расчетах принято $c=0,5$; $m=0,5 - 0,7$ – показатель степени для четырехтактных ДВС. В расчетах принято $m=0,65$.

Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta H_u G_T}{3,6} = \frac{2480 \cdot 13,2}{3,6} = 9093 \text{ Дж/с}; \quad (1.72)$$

Неучтенные утраты теплоты:

$$Q_{ост.} = Q_o - Q_c + Q_r + Q_b + Q_{н.с.} = 161076 - 50210 + 51247 + 45624 + 9093 = 4902 \text{ Дж/с}. \quad (1.73)$$

Составляющие тепловой баланс ДВС приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Значения относительных величин внешнего теплового баланса*.

Составляющие теплового баланса	Q , Вт	q , %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	50210	31,2

Теплота, унесенная с отработавшими газами	51247	31,5
Теплота, передаваемая охлаждающей среде	45624	28,5
Теплота, утраченная из-за неполноты сгорания топлива	9093	5,7
Неучтенные утраты теплоты	4902	3,1
Общее кол-во теплоты, введенной в двигатель с топливом	161076	100

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.

1.13 Внешняя скоростная характеристика

Расчётные точки кривой эффективной мощности определяем по следующей эмпирической зависимости:

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n_N} \left(1 + \frac{n_x}{n_N} - \frac{n_x}{n_N}^2 \right), \quad (1.74)$$

где N_e и n_N - номинальная эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) при номинальной мощности; N_{ex} и n_x - эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

Точки кривой эффективного крутящего момента (Н·м) определяют по формуле

$$M_{ex} = 3 \cdot \frac{10^4 N_{ex}}{\pi n_x}. \quad (1.75)$$

Удельный эффективный расход топлива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, в искомой точке скоростной характеристики: $g_{ex} = g_{eN} \left(1,2 - \frac{1,2n_x}{n_N} + \frac{n_x}{n_N} \right)^2$, (1.76)

где g_{eN} - удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

$$\text{Часовой расход топлива, кг/ч } G_{TX} = g_{ex} N_{ex} \cdot 10^{-3}. \quad (1.77)$$

Для нахождения коэффициента наполнения необходимо задаться законом изменения α по частоте вращения. Для бензиновых ДВС с достаточной степе-

нью точности можно допустить значения α постоянными на всех скоростных режимах, кроме минимального. При $n_x = n_N$, т.е. при $\alpha_{n_{min}} < \alpha_{n_N}$.

При выбранном законе изменения α_x коэффициент наполнения $\eta_{Vx} = p_{ex} l_0 a_x g_{ex} / (3600 \rho_x)$, где $p_{ex} = N_{ex} 30 \tau / (V_l n_x)$. (1.78) (1.79)

Найдем коэффициент приспособляемости K двигателя к изменению внешней нагрузки и характеризующей способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки: $K = \frac{M_{e\ max}}{M_{eN}} = \frac{106,522}{85,304} = 1,248$. (1.80)

Для бензиновых ДВС $K = 1.20 \div 1.35$.

Произведем расчеты N_{ex} , M_{ex} , g_{ex} , $G_{ТХ}$, η_{Vx} при различных режимах частоты вращения коленчатого вала и приведем результаты в таблицу 4.

Таблица 4 – Отношение параметров внешней скоростной характеристики к частоте вращения коленчатого вала*

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Параметры внешней скоростной характеристики					
	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	M_e , Н·м	G_T , кг/ч	η_v	α
800	8,017	275,881	95,75	2,211	0,130	0,85
3000	33,447	222,006	106,522	7,425	0,495	0,95
5600	50	263	85,304	13,150	0,878	0,95
6000	49,471	279,370	78,776	13,820	0,922	0,95

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.

По вычисленными данным строим внешние характеристики двигателя ДВС (см.Рисунок 2-4)

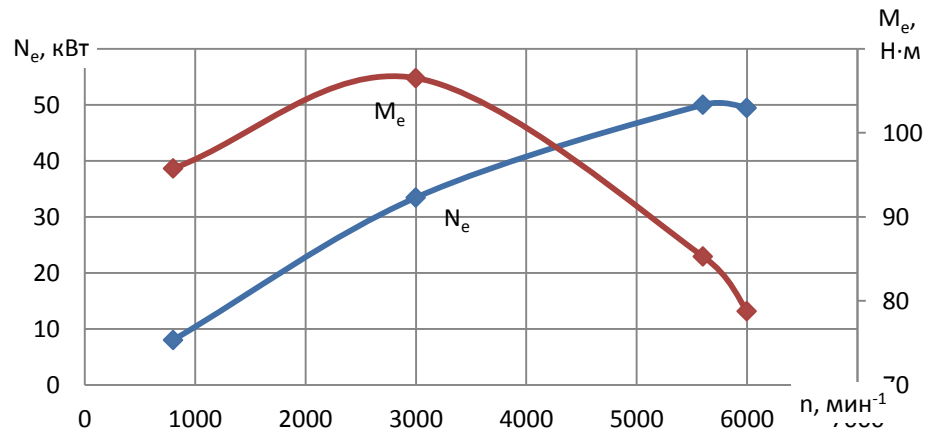


Рисунок 2 – Соотношение эффективной мощности и крутящего момента к частоте вращения коленчатого вала¹

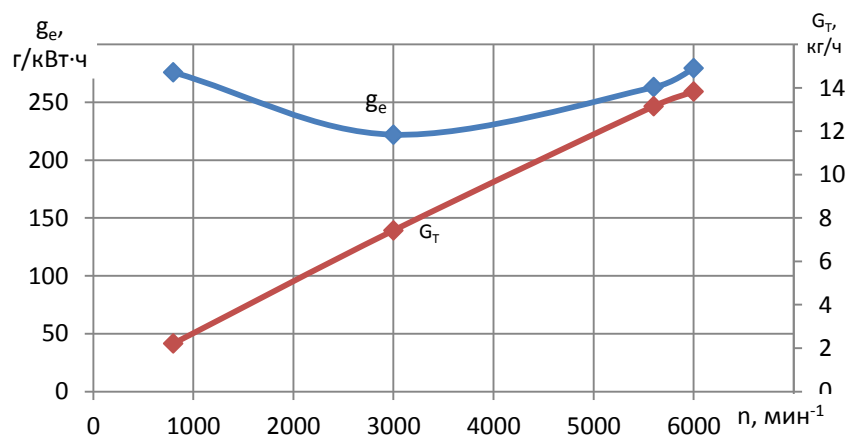


Рисунок 3 – Соотношение удельного эффективного расхода топлива и часового расхода топлива к частоте вращения коленчатого вала²

¹ Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 4)

² Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 4)

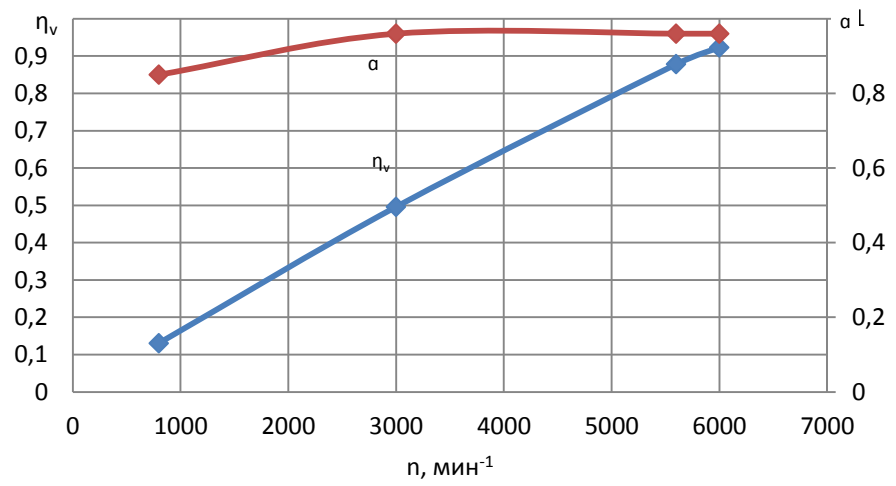


Рисунок 4 – Соотношение коэффициента наполнения и α к частоте вращения коленчатого вала¹

¹ Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 4)

Глава 2. РАСЧЁТ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ.

2.1 Кинематика.

Перемещение поршня

$$s_x = R \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = 35,5 \left[1 - \cos \varphi + \frac{0,293}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.} \quad (2.1)$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 5600 / 30 = 586 \text{ рад/с.} \quad (2.2)$$

Скорость поршня

$$v_{\text{п}} = \omega R \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] = 586 \cdot 0,0355 \cdot \left[\sin \varphi + \frac{0,293}{2} \sin 2\varphi \right] \text{ м/с.} \quad (2.3)$$

Ускорение поршня

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 586^2 \cdot 0,0355 (\cos \varphi + 0,293 \cos 2\varphi) \text{ м/с}^2. \quad (2.4)$$

Вычислим s_x , ω и j аналитически через каждые 30° угла поворота коленчатого вала. Вычисленные значения вписываем в таблицу 5.

Таблица 5 – Расчётная таблица*

φ°	$1 - \cos \varphi + \frac{0,293}{4} (1 - \cos 2\varphi)$	s_x , мм	$\sin \varphi + \frac{0,293}{2} \sin 2\varphi$	$v_{\text{п}}$, м/с	$(\cos \varphi + 0,293 \cos 2\varphi)$	j , м/с ²
0	0,0000	0,0	0,0000	0,0	+1,2930	+15762
30	+0,1705	6,0	+0,6268	13,0	+1,0125	+12343
60	+0,6098	21,6	+0,9928	20,6	+0,3535	+4309
90	+1,1465	40,7	+1,0000	20,8	-0,2930	-3571

120	+1,638	57,1	+0,7391	15,3	-0,6465	-7881
150	+1,9026	67,5	+0,3731	7,7	-0,7195	-8771
180	+2,0000	71	0,0000	0,0	-0,7070	-8618
210	+1,9026	67,5	-0,3731	-7,7	-0,7195	-8771
240	+1,6098	57,1	-0,73914	-15,3	-0,6465	-7881
270	+1,1465	40,7	-1,0000	-20,8	-0,2930	-3571
300	+0,6098	21,6	-0,9928	-20,6	+0,3535	+4309
330	+0,1705	6,0	-0,6268	-13,0	+1,0125	+12343
360	0,0000	0,0	0,0000	0,0	+1,2930	+15762

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.

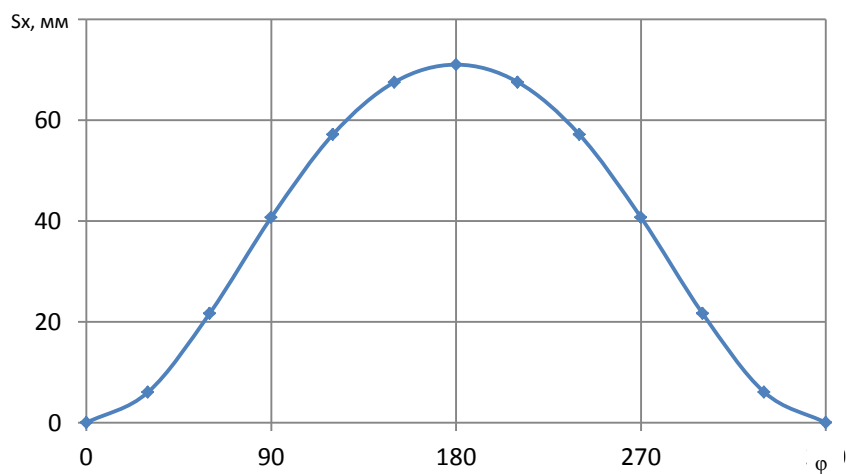


Рисунок 5 – График пути поршня базового ДВС¹

¹ Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 6)

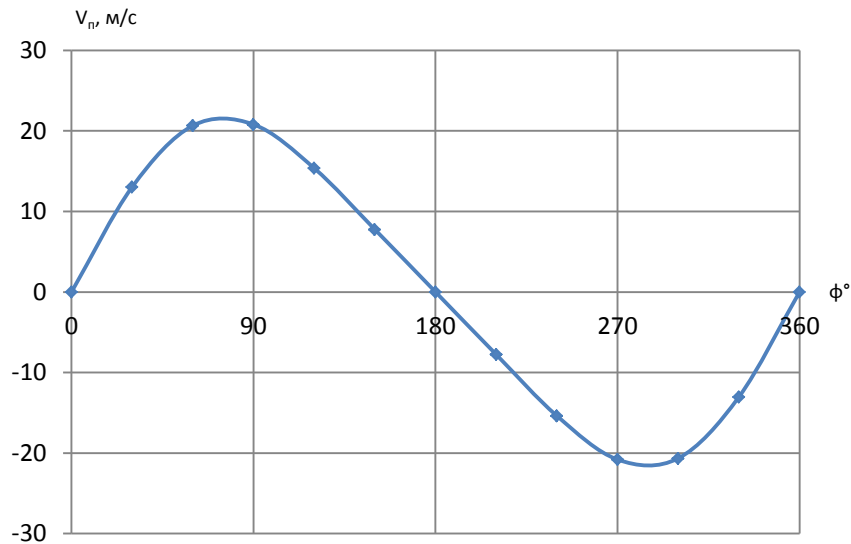


Рисунок 6 – График скорости поршня базового ДВС¹

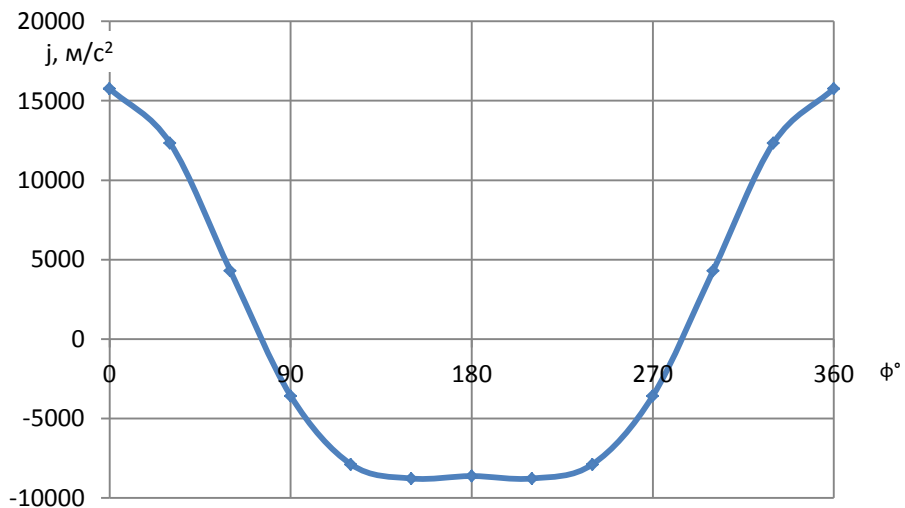


Рисунок 7 – График ускорения поршня базового ДВС²

2.2 Силы давления газов.

Индикаторную диаграмму (см. рисунок 1), вычисленную в тепловом расчёте, разворачиваем по углу поворота кривошипа по методу Брикса.

Поправка Брикса:

$$R\lambda/(2M_s) = 35,5 \cdot 0,293/(2 \cdot 1) = 5,2 \text{ мм}, \quad (2.5)$$

¹ Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 6)

² Рисунок выполнен автором по расчетным данным (см. таблица 6)

где M_s - масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Масштабы развернутой диаграммы: давлений и удельных сил

$$M_p = 0,05 \text{ МПа в мм};$$

$$\text{полных сил } M_p = M_p F_{\Pi} = 0,05 \cdot 0,003737 = 0,000186 \text{ МН в мм}, \quad (2.6)$$

или $M_p = 203$ в мм, угла поворота кривошипа $M_{\varphi} = 3^{\circ}$ в мм.

По развернутой диаграмме через каждые 30° угла поворота кривошипа находим значения Δp_r и вписываем в таблицу 6.

2.3 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

По данным таблицы (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр. 166) с учетом диаметра, отношения S/D и достаточно высокого значения p_z вычисляем:

Массу поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава допускаем $m'_{\Pi} = 100 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} F_{\Pi} = 100 \cdot 0,003737 = 0,373 \text{ кг}; \quad (2.7)$$

Массу шатуна (для стального кованного шатуна допускаем $m'_{\text{ш}} = 150 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} F_{\Pi} = 150 \cdot 0,003737 = 0,56 \text{ кг}; \quad (2.8)$$

Массу неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала допускаем $m'_{\text{к}} = 140 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} F_{\Pi} = 140 \cdot 0,003737 = 0,523 \text{ кг}. \quad (2.9)$$

Массу шатуна, сконцентрированную на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275 m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,56 = 0,154 \text{ кг}. \quad (2.10)$$

Массу шатуна, сконцентрированную на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725 m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,56 = 0,406 \text{ кг}. \quad (2.11)$$

Массы, производящие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}} = 0,373 + 0,154 = 0,527 \text{ кг}. \quad (2.12)$$

Массы, производящие вращательное движение:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.}\Pi} = 0,373 + 0,154 = 0,527 \text{ кг.} \quad (2.13)$$

Массы, производящие вращательное движение:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}} = 0,523 + 0,406 = 0,929 \text{ кг.} \quad (2.14)$$

2.4 Удельные и полные силы инерции.

Из таблицы 5 переносим значения j в таблицу 6 и находим удельную силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$p_j = -jm_j/F_{\Pi} = -j0,527 \cdot 10^{-6}/0,003737 = -j141 \cdot 10^{-6} \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R R \omega^2 = -0,929 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -11,325 \text{ кН.} \quad (2.16)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{ш.к}} R \omega^2 = -0,406 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -4,949 \text{ кН.} \quad (2.17)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R\text{к}} = -m_{\text{к}} R \omega^2 = -0,523 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -6,375 \text{ кН.} \quad (2.18)$$

2.5 Удельные суммарные силы

Удельная сила (МПа), сконцентрированная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_r + p_j. \quad (2.19)$$

Удельная нормальная сила (МПа) $p_N = p \tan \beta$. Значения $\tan \beta$ находим для $\lambda = 0,293$ по таблице значений (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр. 169) и вписываем в таблицу 6. Так же и значения p_N .

Удельная сила (МПа), действующая вдоль кривошипа:

$$p_s = p(1/\cos \beta). \quad (2.20)$$

Значения $(1/\cos \beta)$ находим для $\lambda = 0,293$ по таблице значений (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр.

169-170) и вписываем в таблицу 6.

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (2.21)$$

Значения $\cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$ находим для $\lambda = 0,293$ по таблице значений (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр. 170-171) и вписываем в таблицу 6.

Удельная и полная тангенциальные силы(МПа и кН):

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta \text{ и } T = p_T F_{\Pi} = p_T 0,004069 \cdot 10^3. \quad (2.22)$$

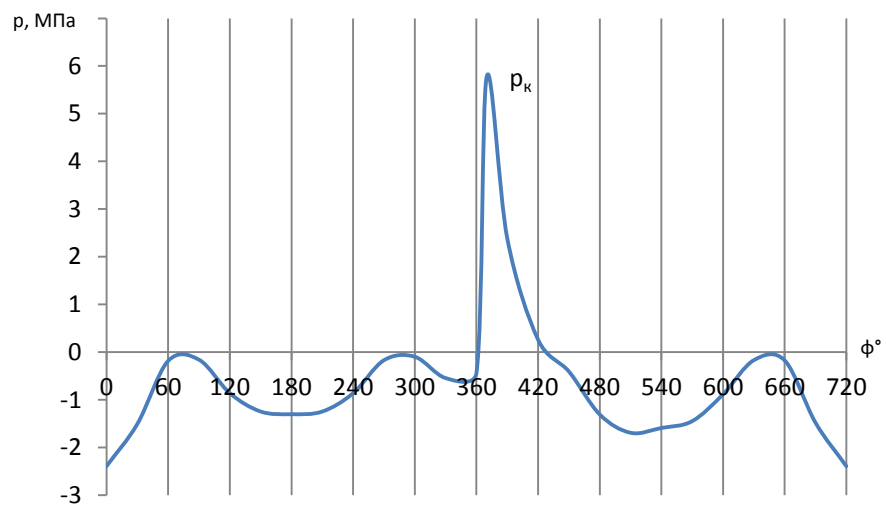
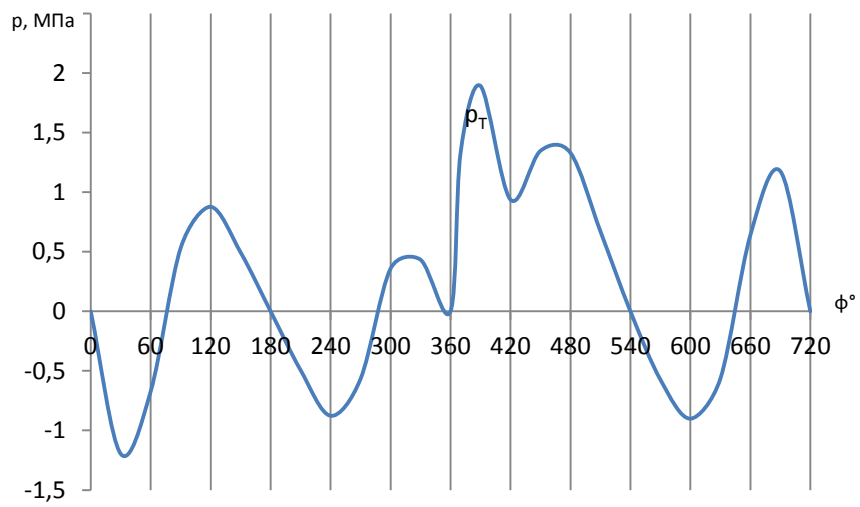
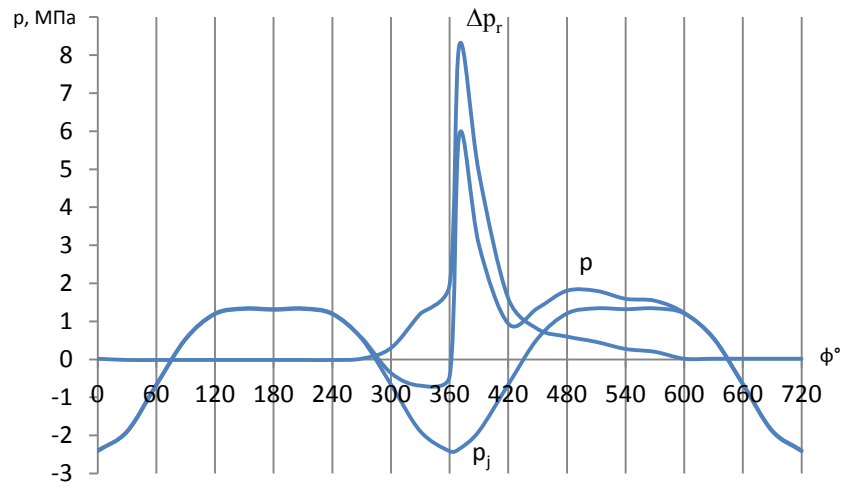
Значения $\sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$ находим для $\lambda = 0,293$ по таблице значений (Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. Стр. 171) и вписываем в таблицу 6.

По расчётным данным (см. таблица 6) строим графики изменения удельных сил p_j, p, p_s, p_N, p_k и p_T в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ (рисунок 8).

Таблица 6 – Динамический расчёт*

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_j , МПа	p , МПа	$\tan \beta$	p_N , МПа	$1/\cos \beta$	p_s , МПа	$\cos(\varphi + \beta)$ / $\cos \beta$	p_{kv} , МПа	$\sin(\varphi + \beta)$ / $\cos \beta$	p_T , МПа	T , кН	$M_{кр.ц}$, Н · м
0	0,018	+15762	-2,4125	-2,3945	0,000	0,0000	+1,000	-2,3945	+1,000	-2,3945	0,000	0,000	0,0000	0,0
30	-0,015	+12343	-1,8892	-1,9042	+0,148	-0,2818	+1,011	-1,9252	+0,792	-1,5081	+0,628	-1,1958	-4,8660	-172,744
60	-0,015	+4309	-0,6595	-0,6745	+0,260	-0,1753	+1,033	-0,6968	+0,275	-0,1855	+0,996	-0,6718	-2,7337	-97,049
90	-0,015	-3571	+0,5465	+0,5315	+0,303	+0,1610	+1,045	+0,5555	-0,303	-0,1610	+1,000	+0,5315	+2,1630	+76,788
120	-0,015	-7881	+1,2062	+1,1912	+0,263	+0,3133	+1,033	+1,2306	-0,725	-0,8636	+0,736	+0,8767	+3,5676	+126,65
150	-0,015	-8771	+1,3425	+1,3275	+0,148	+0,1964	+1,011	+1,3421	-0,940	-1,2478	+0,372	+0,4573	+2,0094	+71,33
180	-0,015	-8618	+1,3191	+1,3041	0,000	0,0000	+1,000	+1,3041	-1,000	-1,3041	0,000	0,0000	+0,0000	0,0
210	-0,015	-8771	+1,3425	+1,3275	-0,148	-0,1964	+1,011	+1,3421	-0,940	-1,2478	-0,372	-0,4638	-2,0094	-71,33
240	-0,015	-7881	+1,2062	+1,1912	-0,263	-0,3133	+1,033	+1,2306	-0,725	-0,8636	-0,736	-0,8767	-3,5676	-126,65
270	0,02	-3571	+0,5465	+0,5665	-0,303	-0,1716	+1,045	+0,5920	-0,303	-0,1716	-1,000	-0,5665	-2,3054	-81,84
300	0,3	+4309	-0,6595	-0,3595	-0,260	+0,0934	+1,033	-0,3714	+0,275	-0,0988	-0,996	+0,3581	+1,4571	+51,72
330	1,2	+12343	-1,8892	-0,6892	-0,148	+0,1020	+1,011	-0,6968	+0,792	-0,5459	-0,628	+0,4328	+1,7613	+62,52
360	1,969	+15762	-2,4125	-0,4435	0,000	0,0000	+1,000	-0,4435	+1,000	-0,4435	+0,000	0,0000	0,0000	0,0
370	8,27	+15361	-2,3512	+5,9187	+0,051	+0,3018	+1,001	+5,9247	+0,976	+5,7767	+0,224	+1,3258	+5,3947	+191,5
390	4,9	+12343	-1,8892	+3,0107	+0,148	+0,4455	+1,011	+3,0438	+0,792	+2,3844	+0,628	+1,8907	+7,6934	+273,1
420	136	+4309	-0,6595	+0,9404	+0,260	+0,2445	+1,033	+0,9714	+0,275	+0,2586	+0,996	+0,9366	+3,8113	+135,3
450	0,8	-3571	+0,5465	+1,3465	+0,303	+0,4080	+1,045	+1,4071	-0,303	-0,4080	+1,000	+1,3465	+5,4792	+194,5
480	0,6	-7881	+1,2062	+1,8062	+0,263	+0,4750	+1,033	+1,8659	-0,725	-1,3095	+0,736	+1,3294	+4,4094	+192,0
510	0,46	-8771	+1,3425	+1,8025	+0,148	+0,26677	+1,011	+1,8223	-0,940	-1,6943	+0,372	+0,6705	+2,7284	+96,85
540	0,274	-8618	+1,3191	+1,5931	0,000	0,0000	+1,000	+1,5931	-1,000	-1,5931	0,000	0,0000	0,0000	0,0
570	0,25	-8771	+1,3425	+1,5425	-0,148	-0,2282	+1,011	+1,5594	-0,940	-1,4499	-0,372	-0,5738	-2,3348	-82,88
600	0,018	-7881	+1,2062	+1,2242	-0,263	-0,3219	+1,033	+1,2646	-0,725	-0,8876	-0,736	-0,9010	-3,6665	-130,1
630	0,018	-3571	+0,5465	+0,5645	-0,303	-0,1710	+1,045	+0,5899	-0,303	-0,1710	-1,000	-0,5645	-2,2973	-81,55
660	0,018	+4309	-0,6595	-0,6415	-0,260	+0,1668	+1,033	-0,6627	+0,275	-0,1764	-0,996	+0,6389	+2,6000	+92,30
690	0,018	+12343	-1,8892	-1,8712	-0,148	+0,2769	+1,011	-1,8918	+0,792	-1,4820	-0,628	+1,1751	+4,7817	+169,7
720	0,018	+15762	-2,4125	-2,3945	0,000	0,0000	+1,000	-2,3945	+1,000	-2,3945	+0,000	0,0000	0,0000	0,0

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.



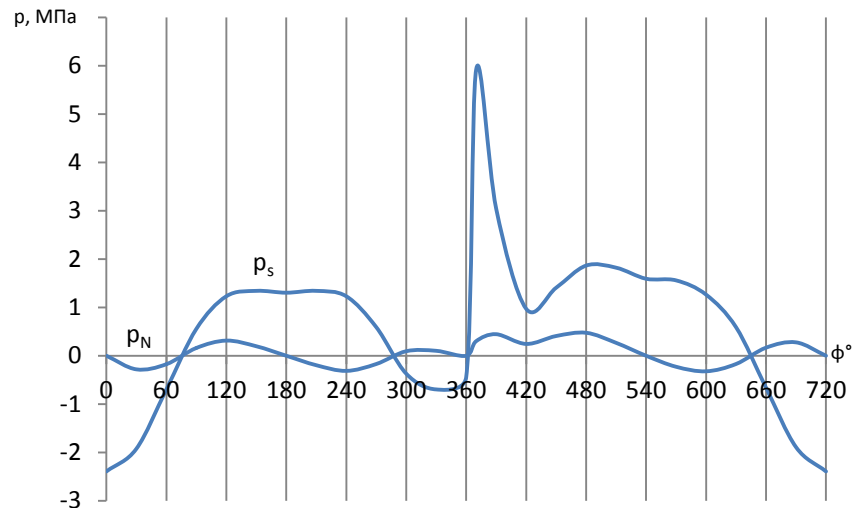


Рисунок 8 – Графики динамического расчёта базового двигателя¹

2.6 Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{\text{кр.ц}} = TR = T \cdot 0,0355 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ.$$

Сложение значений крутящих моментов всех цилиндров осуществляется табличным методом (см. таблица 7) через каждые 30° угла поворота коленчатого вала и по полученным данным строится кривая $M_{\text{кр}}$ (см. рисунок) в масштабе $M_M = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ в мм.

¹ Рисунки выполнены автором по данным динамического расчёта (см. таблица 8)

Таблица 7 – Сложение значений крутящих моментов всех четырех цилиндров*

φ°	Цилиндры								$M_{кр},$ Н · м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	φ° криво – шип	$M_{кр.ц},$ Н · м	φ° криво – шип	$M_{кр.ц},$ Н · м	φ° криво – шип	$M_{кр.ц},$ Н · м	φ° криво – шип	$M_{кр.ц},$ Н · м	
0	0	0,0	180	0,0	360	0,0	540	0,0	0,0
30	30	-158,6	210	-66,1	390	+194,5	570	-72,5	-102,7
60	60	-88,5	240	-117,3	420	+163,7	600	-120,1	-162,2
90	90	+71,6	270	-75,6	450	+181,3	630	-75,3	+102,0
120	120	+117,3	300	+43,8	480	+172,1	660	+84,8	+418,0
150	150	+66,1	330	+82,5	510	+84,2	690	+156,3	+389,1
180	180	0,0	360	0,0	540	0,0	720	0,0	0,0

*Примечание. Таблица скомпонована и рассчитана по данным: Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.

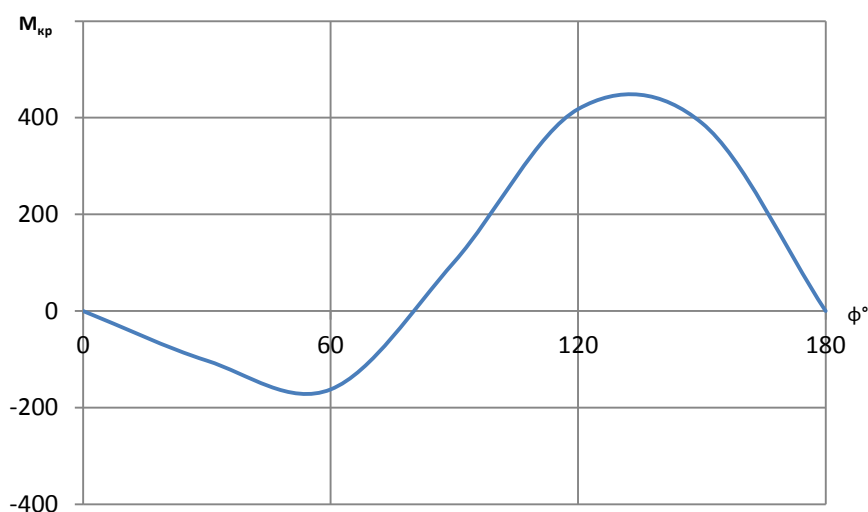


Рисунок 9 – Отношение $M_{кр}$ к углу поворота коленчатого вала¹

¹ Рисунок выполнен автором по данным расчётов (см. таблица 9)

Глава 3. ПАТЕНТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ.

3.1 Цели патентного исследования

- определение уровня и тенденции развития техники по исследуемой теме;
- анализ применимости прогрессивных решений по сравнению с выявленными в процессе патентного поиска изобретениями.

Предмет поиска для патентного исследования стал : “Системы газораспределения и фазоизменяющие устройства для распределительного вала”.

Воспользуемся свободной энциклопедией Википедия (<https://ru.wikipedia.org>), для раскрытия понятий “Системы газораспределения и фазоизменяющие устройства для распределительного вала”:

Изменение фаз газораспределения в двигателях внутреннего сгорания – это изменение моментов открытия и закрытия клапанов (впускных и выпускных) относительно одного и того же положения поршня в цилиндре, например верхней или нижней мёртвой точки. Применяется для изменения наполнения цилиндров горючей смесью (на такт впуска), а так же изменения степени очистки цилиндра отработавшими газами (на такте выпуска).

Система изменения фаз газораспределения регулирует параметры открытия клапанов в соответствии со скоростью вращения и нагрузкой на двигатель. Благодаря этому достигается более эффективное использование мощности двигателя, снижается расход топлива, снижается загрязнённость выхлопа.

Газообменом называется совокупность процессов выпуска и впуска, обеспечивающих смену рабочего тела. Качество очистки цилиндра от отработавших газов и эффективность наполнения его свежим зарядом определяют показатели рабочего процесса двигателя.

3.2 Патентный обзор

Используя информационный электронный ресурс баз данных ФИПС

(<http://www.fips.ru>.) было проведено патентное исследование, которое выявило 189 патентов по данной теме, и отобрано 4 патента, которые представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Перечень отобранных патентных материалов*

№	№ охран-ных до-кументов (11)	Опублико-вано (45)	Стра-на вы-да-чи па-тента (19)	Патентообладатель (73) (автор) (72)	Название изоб-ретения (54)
1	2	3	4	5	6
1	2538609	10.01.2015	РФ	ВЯРТСИЛЯ ФИН-ЛАНД ОЙ (FI) (СУНДСТЕН Маг-нус) (FI)	Устройство управления для газового обмена в поршневом двигателе
2	2567478	10.11.2015	РФ	НИССАН МОТОР КО., ЛТД. (JP) (ИТО Хиронори (JP), АРИГА Кендзи (JP), СИОДЗАВА Кен (JP), МИУРА Такахиро (JP), КИТАМУРА Мо-тому (JP),	Устройство управления фа-зами газорас-пределения дви-гателя

				ОСАДА Наоки (JP), ИРИЯМА Масахи-ро (JP), АРАИ Масахи-ро (JP), ИТОЯМА Хи-роюки (JP), АБЕ Хирочи (JP))	
3	2505683	27.01.2014	РФ	ТЯНЬ ЦЗИНЬ ЮНИВЕРСИТИ (CN) (СУ Ваньхуа (CN), ЧЖАНЬ Цян (CN), ПЭЙ Ицян (CN), ЛЮ Эрси (CN), У Сунлинь (CN))	Самоадаптивная гидравлическая система с изменяемыми фазами газораспределения для дизельного двигателя и способы управления
4	2560860	20.08.2015	РФ	ТОЙОТА ДЗИДО-СЯ КАБУСИКИ КАЙСЯ (JP) (ТАТЕНО Манабу (JP))	Фазоизменяющее устройство для распределительного вала

*Примечание. Таблица выполнена автором.

Краткая характеристика отобранных патентных документов:

1. Патент № 2538609.

Изобретение (см. рисунок 10) может быть использовано в поршневом двигателе. Устройство управления для газового обмена в поршневом двигателе имеет кулачковое устройство кулачкового вала двигателя, взаимодействующее с впускным клапанным механизмом для открывания и закрывания впускного клапана цилиндра двигателя. Устройство управления содержит часть (8) корпуса, в котором размещено с возможностью перемещения поршневое устройство (9), соединенное с кулачковым устройством и клапанным механизмом. Направляющий элемент (10) размещен в части (8) корпуса между кулачковым устройством и поршневым устройством (9) с возможностью перемещения в ответ на перемещения кулачкового устройства. Устройство управления включает средства для регулирования времени открывания впускного клапана. Направляющий элемент (10) снабжен вспомогательным поршнем (13), размещенным с возможностью перемещения между направляющим элементом (10) и поршневым устройством (9) и вместе с направляющим элементом (10), определяющим камеру (14). Часть (8) корпуса снабжена впускным каналом (15) и выпускным каналом (17), разнесенными на расстоянии вдоль перемещения направляющего элемента (10) и размещенными, в свою очередь, в сообщении с указанной камерой (14) через тракт, выполненный в направляющем элементе (10) так, что для выбора увеличенного времени открывания впускного клапана, камера (14) наполняется гидравлической средой посредством впускного канала (15) во время закрывания впускного клапана, чтобы вызывать относительное перемещение вспомогательного поршня (13) по направлению к поршневому устройству (9). При этом гидравлическая среда выпускается из камеры (14) во время сдвигающего перемещения впускного клапана посредством выпускного канала (17). В результате чего смещение впускного клапана в пиковой фазе открывания впускного клапана остается, по существу, неизмен-

ным. Технический результат заключается в улучшении газообмена цилиндра.

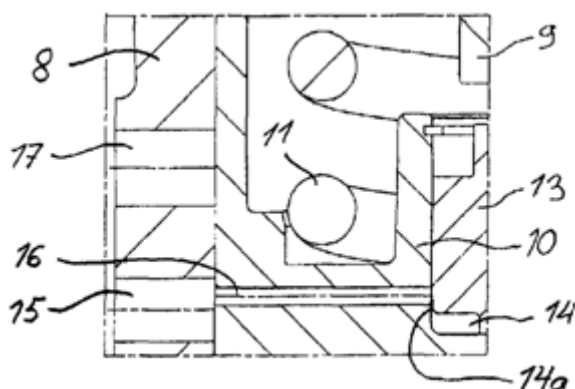


Рисунок 10 - Устройство управления для газового обмена в поршневом двигателе¹

2. Патент № 2567478

Изобретение (см. рисунок 11) может быть использовано в газораспределительном механизме двигателя внутреннего сгорания. Устройство управления фазами газораспределения двигателя содержит механизм регулируемых фаз газораспределения, промежуточный стопорящий механизм (6), средство определения промежуточного застопоренного состояния, средство остановки двигателя и средство продолжения отслеживания промежуточного застопоренного состояния. Механизм регулируемых фаз газораспределения имеет первый ротор (1), выполненный с возможностью вращаться синхронно с вращением коленчатого вала двигателя, и второй ротор (2), выполненный с возможностью вращаться вместе с распределительным валом двигателя и выполненный с возможностью вращения относительно первого ротора (1). Механизм регулируемых фаз газораспределения выполнен с возможностью переменного регулирования фаз газораспределения впускно-

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru

го/выпускного клапана, открываемого и закрываемого посредством распределительного вала, посредством изменения относительных позиций вращения обоих из роторов (1), (2) в диапазоне перемещения между позицией максимального опережения по фазе и позицией максимального запаздывания по фазе. Промежуточный стопорящий механизм (6) выполнен с возможностью ограничивать относительные позиции вращения обоих из роторов (1), (2) промежуточной застопоренной позицией, подходящей для запуска двигателя и расположенной посередине между позицией максимального опережения по фазе и позицией максимального запаздывания по фазе. Механизм регулируемых фаз газораспределения и промежуточный стопорящий механизм (6) приводятся в действие и управляются таким образом, чтобы устанавливать промежуточное застопоренное состояние, в котором относительные позиции вращения ограничены в промежуточной застопоренной позиции, когда определяется запрос на остановку двигателя. Средство определения промежуточного застопоренного состояния предназначено для определения того, установлено или нет промежуточное застопоренное состояние. Средство остановки двигателя предназначено для выполнения процесса остановки двигателя, когда предварительно определенный период от определения запроса на остановку двигателя истек без определения промежуточного застопоренного состояния в пределах предварительно определенного периода. Средство продолжения отслеживания промежуточного застопоренного состояния предназначено для продолжения отслеживания промежуточного застопоренного состояния даже после того, как процесс остановки двигателя выполнен. Технический результат заключается в повышении точности подтверждения промежуточного застопоренного состояния.

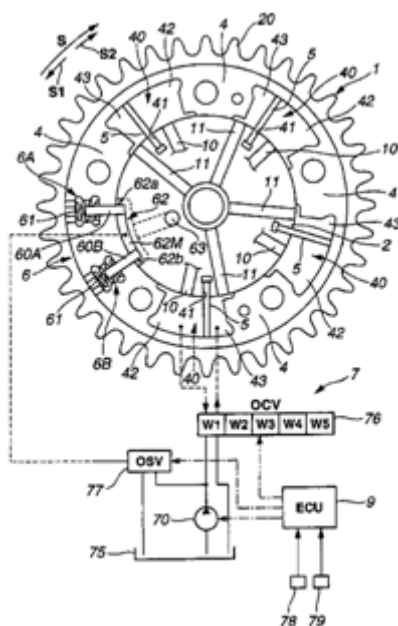


Рисунок 11 - Устройство управления фазами газораспределения двигателя¹

3. Патент № 2505683

Изобретение (см. рисунок 12) может быть использовано в двигателях внутреннего сгорания. Самоадаптивная гидравлическая система с изменяемыми фазами газораспределения предназначена для дизельного двигателя (1) с электронным блоком управления. На выходном валу (6) привода двигателя размещен масляный насос (7), соединенный с реверсивным клапаном (8) регулировки давления. Главный смазочный канал (4) двигателя соединен с масляным насосом (7) через масляную входную трубку (5) масляного насоса. Реверсивный клапан (8) регулировки давления соединен с масляной магистралью (10) и масляной возвратной трубкой (9). Масляная магистраль (10) соединена с главной трубкой (11) подачи масла. Рабочей средой системы является моторное масло. Масляная входная трубка (5) масляного насоса втягивает масло из главного смазочного канала (4) двигателя. Масляный насос (7) соединен с выходным валом двигателя (1). Реверсивный клапан (8) регу-

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru

лировки давления регулирует масло под давлением, нагнетаемое масляным насосом (7) до надлежащего рабочего давления, и переключает направление его потока для переключения рабочего режима системы. Главная трубка (11) подачи масла, масляная магистраль (10) и рабочие цилиндры двигателя соединены через самоадаптивный механизм изменения длины толкателя. Масляная возвратная трубка (9) соединена с маслосборным баком (3) двигателя. Самоадаптивный механизм изменения длины толкателя представляет собой самоадаптивный механизм переключения маслопровода типа золотникового клапана, содержащий по меньшей мере основание, нижнюю концевую заглушку, поршень, шаровой палец коромысла, сухарь пальца, внутренний золотник и пружину. Основание расположено на головке цилиндра рабочего цилиндра двигателя. Нижняя концевая заглушка размещена в основании. Шаровой палец коромысла соединен с коромыслом клапана двигателя (1). Шаровой палец коромысла прижат к верхнему концу поршня сухарем пальца. В основании имеется маслопроводящее отверстие основания. Нижняя концевая заглушка снабжена маслопроводящим отверстием нижней концевой заглушки, масляным возвратным отверстием нижней концевой заглушки и масляным возвратным каналом нижней концевой заглушки. Внутренний золотник прижат к нижнему концу поршня усилием пружины. Главная трубка подачи масла представляет собой трубку подачи масла из общей магистрали, которая подает масло на рабочие цилиндры двигателя через патрубки подачи масла. Раскрыты варианты выполнения самоадаптивной гидравлической системы с изменяемыми фазами газораспределения и способ управления такой системой. Технический результат заключается в снижении вредных выбросов двигателя.

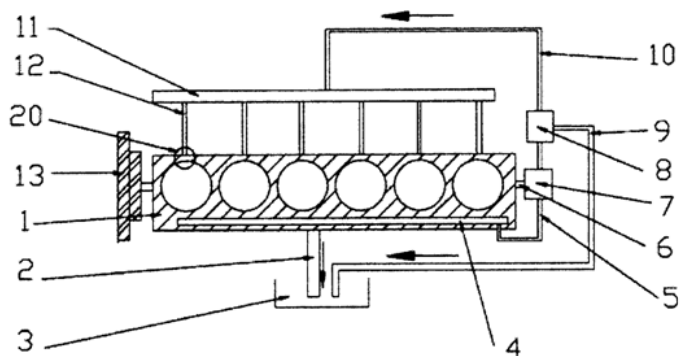


Рисунок 12 - Самоадаптивная гидравлическая система с изменяемыми фазами газораспределения для дизельного двигателя и способы управления¹

4. Патент № 2560860

Изобретение (см. рисунок 13) может быть использовано в двигателях внутреннего сгорания. Предложено устройство изменения фаз газораспределения 100А, устанавливаемое на распределительном валу (РВ) 10, который приводится во вращение входной движущей силой и включает внутренний вал 11 и наружный вал 12. Устройство 100А включает узел 1А, включающий единый корпус 2, образующий гидравлическую камеру R1 ускорения, обеспечивающую ускорение в целом фазы РВ 10; гидравлическую камеру R2 отставания, обеспечивающую отставание в целом фазы РВ 10 и гидравлическую камеру R3 фазового угла, обеспечивающую изменение разности между фазой внутреннего вала 11 и фазой наружного вала 12. Устройство функционирует за счет гидравлического давления подаваемой в камеры устройства жидкости. Технический результат заключается в снижении габаритов и стоимости устройства изменения фаз газораспределения, а также оптимизации регулирования фаз газораспределения.

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru

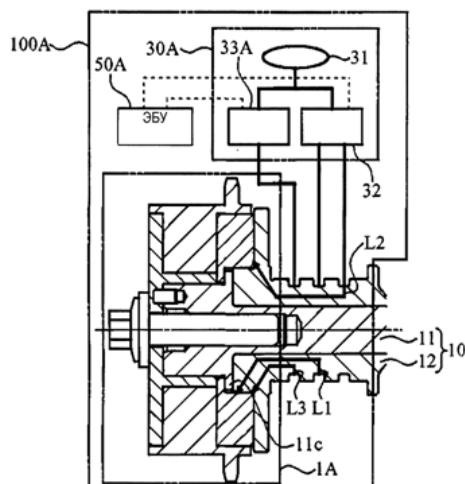


Рисунок 13 - Фазоизменяющее устройство для распределительного вала¹

3.2 Результаты патентного исследования.

После изучения и анализа отобранных патентных документов, создадим и занесем вынесенные результаты в таблицу “Технический результат, по средствам достижения его”. (см. Таблица 9)

Таблица 9 – Технический результат, по средствам достижения его*.

№ патента (Патенто-обладатель)	Средство достижения технического результата	Технический результат изобретения
Патент № 2538609 ВЯРТСИЛЯ ФИН-ЛАНД ОЙ (FI)	Устройство управления для газового обмена в поршневом двигателе	1. Более эффективная очистка цилиндра 2. Улучшает газовый обмен цилиндра в различных нагрузочных ситуациях 3. Более эффективное охлаждение клапанов и компонентов.

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://www1.fips.ru/wps/portal/IPS_Ru

		4.Помпаж может быть исключён в ситуациях предельной нагрузки
Патент № 2567478 НИССАН МОТОР КО., ЛТД. (JP)	Устройство управления фазами газораспределения двигателя	1.Улучшение пусковых качеств двигателя 2.Повышение скорости реакции в отношении остановки двигателя 3.Повышает точность определения промежуточного застопоренного состояния, когда двигатель останавливается
Патент № 2505683 ТЯНЬ ЦЗИНЬ ЮНИВЕРСИТИ (CN)	Самоадаптивная гидравлическая система с изменяемыми фазами газораспределения для дизельного двигателя и способы управления	1.Самоадаптивная, способная отвечать потребностям управления изменяемыми фазами газораспределения в различных рабочих условиях 2.Проста по конструкции и образует независимую систему 3.Повышенная гибкость и практичность 4.Может соответствовать различным рабочим условиям двигателя 5.Эффективно снижает расход энергии
Патент № 2560860	Фазоизменяющее	1.Улучшает пусковые ха-

ТОЙОТА ДЗИДОСЯ КАБУСИКИ КАЙСЯ (JP)	устройство для распре- делительного вала	рактеристики двигателя 2.Повышенное качество ре- гулировки фаз газораспре- деления 3.Имеет простую конструк- цию из малого числа дета- лей и легко монтируется к распределительному валу 4.Преимущество по стоимо- сти 5.Может сдерживать влия- ние изгибающей нагрузки
--	---	--

*Примечание. Таблица выполнена автором.

Глава 4. Технология VVT-i

VVT-i, Variable Valve Timing with intelligence: система управления фазами газораспределения и подъемом клапанов фирмы Toyota, разновидность технологий VVT и CVVT. Включает в себя, по мере развития, технологии VVT-i, VVTL-i, Dual VVT-i, VVT-iE и Valvematic.

Была впервые выпущена на рынок в 1996 году и заменила собой первое поколение VVT (1991 год, двигатель 4A-GE).

4.1 Принцип VVT-i.

Система VVT-i позволяет плавно изменять фазы газораспределения в соответствии с условиями работы двигателя. Это достигается путем поворота распределительного вала впускных клапанов относительно вала выпускных в диапазоне 40-60° (по углу поворота коленвала). В результате изменяется момент начала открытия впускных клапанов и величина времени «перекрытия» (то есть времени, когда выпускной клапан еще не закрыт, а впускной — уже открыт).

Основным управляющим устройством является муфта VVT-i. «По умолчанию» фазы открытия клапанов выставлены для хорошей тяги на низких оборотах. После того, как обороты значительно увеличиваются, возросшее давление масла открывает клапан VVT-i, после чего распределительный вал поворачивается на определенный угол относительно шкива. Кулачки имеют определенную форму и при повороте коленчатого вала открывают впускные клапана немного раньше, а закрывают позже, что благоприятно сказывается на увеличении мощности и крутящего момента на высоких оборотах.

Функционирование системы VVT-i определяется условиями работы двигателя на различных режимах (см. Рисунок 19)

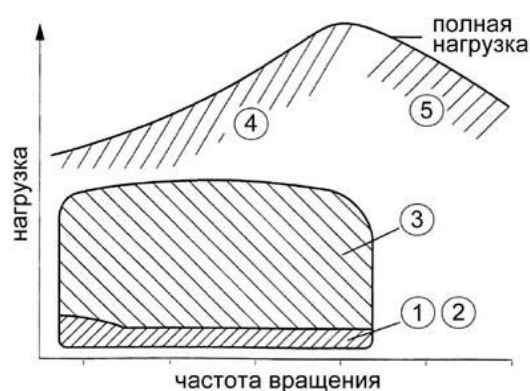


Рисунок 14 – Функционирование системы VVT-i¹

(1) Холостой ход

Функции: Установлен угол поворота распределительного вала, соответствующий самому позднему началу открытия впускных клапанов (максимальный угол задержки). «Перекрытие» клапанов минимально, обратное поступление газов на впуск минимально.

Эффект: Двигатель стабильнее работает на холостом ходу, снижается расход топлива

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа:
http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/toyota_vvt_i/

(2) Низкая нагрузка

Функции: Перекрытие клапанов уменьшается для минимизации обратного поступления газов на впуск.

Эффект: Повышается стабильность работы двигателя.

(3) Средняя нагрузка

Функции: Перекрытие клапанов увеличивается, при этом снижаются «насосные» потери и часть отработавших газов поступает на впуск.

Эффект: Улучшается топливная экономичность, снижается эмиссия NOx.

(4) Высокая нагрузка, частота вращения ниже средней

Функции: Обеспечивается раннее закрытие впускных клапанов для улучшения наполнения цилиндров.

Эффект: Возрастает крутящий момент на низких и средних оборотах.

(5) Высокая нагрузка, высокая частота вращения

Функции: Обеспечивается позднее закрытие впускных клапанов для улучшения наполнения на высоких оборотах.

Эффект: Увеличивается максимальная мощность.

При низкой температуре охлаждающей жидкости

Функции: Устанавливается минимальное перекрытие для предотвращения потерь топлива

Эффект: Стабилизируется повышенная частота вращения холостого хода, улучшается экономичность

При запуске и остановке

Функции: Устанавливается минимальное перекрытие для предотвращения попадания отработавших газов на впуск

Эффект: Улучшается запуск двигателя

4.2 Конструкция системы VVT-i

Конструкция системы VVT-i (см. рисунок 15). Исполнительный механизм VVT-i размещен в шкиве распределительного вала: корпус привода со-

единен со звездочкой или зубчатым шкивом, ротор — с распределвалом. Масло подводится с одной или другой стороны каждого из лепестков ротора, заставляя его и сам вал поворачиваться. Если двигатель заглушен, то устанавливается максимальный угол задержки (соответствующий наиболее позднему открытию и закрытию впускных клапанов). Т.к. сразу после запуска давление в масляной магистрали еще недостаточно для работы VVT-i, для избегания ударов в механизме ротор соединяется с корпусом стопорным штифтом (затем штифт отжимается давлением масла).

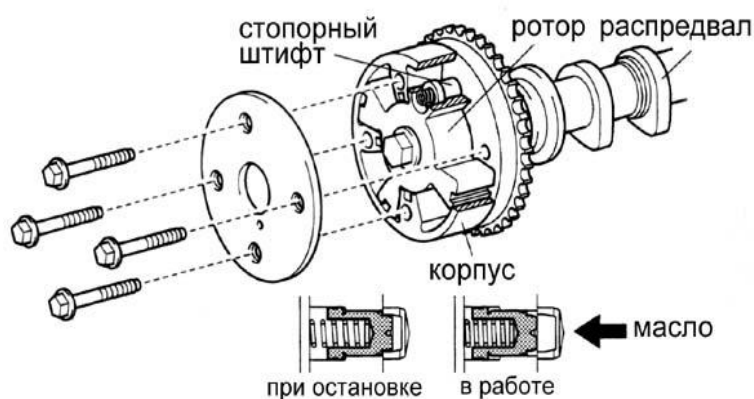


Рисунок 15 – Конструкция системы VVT-i¹

Управление VVT-i осуществляется при помощи клапана VVT-i (OCV — Oil Control Valve) (см. рисунок 16). По сигналу блока управления электромагнит через плунжер перемещает основной золотник, перепуская масло в том или ином направлении. Когда двигатель заглушен, золотник перемещается пружиной таким образом, чтобы установился максимальный угол задержки.

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа:

<http://autodata.ru/article/ustroystvo-teoriya-sistem-toyota-vvt-i/>

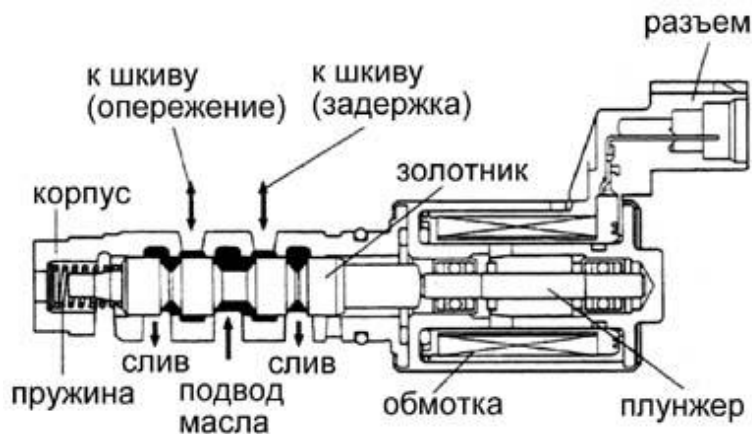


Рисунок 16 – Клапан системы VVT-i¹

Для поворота распределительного вала масло под давлением при помощи золотника направляется к одной из сторон лепестков ротора, одновременно открывается на слив полость с другой стороны лепестка. После того, как блок управления определяет, что распредвал занял требуемое положение, оба канала к шкиву перекрываются и он удерживается в фиксированном положении. (см. рисунок 17-19)

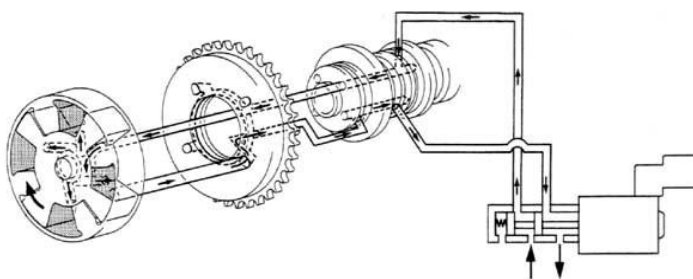


Рисунок 17 - Поворот распредвала в сторону более раннего открытия клапанов²

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/sistema_toyota_vvt_i/

² [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/sistema_toyota_vvt_i/

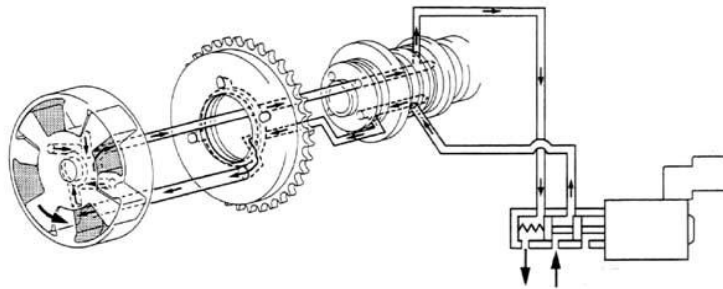


Рисунок 18 - Поворот распредвала в сторону более позднего открытия клапанов¹

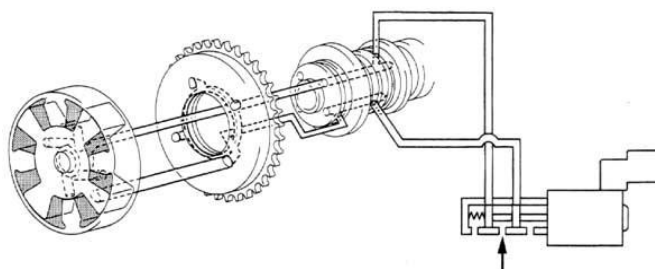


Рисунок 19 – В режиме удержания²

4.3 Преимущества VVT-i

Механизм газораспределения с изменяемыми фазами обеспечивает лучшими характеристики двигателя. Сравним старый двигатель 1UZ-FE (см. рисунок 20) автомобиля Lexus LS 400 с усовершенствованным.

Впервые 4,0 литровый двигатель 1UZ-FE появился в 1989-м году на первом поколении Lexus LS 400 и его японском аналоге Toyota Celsior. В скором времени он появился на ряде других автомобилей Toyota и Lexus. Двигатель получился достаточно мощным. Диаметр цилиндра составил 87,5 мм, а ход поршня 82,5 мм. Коленчатый вал имеет шесть коренных подшипников скольжения, а распределительные валы и помпа приводятся в движение зубчатым ремнем ГРМ. Коленчатый вал, так же, как и шатуны изготовлен из стали. Поршня выполнены из специального сплава алюминия и

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа:
http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/sistema_toyota_vvt_i/

² [Электронный ресурс] - Режим доступа:
http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/sistema_toyota_vvt_i/

кремния. Такие поршня имеют низкий коэффициент расширения, что позволило спроектировать их с более жесткими допусками (поршень плотнее прилегает к цилиндру).

Его конструкция схожа с платформой спортивных двигателей. На это указывает наличие шести коренных подшипников и приближенные к квадрату двигателя размеры цилиндра.

В стоковой версии двигателя степень сжатия составила 10, а мощность 256 л.с. Крутящий момент 353 Н·м



Рисунок 20 – Двигатель 1UZ-FE¹

В 1995-м году двигатель был доработан. Были облегчены поршня и шатуны. Увеличилась степень сжатия до 10,4. Эти доработки позволили поднять мощность до 261 л.с., а крутящий момент до 363 Н·м.

В 1997-м году двигатель 1UZ-FE получил фирменную систему изменения фаз газораспределения VVT-i. И снова была увеличена степень сжатия и на этот раз она составила 10,5. Это уже были серьезные изменения, которые подняли мощность до 290 л.с., а крутящий момент до 407 Н·м. Что составляет больше 10% (см. рисунок 21). В дополнение к этому снизилось на 6% G_T при городском цикле движения автомобиля. А количество NO_x (выхлопные

¹[Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://toyota-engine.ru/engines/seria-uz>

газы) уменьшилось на 40%. Из рисунка 27 видно, насколько велико изменение (до 40°) во времени открытия впускного клапана при использовании системы VVT-i. На рисунке 28 представлены графики полезности использования системы VVT-i зависимости нагрузки от оборотов ДВС.

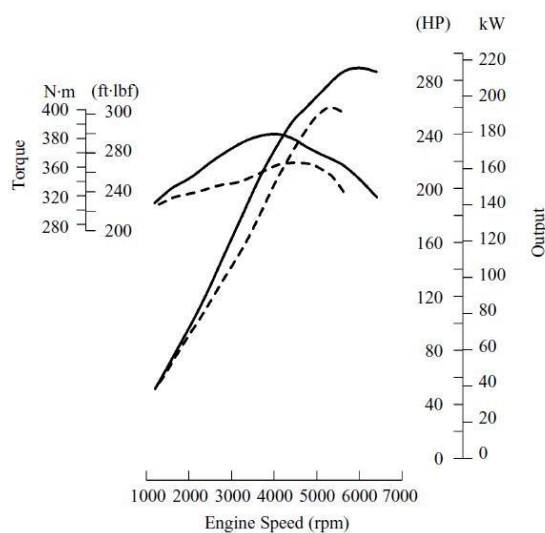


Рисунок 21 – График сравнения 1UZ-FE без применения технологии VVT-i и улучшенной модели¹

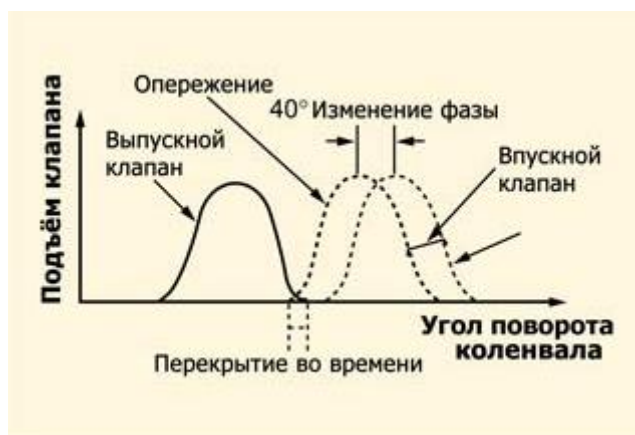


Рисунок 27 – График изменения во времени открытия впускного клапана при использовании VVT-i²

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://toyota-engine.ru/engines/seria-uz>

² [Электронный ресурс] - Режим доступа: http://water-club.ru/images/outboards/Suzuki/Suzuki%20DF250TXX/information/Suzuki%20DF250inf_6.jpg

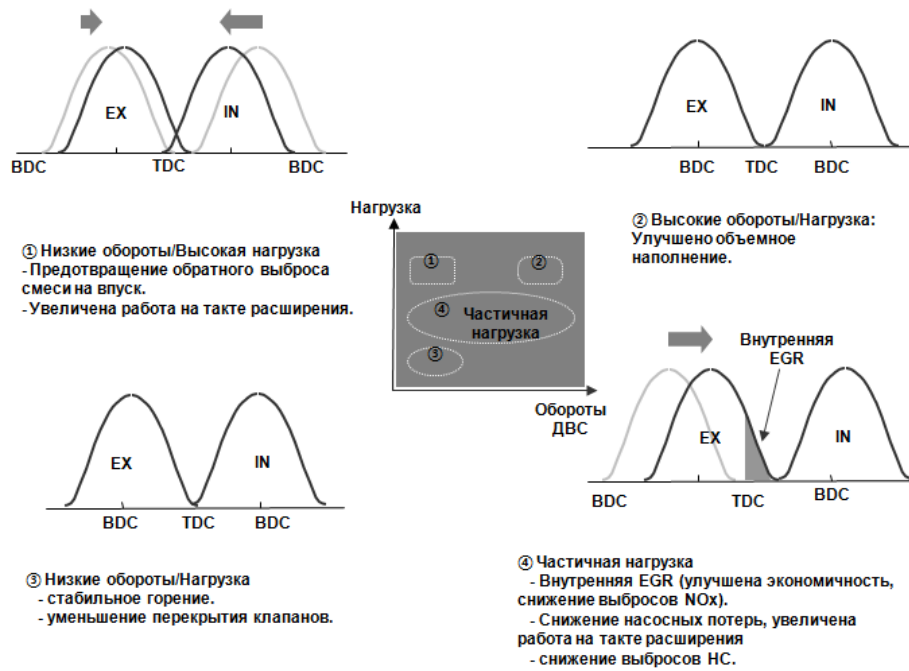


Рисунок 28 – Графики полезности использования систему VVT-i¹

¹ [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://chiptuner.pro/wp-content/uploads/2013/10/VVT.png>

Заключение

В результате проделанной работы, был произведен тепловой расчёт двигателя и внешней скоростной характеристики. В ходе расчёта были вычислены: низшая теплота сгорания равна 43930 кДж/кг. Определены индикаторные, эффективные показатели двигателя и механические потери: среднее индикаторное давление равняется 1,1344 МПа; эффективное – 0,9486 МПа; индикаторный КПД – 0,3529; эффективный – 0,295; индикаторный удельный расход топлива – 232 г/(кВт*ч); эффективный – 277 г/(кВт*ч); давление мех потерь равняется 0,1858 МПа, а механический КПД – 0,836. Вычислены основные параметры двигателя. Такие как площадь поршня 40,69 см²; литраж двигателя – 1,15 л; мощность – 50,9 кВт; крутящий момент 86,84 Н*м и часовой расход топлива – 14,099 кг\ч.

Была рассчитана и построена индикаторная диаграмма.

В ходе теплового баланса найдены все составляющие и приведены их под одну таблицу, из которой стало видно, что основная часть теплоты топлива расходуется на эффективную работу, нагрев охлаждающей среды и потери с отработавшими газами.

Далее совершен расчёт внешней скоростной характеристики, построены графики, демонстрирующие соотношение основных параметров СВХ к частоте вращения коленчатого вала. Из которых видно: крутящий момент достигает своего максимуму примерно на 2800 об/мин; эффективная мощность на 5600 об/мин принимает свое пиковое значение; наиболее приемлемая отметка удельно-эффективного расхода топлива попадает на 3000 об/мин частоты вращения коленчатого вала; в свою очередь часовой расход топлива берет свое лучшее значение на минимальных оборотах коленчатого вала (800 об/мин). В конечной стадии посчитан коэффициент приспособляемости двигателя к изменению внешних нагрузок, который составил – 1,248.

Следующей главой стал расчёт кинематики и динамики двигателя. В которой вычислены значения перемещения, скорости и ускорения поршня.

По полученным значениям составлены графики их отношений к углу поворота коленчатого вала.

Затем вычислили удельные силы, сумму значений крутящих моментов всех цилиндров и построили графики их изменения в зависимости от угла поворота коленвала.

Проделанное исследование патентной документации выявило:

Все перечисленные изобретения в таблице направлены на усовершенствование газового обмена, улучшения пусковых характеристик двигателя, экономию топлива, повышению мощности, уменьшению вредных выхлопов и более эффективную очистку цилиндра.

Из анализа таблицы следует, что:

Уровень совершенствования работы распределительного вала и самого двигателя в целом характеризуется:

Более эффективным охлаждением клапанов и компонентов, благодаря эффективной очистке цилиндров за счёт применения устройства управления для газового обмена в поршневом двигателе (патент № 2538609);

Улучшением пусковых качеств за счёт применения устройства управления фазами газораспределения двигателя (патент № 2567478);

Эффективному снижению расхода энергии за счёт самоадаптивной гидравлической системе с изменяемыми фазами газораспределения для дизельного двигателя и способом управления (патент № 2505683);

Улучшает пусковые характеристики двигателя за счёт применения фазоизменяющего устройства для распределительного вала (патент № 2560860).

Основной тенденцией развития систем газораспределения и фазоизменяющих устройств для распределительного вала является стремление улучшить газовый обмен и газораспределение в различных рабочих условиях (три патента: № 2538609, № 2505683, № 2560860).

Анализ патентных документов позволил принять решение о целесообразности использования систем газораспределения и фазоизменяющих устройства для распределительного вала, как путь совершенствования улуч-

шенной работы двигателя внутреннего сгорания, как с искровым зажиганием, так и с принципом самовоспламенения топлива. Каждое устройство несет свои плюсы и минусы. В ходе патентного поиска изобретений по исследуемой теме выявлено наличие прогрессируемых решений и возможность усовершенствования механизмов и систем газораспределения и фазоизменяющих устройств для распределительного вала.

После изучения системы VVT-i и рассмотрения его применения на двигателе 1UZ-FE автомобиля Lexus LS 400 можно прийти к выводу целесообразности применения такой системы в двигателях. Которые приводят к увеличению степени сжатия; мощности более чем на 10%; снижению расхода топлива; уменьшению количества выхлопных газов на 40%; предотвращение обратного выброса смеси на впуск; стабильное горение; улучшенное объемное наполнение.

После проделанной работы, можно сделать вывод о целесообразности использования различных механизмов газораспределения с изменяющимися фазами в современных двигателях. Так как они приводят к улучшению экономических, экологических и энергетических факторов. Надеемся увидеть в скором будущем применение подобных механизмов не только на зарубежных автомобилях, но и у отечественного автопрома.

Список использованных источников

1. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/ А.И Колчин, В.П. Демидов – 4-е изд. – М.: Высш. Шк., 2008. – 496 с.: ил.
2. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб./Лукунин В.Н., И.В. Морозов К.А., хациян А.С. и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. Шк., 1995, - 368 с.: ил.
3. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Цатрова. – 3-е изд. Перераб. – М.: Высш. Шк., 2007. – 400 с.: ил.
4. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – 4-е изд. Перераб. и доп. – М., “Машиностроение”, 1990, стр. 289.
5. Ховах, М.С. Автомобильные двигатели/Ховах М.С. и Маслов Г. С.; Изд. 2-е. пер. и доп. М., “Машиностроение”, 1971, стр. 456.
6. Шатров, М.Г. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учеб. Пособие / М.Г. Шатров, И.В. Алексеев, С.Н. Богданов и др.; под ред. М.Г. Шатрова. – М.: Издательский центр “Академия”, 2011. – 256с.
7. Kolchin A., Demidov V. Design of automotive engines. M. Mir publishers, 1984. 429 s.
8. Мелисаров, В.М. Тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува с турбонаддувом. Расчёт основных деталей двигателя: учебное пособие / В.М. Мелисаров, М.А. Каменская, П.П. Беспалько, А.М. Каменский. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО “ТГТУ”, 2011. – 100 с. [Электронный ресурс] - <http://window.edu.ru/resource/506/76506/files/melisarov.pdf>
9. Мелисаров, В.М. Тепловой баланс карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива: учебное пособие / В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько, М.А. Каменская. – Тамбов : Изд-во Тамб. Гос. Техн. Ун-та, 2009. – 128с. [Электронный ресурс] - <http://window.edu.ru/resource/342/68342/files/Kamenskaya-1.pdf>
10. Патент № 2538609 РФ, МПК F01L 13/00, F01L 9/02, F01L 1/14, F02D 13/02. Устройство управления для газового обмена на поршневом двигателе / СУНДСТЕН Магнус (FI); патентообладатель ВЯРТСИЛЯ ФИНЛАНД ОЙ (FI) – 2012101361/06; заявл. 03.06.2010; опубл.

- 10.01.2015 Бюл. № 1 – ил.
11. Патент № 2567478 РФ, МПК F02D 13/02, F01L 1/356, F01L 13/00. Устройство управления фазами газораспределения двигателя / ИТО Хиронори (JP), АРИГА Кендзи (JP), СИОДЗАВА Кен (JP), МИУРА Такахиро (JP), КИТАМУРА Мотому (JP), ОСАДА Наоки (JP), ИРИЯ-МА Масахиро (JP), АРАИ Масахиро (JP), ИТОЯМА Хироюки (JP), АБЕ Хироси (JP); патентообладатель НИССАН МОТОР КО. ЛТД. (JP) – 2014109009/06; заявл. 02.07.2012; опубл. 10.11.2015 Бюл № 31 – ил.
 12. Патент № 2505683 РФ, МПК F01L 1/34, F01L 1/18, F01L 9/02, F01M 1/02, F02D 13/02. Самоадаптивная гидравлическая система с изменяемыми фазами газораспределения для дизельного двигателя и способы управления / СУ Ваньхуа (CN), ЧЖАНЬ Цян (CN), ПЭЙ Ицян (CN), ЛЮ Эрси (CN), У Сунлинь (CN); патентообладатель ТЯНЬ ЦЗИНЬ ЮНИВЕРСИТИ (CN) – 2012102245/06; заявл. 29.10.2010; опубл. 27.01.2014 Бюл № 3 – ил.
 13. Патент № 2560860 РФ, МПК F01L 1/34, F01L 1/356. Фазаизменяющее устройство для распределительного вала / ТАТЕНО Манабу (JP); патентообладатель ТОЙОТА ДЗИДОСЯ КАБУСИКИ КАЙСЯ (JP) – 2010107230/06; заявл. 31.03.2011; опубл. 20.08.2015 Бюл № 23 – ил.
 14. [Электронный ресурс] - ФИПС – 2009. – URL: <http://www1.fips.ru>
 15. [Электронный ресурс] – Патентный поиск, поиск патентов на изобретения, национальный реест интеллектуальной собственности – 2012. – URL: <http://www.findpatent.ru>
 16. [Электронный ресурс] – Легион-Автодата – 1999. – URL: http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/sistema_toyota_vvt_i/
 17. [Электронный ресурс] – Википедия. Свободная энциклопедия – URL: <https://ru.wikipedia.org>
 18. [Электронный ресурс] – Двигатели Тойота – 2016. – URL:
 19. <http://toyota-engine.ru/engines/seria-uz>
 20. [Электронный ресурс] – Рисунок – URL: http://cs5.pikabu.ru/images/big_size_comm/2015-02_1/14230588704442.jpg
 21. [Электронный ресурс] – Рисунок - URL: <http://chiptuner.pro/wp-content/uploads/2013/10/VVT.png>
 22. [Электронный ресурс] – Рисунок - URL: <http://toyota-engine.ru/engines/seria-uz>
 23. [Электронный ресурс] – Рисунок – URL: http://waterclub.ru/images/outboards/Suzuki/Suzuki%20DF250TXX/information/Suzuki%20DF250inf_6.jpg
 24. [Электронный ресурс] – Рисунок – URL:

[http://autodata.ru/article/ustroystvo teoriya sistem/sistema toyota vvt i/](http://autodata.ru/article/ustroystvo_teoriya_sistem/sistema_toyota_vvt_i/)

Приложение А

Таблица А1 - Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме*

Наименование газа	Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль•град), для температур	
	от 0 до 1500 °С	от 1501 до 2800 °С
Воздух	$m_{cV} = 20,600 + 0,002638t$	$m_{cV} = 22,387 + 0,001449t$
Кислород O ₂	$m_{c_{VO_2}} = 20,930 + 0,004641t - 0,00000084t^2$	$m_{c_{VO_2}} = 23,723 + 0,001550t$
Азот N ₂	$m_{c_{VN_2}} = 20,398 + 0,002500t$	$m_{c_{VN_2}} = 21,951 + 0,001457t$
Водород H ₂	$m_{c_{VH_2}} = 20,684 + 0,000206t + 0,000000588t^2$	$m_{c_{VH_2}} = 19,678 + 0,001758t$
Окись углерода CO	$m_{c_{VCO}} = 20,597 + 0,002670t$	$m_{c_{VCO}} = 22,490 + 0,001430t$
Углекислый газ CO ₂	$m_{c_{VO_2}} = 27,941 + 0,019t - 0,000005487t^2$	$m_{c_{VCO_2}} = 39,123 + 0,003349t$
Водяной пар H ₂ O	$m_{c_{VH_2O}} = 24,953 + 0,005359t$	$m_{c_{VH_2O}} = 26,670 + 0,004438t$

*Примечание. Таблица взята из источника: Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов/А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М.: Высшая школа 2008. – 496 с.: ил.