

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль)/специализация)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Дизель на базе ВАЗ-341 с улучшенными экономическими показателями

Студент

В.Д. Гудзенко

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

А.М. Дзюбан

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

О.Н. Брега

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой

к.т.н. Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« ___ » _____ 2017 г.

Тольятти 2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой ЭМиСУ
_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 2017г

ЗАДАНИЕ
на выполнение бакалаврской работы

- Студент Гудзенко Владимир Дмитриевич
1. Тема Дизель на базе ВАЗ-341 с улучшенными экономическими показателями
-
2. Срок сдачи студентом законченной бакалаврской работы 26-30 июня 2017 года, согласно Утвержденному графику защиты ВКР 2016-2017 учебного года
3. Исходные данные к бакалаврской работе Двигатель на базе ВАЗ-341, рабочий объем 1,5 л. Степень сжатия = 23
4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов) Тепловой расчет двигателя; Расчет кинематики и динамики двигателя; Расчет основных деталей двигателя; Обзор состояния вопроса
5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала Продольный и поперечный разрез – 2 листа формата А1, обзор камер сгорания – 2 листа формата А1 графики теплового, динамического и кинематического расчетов – 3 листа формата А1
6. Консультанты по разделам - нормоконтроль: А.Г.Егоров, БЖ: М.И. Фесина, Английский язык: О.Н. Брега
7. Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

Руководитель бакалаврской работы _____ А.М. Дзюбан
(подпись) (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению _____ В.Д. Гудзенко
(подпись) (И.О. Фамилия)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Голыятинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ЭМиСУ

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

« ____ » _____ 2017г

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН выполнения бакалаврской работы

Студента Гудзенко Владимир Дмитриевич

по

теме Дизель на базе ВАЗ-341 с улучшенными экономическими показателями

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Тепловой расчет двигателя <i>Чертеж диаграмм теплового расчета; ВСХ</i>	30 апреля 2017 г.	2 мая 2017 г.		
Расчет кинематики и динамики двигателя <i>Чертеж диаграмм кинематического и динамического расчетов</i>	5 мая 2017 г.	15 мая 2017 г.		
Расчет основных деталей двигателя	12 мая 2017 г.	20 мая 2017 г.		
Расчет механизмов и систем двигателя	15 мая 2017 г.	25 мая 2017 г.		
Описание конструкции спроектированной установки	22 мая 2017 г.	27 мая 2017 г.		
Оформление и доработка пояснительной записки и листов графической части с учетом замечаний, полученных во время предварительной защиты	7 июня 2017 г.	9 июня 2017 г.		

Руководитель бакалаврской работы

_____ (подпись)

А.М. Дзюбан

_____ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)

В.Д. Гудзенко

_____ (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Цель этой бакалаврской работы - расчет дизельного двигателя на основе ВАЗ-341. Бакалаврская работа может быть разделена на несколько логически связанных частей, которые включают в себя тепловой расчет, динамический расчет, расчет прочности компонентов механизма кривошипа, расчет механизма распределения газа, системы смазки и охлаждения.

Большое внимание уделено таким вопросам, как: выбор, обоснование и определение исходных параметров теплового расчета, параметров выхлопных газов, процессов всасывания и сжатия, определение параметров процессов сжигания и расширения, индикаторные индикаторы, характеризующие рабочий цикл, эффективные параметры, характеризующие, а также определение основных размеров двигателя, динамический расчет, расчет прочности деталей кривошипного механизма, а именно: цилиндр, штифты, поршень, поршневой штифт, компрессионное кольцо, шатун, коленчатый вал, маховик, определение диаметра шейки клапана, расчет высоты подъема клапана, рабочий угол кулачка, параметры профиля кулачка, размеры и коэффициент безопасности пружины клапана, затем система смазки, количество масла, циркулирующего в двигателе, расчет масляного насоса, охлаждение, определение количества жидкости циркулирующей в системе, расчет жидкого насоса.

Мы укрепили и углубили теоретические знания, полученные при изучении учебного курса, разработали более точное техническое мышление в решении инженерных и экономических вопросов.

ABSTRACT

The goal of this bachelor's paper calculation of a diesel engine based on VAZ-341. The bachelor's paper may be divided into several logically connected parts which are Include Thermal calculation, dynamic calculation, strength calculation of the crank mechanism components, calculation of the gas distribution mechanism, lubrication and cooling systems.

Much attention is given to things like: selection, justification and determination of initial parameters for thermal calculation, parameters of exhaust, intake and compression processes, determination of the parameters of combustion and expansion processes, indicator indicators characterizing the duty cycle, effective parameters characterizing the duty cycle, as well as determining the main engine sizes, dynamic calculation, calculation on the strength of the details of the crank mechanism, namely: the cylinder, pins, piston, piston pin, compression ring, connecting rod, crankshaft, flywheel, then the valve timing mechanism, the determination of the diameter of the valve neck, the calculation of the valve lift height, the cam operating angle, the cam profile parameters, the dimensions and the safety factor of the valve spring, then the lubrication system, the amount of oil circulating in the engine, the oil pump calculation, cooling, determination of the amount of liquid circulating in the system, calculation of the liquid pump.

We strengthened and deepened the theoretical knowledge gained in the study of the training course, developed more accurate technical thinking in solving engineering and economic issues.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	8
1 Расчетная часть	9
1.1 Исходные параметры для теплового расчета	9
1.2 Параметры процессов выпуска, впуска и сжатия	9
1.3 Определение параметров процессов сгорания и расширения	11
1.4 Определение индикаторных показателей	14
1.5 Определение эффективных показателей	14
1.6 Определение основных размеров двигателя	15
1.7 Построение индикаторной диаграммы	16
1.8 Тепловой баланс	17
2 Динамический расчет	19
2.1 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма	19
2.2 Силы инерции	19
2.3 Суммарные силы	20
2.4 Крутящие моменты	20
2.5 Силы, действующие на коленчатый вал	21
2.6 Силы, действующие на коренные шейки	21
2.7 Равномерность крутящего момента	22
3 Расчет на прочность деталей КШМ	23
3.1 Расчет цилиндра	23
3.2 Расчет шпилек	25
3.3 Расчет поршня	26
3.4 Расчет поршневого пальца	26
3.5 Расчет компрессионного кольца	27
3.6 Расчет шатуна	28
3.7 Расчет коленчатого вала	31
3.8 Расчет маховика	32

4	Расчет механизма газораспределения	34
4.1	Определение диаметров горловин клапанов	34
4.2	Расчет высоты подъема клапана	34
4.3	Определение угла действия кулачка	35
4.4	Определение параметров профиля кулачка	35
4.5	Определение размеров и запаса прочности клапанной пружины	36
5	Система смазки	39
5.1	Определение количества масла, циркулирующего в двигателе	39
5.2	Расчет насоса для подвода масла	39
6	Жидкостная система охлаждения	41
6.1	Определение количества жидкости, циркулирующей в системе	41
6.2	Расчет жидкостного насоса	41
7	Обзор состояния вопроса. Смесеобразование в дизелях	42
7.1	Смесеобразование при неразделенных камерах сгорания	42
7.2	Смесеобразование при неразделенных камерах сгорания	43
7.3	Сравнение различных методов смесеобразования	45
7.4	Модернизация базового двигателя	46
7.5	Расчет пьезоэлектрической форсунки	47
8	Безопасность жизнедеятельности	51
8.1	Оценка безопасности двигателя	51
8.2	Оценка экологичности двигателя	54
	Заключение	57
	Список использованных источников	58
	Приложение А	60
	Приложение Б	63

ВВЕДЕНИЕ

Основными задачами курса является улучшение показателей топливной экономичности, повышение мощности двигателей и крутящего момента, снижение показателей токсичности двигателя.

Выполнение данных задач требует от специалистов, связанных с производством и эксплуатацией автомобильных и тракторных двигателей, глубокого знания теории, конструкции и расчета двигателей внутреннего сгорания.

В основе теплового расчета двигателей внутреннего сгорания заложены представления о закономерном характере скорости сгорания топлива. Тепловой расчет двигателя позволяет определить индикаторный и эффективные показатели и основные показатели и основные размеры цилиндров проектируемого двигателя.

При выполнении теплового расчета студенты углубляют свои знания по теории рабочего цикла и приобретают практические навыки в выборе исходных данных в проведении расчетов.

РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

Тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания

Тепловой расчет предусматривает определение параметров состояния рабочего тела в цилиндре ДВС, на основе которых рассчитываются основные внешние (эффективные) параметры, в том числе и размеры цилиндра двигателя.

1.1 Исходные параметры для теплового расчета

1.1.1 Температуру и давление окружающей среды принимаем соответственно $T_0 = 288 \text{ К}$ и $p_0 = 0.101325 \text{ МПа}$.

Газовая постоянная воздуха $R_{\text{воз}} = 287 \text{ Дж/кг К}$

1.1.2 Число тактов цикла двигателя ($\tau = 4$).

Для данного двигателя степень сжатия $\varepsilon = 23$

1.1.3 Повышение температуры заряда в процессе впуска ΔT выбираем на основе экспериментальных данных. По многочисленными данными для дизельного двигателя, при отсутствии подогрева $\Delta T = 25 \text{ К}$

1.1.4 Для дизельного двигателя отношение хода поршня к диаметру цилиндра при номинальной частоте вращения двигателя 4000 об/мин $S/D = 84/76 = 1,11$

1.1.5 Выбирая средний в процессе сжатия показатель политропы n_1 , определяем факторы, влияющие на его величину и характер их изменения при сжатии. Для дизельного двигателя данного типа $n_1 = 1,32 \dots 1,38$

1.2 Параметры процессов выпуска, впуска и сжатия.

1.2.1 Параметры продуктов сгорания в цилиндре двигателя в конце выпуска.

Давление в конце выпуска $p_r = (1,05-1,25) \cdot p_0 = 1,1 \cdot 0,1 = 0.11 \text{ МПа}$.

(1.1)

где $p_0 = 0,1$ МПа – давление окружающей среды

Температура газов в конце выпуска $T_r = 750$ К.

1.2.2 Давление в конце впуска, МПа:

$$p_a = p_k - \Delta p_a \text{ или } p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (1.2)$$

«Потери давления Δp_a находим из уравнения Бернулли» [2, с.13].

$$A_n = \frac{\omega_n}{n_N} = \frac{95}{4000} = 0,02375 \quad (1.3)$$

$$\Delta p_a = \beta^2 + \zeta_{вп} \cdot A_n^2 \cdot \frac{n^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \quad (1.4)$$

где $\beta^2 + \zeta_{вп}$ – суммарный коэффициент, учитывающий гашения скорости (β^2) и сопротивление впускной системы, отнесенный к площади проходного сечения клапана ($\zeta_{вп}$). Для данного двигателя $(\beta^2 + \zeta_{вп}) = 3,0$.

Таблица 1 – результаты расчетов Δp_a .

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$\Delta p_a, \text{МПа}$	0,000348	0,005583	0,01003	0,017102

При $n = 800 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 800^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,0003739 \text{ МПа};$$

При $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 3200^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,005983 \text{ МПа};$$

При $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 4000^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,009348 \text{ МПа};$$

При $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$

$$\Delta p_a = 3,0 \cdot 0,0181^2 \cdot 5600^2 \cdot 1,189 \cdot \frac{10^{-6}}{2} = 0,018323 \text{ МПа};$$

Давление в конце впуска, МПа:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (1.5)$$

Таблица 2 – результаты расчетов p_a .

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$p_a, \text{МПа}$	0,099626	0,094017	0,090652	0,081677

1.2.3 Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (1.6)$$

Таблица 3 – результаты расчетов γ .

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
γ_r	0,0391	0,033	0,0329	0,0324

1.2.4 Температура в конце впуска, К:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r}{1 + \gamma} = \frac{293 + 25 + 0.028 \cdot 750}{1 + 0.028} = 329 \text{ К} \quad (1.7)$$

Таблица 4 – результаты расчетов T_a .

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
$T_a, \text{К}$	338	331	329	327

1.2.5 Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a (1 + \gamma)} \quad (1.8)$$

Таблица 5 – результаты расчетов η_v .

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
η_v	0,7124	0,7911	0,8021	0,9085

1.2.6 Параметры рабочего тела в конце процесса сжатия:

Давление, МПа:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (1.9)$$

Температура, К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (1.10)$$

Таблица 6 – результаты расчетов.

$n, \text{мин}^{-1}$	800	3200	4000	5600
k_1	1,373	1,375	1,376	1,376
$T_a, \text{К}$	338	331	329	327
n_1	1,32	1,34	1,35	1,36
$p_c, \text{МПа}$	6,822	6,478	6,202	5,582
$T_c, \text{К}$	1012	991	985	979

1.3 Определение параметров процессов сгорания и расширения

1.3.1 Физические параметры топлива, определенного в задании. На автомобиле используется дизельное топливо, для него характерны следующие показатели:

Таблица 7 - Массовые доли элементарного состава топлива, кг/кг.

Углерод	Водород	Кислород
0.87	0.126	0.04

Молярная масса, $\mu_{\text{пал}}=190$ кг/кмоль

Низшая теплота сгорания, $h_H=42.5$ МДж/кг

$$gC + gH_2 + gO_2 = 1 \quad (1.11)$$

$$0.87 + 0.126 + 0.004 = 1$$

1.3.2 Количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 кг топлива:

а) кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{gC}{12} + \frac{gH_2}{4} - \frac{gO_2}{32} \right) = 0.496 \text{ кмоль/кг} \quad (1.12)$$

б) кг/кг:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} gC + 8 gH_2 - gO_2 \right) = 14.487 \text{ кг/кг} \quad (1.13)$$

Проверка:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{\text{пов}}} = \frac{14.487}{28.97} = 0.496 \text{ кмоль/кг} \quad (1.14)$$

где $\mu_{\text{воз}}$ – молярная масса воздуха, $\mu_{\text{воз}} = 28.97$ кг/кмоль.

1.3.3 Количество свежего заряда (воздуха и топлива), кмоль/кг:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.35 \cdot 0.496 = 0.669 \text{ кмоль/кг.} \quad (1.15)$$

1.3.4 Поскольку α больше 1, то - количество продуктов сгорания топлива при сгорании, кмоль/кг:

$$M_2 = \frac{gH_2}{4} + \frac{gO_2}{32} + \alpha \cdot L_0 = \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} + 1,35 \cdot 0,496 = 0,701 \text{ кмоль/кг} \quad (1.16)$$

1.3.5 Коэффициент молекулярной изменения, характеризующий относительное изменение объема рабочего тела в результате сгорания - химический:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.701}{0.669} = 1.047 \quad (1.17)$$

и с учетом наличия в заряде остаточных газов - настоящий:

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_1} = \frac{0.701 + 0.028 \cdot 0.669}{0.669 + 0.028 \cdot 0.669} = 1.046 \quad (1.18)$$

1.3.6 Температура рабочего тела в конце процесса сгорания T_z определяется как функция внутренней энергии или энтальпии, значения которых находим по уравнению сгорания, МДж/кмоль:

$$I_z = \frac{\xi \cdot h_a}{\mu \cdot 1 + \gamma \cdot M_1} + \frac{U_c}{\mu} = \frac{0,77 \cdot 64,832}{1,046 \cdot 1 + 0,028 \cdot 0,669} + \frac{14,5}{1,046} = 83,257 \quad (1.19)$$

Где ξ - коэффициент использования теплоты на участке сгорания; h_a - активная теплота сгорания топлива, в которой учитываются потери в результате неполного сгорания из-за недостатка кислорода, МДж/кг:

$$h_a = h_H - 120 \cdot 1 - \alpha \cdot L_0 = 44 - 120 \cdot 1 - 1,35 \cdot 0,496 = 64,832 \text{ МДж/кг} \quad (1.20)$$

$U_c = 14,5$ МДж/кмоль – внутренняя энергия рабочей смеси в конце сжатия.

Коэффициент использования теплоты ξ в период сгорания зависит от типа двигателя. Для данного дизельного двигателя $\xi = 0,77$.

$$T_z = 2000 \quad (1.21)$$

1.3.7 Давление в конце процесса сгорания, МПа:

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 5,11 \cdot 1,5 = 7,665 \text{ МПа} \quad (1.22)$$

Где $\lambda = 1,5$

1.3.8 Показатели, характеризующие процесс сгорания:

Степень предварительного расширения:

$$\rho = (\mu / \lambda) \cdot (T_z / T_c) = \frac{1,046}{1,5} \cdot \frac{2000}{938,763} = 1,485 \quad (1.23)$$

Степень дальнейшего расширения:

$$\delta = \varepsilon / \rho = \frac{20}{1,485} = 13,462 \quad (1.24)$$

1.3.9 Параметры конца расширения:

а) Давление, МПа:

$$p_b = P_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2}} = 7,665 \cdot \frac{1}{20^{1,2}} = 0,210 \text{ МПа} \quad (1.25)$$

б) Температура, К:

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 2400 \cdot \frac{1}{20^{1,2-1}} = 1318,272 \text{ К} \quad (1.26)$$

Где n_2 - показатель политропы расширения.

Показатель политропы расширения n_2 выбираем, исходя из экспериментальных данных современных двигателей. Для данного двигателя $n_2 = 1,2 \dots 1,27$.

1.4 Определение индикаторных показателей:

1.4.1 Средний индикаторный давление цикла, МПа:

Расчетный:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{\rho}{\varepsilon} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right] \right\} \quad (1.27)$$

$$p'_i = \frac{5,11}{23 - 1} \cdot \left(1,5 \cdot (1,485 - 1) + \frac{1,5 \cdot 1,485}{1,2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1,485}{23} \right] - \frac{1}{1,38 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{20^{1,38 - 1}} \right] \right) = 0,844 \text{ МПа} \quad (1.28)$$

Действительный:

$$p_i = \varphi \cdot p'_i = 0,92 \cdot 0,844 = 0,776 \text{ МПа} \quad (1.29)$$

где φ – коэффициент полноты индикаторной диаграммы, для данного двигателя $\varphi = 0,92$.

1.4.2 Индикаторный коэффициент полезного действия:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{\eta_v \cdot \rho_0 \cdot h_H} = \frac{1,104 \cdot 1,2 \cdot 14,48}{0,80 \cdot 1,22 \cdot 32,5} = 0,40 \quad (1.30)$$

1.4.3 Удельный индикаторная расход топлива, кг/(кВт · год):

$$g_i = \frac{3,6}{h_H \cdot \eta_i} = \frac{3,6}{32,5 \cdot 0,40} = 0,276 \text{ кг/(кВт · год)} \quad (1.31)$$

1.5 Определение эффективных показателей, характеризующих рабочий цикл.

1.5.1 Среднее эффективное давление цикла, МПа:

$$p_e = p_i - p_m = 0,776 - 0,2706 = 0,505 \text{ МПа} \quad (1.32)$$

Где p_m – среднее давление механических потерь, который приближенно определяется по формуле:

$$p_m = a + b \cdot C_{II} = 0,105 + 0,0138 \cdot 12 = 0,2706 \text{ МПа} \quad (1.33)$$

1.5.2 Коэффициент полезного действия:

- механический:

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,833}{0,776} = 1,073 \quad (1.34)$$

- эффективный:

$$\eta_e = \eta_M \cdot \eta_i = 1,073 \cdot 0,40 = 0.429 \quad (1.35)$$

1.5.3 Удельный расход топлива на единицу эффективной мощности в единицу времени, кг/(кВт · год):

$$g_e = \frac{3.6}{h_H \cdot \eta_e} = \frac{3.6}{32.5 \cdot 0.429} = 0.258 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)} \quad (1.36)$$

Проверка правильности расчетов подтверждается.

1.5.4 Мощность двигателя, отнесенная к 1 л рабочего объема, кВт/л:

$$N_L = \frac{p_e \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0.833 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 27,8 \text{ кВт/л} \quad (1.37)$$

Где n - частота вращения коленчатого вала двигателя, хв^{-1} ;

τ - тактность двигателя, для данного двигателя $\tau = 4$.

1.6 Определение основных размеров двигателя.

1.6.1 Рабочий объем:

- двигателя, л:

$$V_L = \frac{N_e}{N_L} = \frac{42}{27,8} = 1.51 \text{ л} \quad (1.38)$$

- одного цилиндра, см^3 :

$$V_h = \frac{V_L}{i} \cdot 10^3 = \frac{1.51}{4} \cdot 10^3 = 378 \text{ см}^3 \quad (1.39)$$

Где i - число цилиндров.

1.6.2 Диаметр цилиндра, мм:

$$D = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S \cdot D}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 378}{3,14 \cdot 1,1}} = 76 \text{ мм} \quad (1.40)$$

Где V_h - рабочий объем одного цилиндра двигателя, см^3 .

1.6.3 Ход поршня, мм:

$$S = D \cdot (S/D) = 76 \cdot 1.1 = 84 \text{ мм} \quad (1.41)$$

Выбираем отношение радиуса кривошипа к длине шатуна:

$$\lambda_{ш} = 0.25 \quad (1.42)$$

Выбираем радиус кривошипа:

$$R = S/2 = 82/2 = 41 \text{ мм} \quad (1.43)$$

Выбираем длину шатуна:

$$l_{ш} = R/\lambda_{ш} = 41/0.25 = 167 \quad (1.44)$$

1.7 Построение индикаторной диаграммы.

«Строим индикаторную диаграмму для номинального режима работы двигателя»[1], т.е. при $N_e = 42$ и $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$

«Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня $M_s = 1$ мм масштаб давлений $M_p = 0,05$ МПа в мм»[1].

«Приведенные величины, соответствующие рабочему объему цилиндра и объема камеры сгорания»[1].

$$AB = S/M_s = 75,6/1,0 = 75,6 \text{ мм}; \quad (1.45)$$

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) = 75,6/(10,8-1) = 7,7 \text{ мм}. \quad (1.46)$$

Максимальная высота диаграммы:

$$P_z/M_p = 10,0415/0,05 = 200,83 \text{ мм}. \quad (1.47)$$

Ординаты характерных точек:

$$P_a/M_p = 0,0983/0,05 = 1,92 \text{ мм}; \quad (1.48)$$

$$P_c/M_p = 2,5718/0,05 = 51,436 \text{ мм}; \quad (1.49)$$

$$P_b/M_p = 0,5115/0,05 = 10,23 \text{ мм}; \quad (1.50)$$

$$P_r/M_p = 0,1180/0,05 = 2,36 \text{ мм}; \quad (1.51)$$

$$P_o/M_p = 0,1/0,05 = 2 \text{ мм}. \quad (1.52)$$

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом.

а) Политропа сжатия:

$$p_x = p_a (V_a/V_x)^{n_1}, \quad (1.53)$$

$$\text{где } OB = OA + AB = 75,6 + 7,7 = 83,3 \text{ мм}; \quad (1.54)$$

б) Политропа расширения:

$$p_x = p_b (V_b/V_x)^{n_1}, \quad (1.55)$$

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек r' , a' , a'' , c' , f и b' по формуле для перемещения поршня [1]:

$$AX = \frac{AB}{2} \cdot (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \quad (1.56)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Таблица 8 - Результаты расчета точек политроп.

№ точек	OX, мм	OB/OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,371}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,245}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	p_x , МПа
1	83,3	1,000171	1,000235	1,970263	0,098513	1,000214	10,21000	0,510609
2	75	1,110857	1,155041	2,2752	0,11376	1,139842	11,63778	0,581889
3	65	1,281758	1,405407	2,768371	0,138419	1,36213	13,90735	0,695367
4	55	1,514805	1,767133	3,480898	0,174045	1,677043	17,12261	0,85613
5	45	1,851429	2,326762	4,583257	0,229163	2,153011	21,98224	1,099112
6	35	2,380408	3,283894	6,468614	0,323431	2,943954	30,05777	1,502889
7	30	2,777143	4,056703	7,990893	0,399545	3,566808	36,41711	1,820856
8	25	3,332571	5,208716	10,26013	0,513006	4,475695	45,69684	2,284842
9	20	4,165714	7,072847	13,93209	0,696605	5,908992	60,33081	3,01654
10	15	5,554286	10,49265	20,66843	1,033421	8,453998	86,31532	4,315766
11	10	8,331429	18,2939	36,03533	1,801767	14,00541	142,9952	7,14976
12	7,7	10,82004	26,17747	51,56437	2,578219	19,39165	200,8000	10,0419

$$p_i = 1,4332 \text{ МПа}$$

1.8 Тепловой баланс.

«Количество теплоты, введенной в двигатель с топливом и теплота эквивалентная эффективной работе за 1 с.»[4]:

$$Q_o = H_M \cdot G_t / 3,6 \quad (1.57)$$

$$\frac{43930G_t}{3,6} = 12200G_t \quad (1.58)$$

«Теплота, равнозначная эффективной работе за 1 с.»[4]:

$$Q_B = 1000N_B \quad (1.59)$$

«Теплота, отдаваемая охлаждающей среде»[4]:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot H_m - \Delta H_m / (\alpha \cdot H_m) \quad (1.60)$$

«Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания топлива»[4]:

Таблица 9 – составляющие теплового баланса.

«Составляющие теплового баланса»[4]	Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин ⁻¹							
	800		3200		4000		5600	
	кДж/с	q, %	кДж/с	q, %	кДж/с	q, %	кДж/с	q, %
«Теплота, равноценная эффективной работе»[4]	12,22	31,61	49,70	37,56	71,11	31,51	75,83	30,18
«Теплота, отдаваемая охлаждающей среде»[4]	8,82	25,53	37,80	28,91	52,65	23,55	54,38	22,49
«Теплота, ушедшая с отработавшими газами»[4]	7,76	20,22	35,68	27,33	62,37	29,22	74,85	29,37
«Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания топлива» [4]	7,48	19,25	83,66	5,64	12,88	5,31	13,92	5,61
«Неучтенные потери теплоты» [4]	2,52	4,52	34,49	2,62	24,55	10,72	29,38	10,92
«Общее количество теплоты, внедренной в двигатель с топливом» [4]	36,49	100	133,69	100	224,56	100	256,99	100

$$Q_{в.с.} = \Delta H_M \cdot G_t / 3,6 \quad (1.61)$$

«Неучтенные потери теплоты»[4]:

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_c + Q_B + Q_r + Q_{н.с.}) \quad (1.62)$$

Результаты расчетов теплоты показаны в таблице 9.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2.1 «Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма»[1]:

- «масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава $m_{\text{п}} = 100 \text{ кг/м}^2$)»[1].

$$m_{\text{пг}} = m_{\text{п}} \cdot F_n = 100 \cdot 0,005282 = 0,5282 \text{ кг} \quad (2.1)$$

- «масса шатуна (для стального кованого шатуна $m_{\text{ш}} = 150 \text{ кг/м}^2$)»[1].

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} \cdot F_n = 150 \cdot 0,005282 = 0,7923 \text{ кг} \quad (2.2)$$

- «масса неуравновешенных частей одного коленчатого вала без противовесов»[1].

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}} \cdot F_n = 140 \cdot 0,005282 = 0,7394 \text{ кг} \quad (2.3)$$

- «масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца»[1].

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,792 \text{ кг} = 0,2178 \text{ кг} \quad (2.4)$$

- «масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа»[1].

$$m_{\text{ш.к}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,792 \text{ кг} = 0,5742 \text{ кг} \quad (2.5)$$

- «массы, совершающие возвратно-поступательное движение»[1].

$$m_j = m_n + m_{\text{ш.п}} = 0,528 + 0,218 \text{ кг} = 0,746 \text{ кг} \quad (2.6)$$

- «массы, совершающие вращательное движение»[1].

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}} = 0,739 + 0,574 = 1,313 \text{ кг} \quad (2.7)$$

2.2 Силы инерции:

«Значения силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс»[1]:

$$P_j = -m_j j = 0,746 \cdot j \quad (2.8)$$

«Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра»[1]:

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{ш.к}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -0,574 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} =$$

$$-6,9974 \text{ кН} \quad (2.9)$$

«Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма»[1]:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -0,739 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -9,0088 \text{ кН} \quad (2.10)$$

«Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма»[1]:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -1,0313 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -16,0062 \text{ кН} \quad (2.11)$$

2.3 «Суммарные силы»[1]:

«Сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца»[1]:

$$P = \Delta P_r + P_j \quad (2.12)$$

«Нормальная сила»[1]:

$$N = P \operatorname{tg} \beta \quad (2.13)$$

«Сила (кН), действующая по радиусу кривошипно-шатунного механизма»[1]:

$$K = P \cdot \cos \varphi + N / \cos \beta \quad (2.14)$$

«Полная тангенциальная сила (кН)»[1]:

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (2.15)$$

Результаты динамического расчета графически представлены на плакате.

2.4 «Крутящие моменты»[1]:

«Крутящий момент одного цилиндра»[1]:

$$M_{\text{кр.ц.}} = T \cdot R \quad (2.16)$$

«Средний крутящий момент двигателя»[1]:

- по данным теплового расчета

$$M_{\text{кр.ц.}} = M_i = \frac{M_B}{\eta_m} = H \cdot m \quad (2.17)$$

- по площади, заключенной под кривой $M_{кр.ср}$

$$M_{кр.ср} = \frac{\sum_{i=1}^n (M_{кр.i} + M_{кр.i+1}/2) \cdot 10^\circ}{360^\circ} = 155 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.18)$$

Ошибка:

$$\Delta = (168 - 161) \cdot 100 / 168 = 4,2\% \quad (2.19)$$

Максимальный и минимальный крутящие моменты:

$$M_{кр.max} = 409,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кр.min} = 157,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.5 «Силы, действующие на коленчатый вал»[1]:

«Суммарная сила, действующая на коленчатый вал по радиусу кривошипа»[1]:

$$K_{Pk} = P_k + K_{Rk} = P_k - 15324 \text{ , Н} \quad (2.20)$$

«Результирующая сила, действующая на колено вала»[1]:

$$R_k = \sqrt{R_{ш.ш}^2 + K_{Rk}^2} \quad (2.21)$$

2.6 «Силы, действующие на коренные шейки»[1]:

«Сила, действующая на первую коренную шейку»[1]:

$$R_{к.ш.1} = -0,5 \cdot R_{k1} \quad (2.22)$$

«Сила, действующая на вторую коренную шейку»[1]:

$$R_{к.ш.2} = \sqrt{T_{k2}^2 + K_{k2}^2} \quad (2.23)$$

где:

$$T_{k2} = -0,5 \cdot T_1 + T_2 \cdot \cos y_{k \ 1-2} - K_{pk2} \cdot \sin y_{k \ 1-2} = -0,5 \cdot T_1 + T_2 \cdot \cos 180^\circ - K_{pk2} \cdot \sin 180^\circ = -0,5 \cdot (T_1 - T_2) \quad (2.24)$$

$$K_{k2} = -0,5 \cdot K_{pk1} + T_2 \cdot \sin y_{k \ 1-2} - K_{pk2} \cdot \cos y_{k \ 1-2} = -0,5 \cdot K_{pk1} + T_2 \cdot \sin 180^\circ - K_{pk2} \cdot \cos 180^\circ = -0,5 \cdot K_{pk1} - K_{pk2} \quad (2.25)$$

«Сила, действующая на третью коренную шейку»[1]:

$$R_{к.ш.3} = \sqrt{T_{k3}^2 + K_{k3}^2} \quad (2.26)$$

где:

$$T_{k3} = -0,5 \cdot T_2 + T_3 \cdot \cos y_{k\ 2-3} - K_{pk3} \cdot \sin y_{k\ 2-3} \cdot \cos y_{k\ 1-2} = -0,5 \cdot T_2 + T_3 \cdot \cos 0^\circ - K_{pk3} \cdot \sin 0^\circ \cdot \cos 180^\circ = -0,5 \cdot (T_2 - T_3) \quad (2.27)$$

Диаграммы $R_{к.ш.1}$, $R_{к.ш.2}$, $R_{к.ш.3}$, перестроены в прямоугольные координаты.

По этим диаграммам определяем:

- для 1 (5)-й коренной шейки:

$$R_{ш.ш1.ср} = \sum_{i=1}^n \frac{R_{ш.ш.1i} + R_{ш.ш.1i+1}}{2} \cdot \frac{10^\circ}{720^\circ} = 9325\text{Н} \quad (2.28)$$

- для 2 (4)-й коренной шейки:

$$R_{ш.ш2.ср} = \sum_{i=1}^n \frac{R_{ш.ш.2i} + R_{ш.ш.2i+1}}{2} \cdot \frac{10^\circ}{720^\circ} = 3350\text{Н} \quad (2.29)$$

- для 3-й коренной шейки:

$$R_{ш.ш3.ср} = \sum_{i=1}^n \frac{R_{ш.ш.3i} + R_{ш.ш.3i+1}}{2} \cdot \frac{10^\circ}{720^\circ} = 18058\text{Н} \quad (2.30)$$

2.7 Размеренность крутящего момента:

«Размеренность крутящего момента»[1]:

$$\eta = \frac{M_{кр.max} - M_{кр.min}}{M_{кр.ср}} = \frac{409,5 - 157,0}{147,93} = 2,01 \quad (2.31)$$

«Избыточная работа крутящего момента»[1]:

$$L_{изб} = A \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{4 \cdot 90} = 16961 \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{360} = 592,05 \text{ Дж} \quad (2.32)$$

где $L_{изб}$ - площадь над прямой среднего крутящего момента.

«Размеренность хода двигателя принимаем $\delta = 0,015$ »[1].

«Момент инерции движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала»[1]:

$$I_0 = \frac{L_{изб}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{592,05}{0,015 \cdot 586^2} = 0,115 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.33)$$

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

3.1 Расчет цилиндра.

Ориентировочные размеры основных деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндра-поршневой группы приведены в таблице 10.

Таблица 10 - Ориентировочные размеры основных деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндра-поршневой группы.

Наименование параметра	Двигатель
Толщина стенки цилиндра, $\delta_{ц}$, мм	6
Высота поршня, H , мм	$1 * D = 76$
Высота жарового пояса, l , мм	$0.12 * D = 9,12$
Толщина днища поршня, δ	$0.15 * D = 11.4$
Толщина стенки головки поршня, $S_{п}$, мм	$0,05 * D = 3,8$
Внутренний диаметр днища поршня, D_1	$D - 2 * (S_{п} + t) + \Delta t =$ 61,62
Радиальная толщина кольца, t :	
компрессионного	$0.04 * D = 3,04$
маслосъемного	$0.038 * D = 2.888$
Разница между зазорами кольца в свободном и рабочем состоянии, S_0	$3.2 * t = 9.728$
Радиальный зазор кольца в канавке поршня Δt , мм:	
компрессионного	0.70
маслосъемного	0.90
Число отверстий в поршне для отвода масла	8
Диаметр отверстия для отвода масла, d_m , мм	1.12
Высота юбки поршня, $h_{ю}$, мм	$0.6 * D = 45,6$

Высота первой перемычки, $h_{\text{п}}$, мм	$0.047 * D = 3,572$
Расстояние от верхней кромки поршня до оси пальца, h_1 , мм	$0.55 * H = 38.5$
Толщина стенки юбки поршня, $\delta_{\text{ю}}$, мм	2
Внешний диаметр поршневого пальца, $d_{\text{п}}$	$0.3 * D = 22,8$
Внутренний диаметр пальца, $d_{\text{в}}$	$0.5 * d_{\text{п}} = 11,4$
Длина пальца, $l_{\text{п}}$	$0.8 * D = 60,8$
Расстояние между торцами бобышек, B	$0.35 * D = 26,6$
Длина верхней головки шатуна, $l_{\text{ш}}$, мм	$0.33 * D = 25,08$
Внешний диаметр верхней головки шатуна, $d_{\text{г.з}}$, мм	$1.5 * d_{\text{п}} = 34,2$
Внутренний диаметр верхней головки шатуна, $d_{\text{г.в}}$, мм	$0.65 * d_{\text{п}} = 14,82$
Размеры сечения шатуна, мм: минимальная высота $h_{\text{ш min}}$ высота сечения расположенного в центре масс шатуна $h_{\text{ш}}$ максимальная ширина двутаврового сечения $b_{\text{ш}}$ минимальная ширина двутаврового сечения $a_{\text{ш}}$ толщина ребра двутавра $t_{\text{ш}}$, мм	$0.6 * d_{\text{г.з}} = 20,52$ $1.4 * h_{\text{ш min}} = 28,728$ $0,55 * l_{\text{ш}} = 13.794$ 5 5
Диаметр шатунной шейки, $d_{\text{ш.ш}}$	$0.64 * D = 48,64$
Ширина крышки, $l_{\text{к}}$	$0.65 * d_{\text{ш.ш}} = 31,61$
Толщина крышки, $h_{\text{к}}$	$0.5 * l_{\text{к}} = 15.80$
Ширина шатунной шейки, $l_{\text{ш.ш}}$	$0,45 * D = 34,2$
Толщина вкладыша, $h_{\text{в}}$	$0.053 * d_{\text{ш.ш}} = 2$
Ширина вкладыша, $l_{\text{в}}$	$l_{\text{к}} - 3.5 = 22$
Расстояние между шатунными болтами, $l_{\text{б}}$	$1.85 * d_{\text{ш.ш}} = 62$
Диаметр коренной шейки: внешний $d_{\text{к.ш}}$ внутренний $d_{\text{вн.к.ш}}$	$0.7 * D = 53.2$ $0.25 * d_{\text{к.ш}} = 13.12$

3.2 Расчет шпилек

Рассчитываем напряжения и растяжения в стенке гильзы в опасном сечении шпильки крепления головки блока. Напряжение в стенке гильзы находим с учетом особенностей ее конструкции.

$$\sigma_p = \frac{p_{zmax} \cdot D}{2\delta_{ц}} = \frac{7,25 \cdot 0,076}{2 \cdot 10} = 25,2 \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где p_{zmax} – максимальное расчетное давление газов в цилиндре,

D – диаметр цилиндра = 0.076 м;

Площадь поршня:

$$F_{п} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,076^2}{4} = 0,004 \text{ м}^2 \quad (3.2)$$

Шпильки крепления головки блока рассчитываем на разрыв в опасном сечении под действием силы, возникающей во время затяжки гаек.

Сила поперечного затягивание шпилек, МН:

$$P_3 = 1,3 \cdot p_{zmax} \cdot F_{г} = 1,3 \cdot 7,25 \cdot 0,005 = 0,047 \text{ МН} \quad (3.3)$$

где p_{zmax} - максимальное давление при сгорании, МПа;

$F_{г}$ - площадь, ограниченная концом прокладки вокруг камеры сгорания:

Для данного двигателя:

$$F_{г} = 1,2 \cdot F_{п} = 1,2 \cdot 0,004 = 0,005 \text{ м}^2 \quad (3.4)$$

Суммарная расчетная сила, действующая на шпильки, МН:

$$P_p = P_3 + p_{zmax} \cdot F_{г} = 0,043 + 7,25 \cdot 0,005 = 0,079 \text{ МН} \quad (3.5)$$

Суммарная сила, которая приходится на одну шпильку, МН:

$$P'_p = \frac{P_p}{z} = \frac{0,076}{4} = 0,019 \text{ МН} \quad (3.6)$$

где z – Суммарная сила, которая приходится на одну шпильку $z = 4$.

Растягивающие напряжения в шпильке, МПа:

$$\sigma_p = \frac{P'_p}{F_0} = \frac{0,019}{7,854 \cdot 10^{-5}} = 241,802 \text{ Мпа} \quad (3.7)$$

где F_0 - площадь минимального сечения по внутреннему диаметру резьбы:

$$F_0 = 7,854 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \quad (3.8)$$

3.3 Расчет поршня.

Для расчета поршня берем максимальное значение давления газов p_{zmax} в цилиндре двигателя и боковой силы N_{max} .

а) Напряжение изгиба в днище поршня, МПа:

$$\sigma_z = p_{zmax} \left(\frac{r_1}{\delta} \right)^2 = 7,25 * \left(\frac{23,62}{11,4} \right)^2 = 31,23 \text{ МПа} \quad (3.9)$$

где $r_1 = D/2 - (s+t+\Delta t) = 76/2 - (3,8+3,04+0,70) = 23.62$ мм – внутренний радиус днища поршня.

б) Напряжение сжатия в кольцевом сечении $x - x$, ослабленном отверстиями для отвода масла, МПа:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{zmax}}{f_{x-x}} = \frac{0,028}{7,87 * 10^{-4}} = 32,79 \text{ МПа} \quad (3.10)$$

где $P_{zmax} = p_{zmax} \cdot F_{\Pi} = 7,25 \cdot 0,004 = 0,028$ МН – максимальная сила давления газов на днище поршня.

f_{x-x} – площадь расчетного сечения канавки для масла съёмочного кольца с учетом отверстий для отвода масла: $f_{x-x} = 7,87 * 10^{-4} \text{ м}^2$.

в) Максимальное давление на поверхность трения юбки, МПа:

$$q = \frac{N_{max}}{h_{ю} \cdot D} \cdot F_{\Pi} = \frac{0,4082}{0,045 \cdot 0,076} \cdot 0,004 = 0,477 \text{ МПа} \quad (3.11)$$

3.4 Расчет поршневого пальца.

а) Давление на втулку верхней головки шатуна, МПа:

$$q_1 = \frac{P_{max}}{d_{\Pi} \cdot l_{ш}} = \frac{0,024}{22,8 \cdot 25,08 * 10^{-6}} = 41,970 \text{ МПа} \quad (3.11)$$

где $P_{max} = (p_{zmax} - k * p_{jmax}) \cdot F_{\Pi} = (7,25 - 0,7 * 1,75) \cdot 0,004 = 0,024$

$k = 0,7$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца и верхней головки шатуна;

б) Давление на бобышки поршня, МПа:

$$q_2 = \frac{P_{max}}{d_{\Pi} \cdot (l_{\Pi} - B)} = \frac{0,024}{0,0228 \cdot 0,0668 - 0,0266} = 26,184 \text{ МПа} \quad (3.12)$$

в) Напряжение изгиба в пальце, МПа:

$$\sigma_3 = \frac{P_{max} (l_{\Pi} + 2B - 1,5l_{ш})}{1,2 \cdot 1 - \alpha^4 \cdot d_{\Pi}^3} = \frac{0,024 \cdot (0,0668 + 2 \cdot 0,0266 - 1,5 \cdot 0,02508)}{1,2 \cdot 1 - 0,5^4 \cdot 0,0228^3} =$$

$$148,277 \text{ МПа} \quad (3.13)$$

где $\alpha = \frac{d_B}{d_{\Pi}} = \frac{11,4}{22,8} = 0,5$ – отношение внутреннего диаметра пальца к

внешнему.

г) Касательные напряжения в пальце от среза, МПа:

$$\tau = \frac{0,85P_{max}(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)d_{\Pi}^2} = \frac{0,85 \cdot 0,024(1 + 0,5 + 0,5^2)}{(1 - 0,5^4) \cdot 0,0228^2} = 73,253 \text{ МПа} \quad (3.14)$$

д) Максимальная овализация пальца, мм:

$$\Delta d_{\Pi max} = \frac{1,35P_{max}}{E \cdot l_{\Pi}} \cdot \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha}^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \cdot 10^3 = \frac{1,35 \cdot 0,024}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,0668} \cdot$$

$$\frac{1 + 0,5}{1 - 0,5}^3 \cdot [0,1 - (0,5 - 0,4)^3] \cdot 10^3 = 0,006 \text{ мм} \quad (3.15)$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала пальца.

3.5 Расчет компрессионного кольца.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра, МПа:

$$p_c = 0,152E \frac{S_0 t}{(D - t)^3 (D + t)} = 0,152 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \frac{9,728}{(76 - 3,04)^3 \cdot (76 + 3,04)} =$$

$$0,281 \text{ МПа} \quad (3.16)$$

где E - модуль упругости материала кольца:

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

S_0 - разница между зазорами замка кольца в свободном и рабочем состоянии;

t - радиальная толщина кольца:

D - диаметр цилиндра:

Напряжение изгиба в кольце в рабочем состоянии, МПа:

$$\sigma_{3.1} = 2,61 p_c \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2,61 \cdot 0,281 \cdot \frac{76}{3,04} - 1^2 = 422.444 \text{ МПа} \quad (3.17)$$

Напряжение изгиба в кольце во время надевания его на поршень, МПа:

$$\sigma_{3.2} = \frac{4E \left(1 - 0,114 \frac{S_0}{t}\right)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \left(\frac{D}{t}\right)} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5 \left(1 - 0,114 \cdot \frac{9,728}{3,04}\right)}{1,57 \cdot \frac{76}{3,04} - 1,4 \cdot \frac{76}{3,04}} = 548.591 \text{ МПа} \quad (3.18)$$

где $m = 1,57$ – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца.

3.6 Расчет шатуна.

Напряжение на разрыв в сечении $I - I$ верхней головки шатуна, МПа:

$$\sigma_{\text{роз}} = \frac{P_{\text{п max}}}{(d_{\text{Г.З}} \cdot d_{\text{Г.В}}) \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{0,00298}{0,0287 \cdot 0,0215 \cdot 0,0344} = 12,5 \text{ МПа} \quad (3.19)$$

где $P_{\text{п max}}$ – сила инерции поршневого комплекта, действует на верхнюю головку шатуна:

$$P_{\text{п max}} = - m_{\text{п}} R \omega^2 (1 + \lambda_{\text{ш}}) F_{\text{п}} \cdot 10^{-6} = - 180 \cdot 35 \cdot 476,2^2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 0,004 \cdot 10^{-6} = -0,00158 \text{ МН}$$

$m_{\text{п}} = 180 \text{ кг/м}^2$ – масса поршневого комплекта, приведенная к единице площади поршня;

R – радиус кривошипа, м;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 476,2 \text{ рад/с}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м^2 ;

$d_{\text{Г.З}}$ – внешний диаметр верхней головки шатуна;

$d_{\text{Г.В}}$ – внутренний диаметр верхней головки шатуна;

$\lambda_{\text{ш}}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$l_{\text{ш}}$ – длина верхней головки шатуна.

Расчет стержня шатуна. Запас прочности стержня шатуна определяют в сечении $B - B$ в середине шатуна на растяжение от силы инерции:

$$P_{\text{р}} = - p_{\text{j max}} F_{\text{п}} = 1,7504 \cdot 0,004 = -6,066 \cdot 10^{-4}$$

и на сжатие от силы:

$$P_{\text{ст}} = p_{\text{z max}} F_{\text{п}} = 7,25 \cdot 0,004 = 0,0028$$

Напряжения сжатия с учетом продольного изгиба для стержней шатуна, которые сужаются, МПа:

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{ст}}{f} = \frac{0.0028}{0.0002} = 138.544 \text{ МПа} \quad (3.20)$$

где $f = 0.0002 \text{ м}^2$ - площадь поперечного сечения стержня шатуна.

Напряжение растяжения, МПа;

$$\sigma_p = \frac{P_p}{f} = \frac{-6.066 \cdot 10^{-4}}{2.039 \cdot 10^{-4}} = -33,21 \text{ МПа} \quad (3.21)$$

Среднее напряжение за цикл, МПа:

$$\sigma_{сер} = \frac{\sigma_{ст} + \sigma_p}{2} = \frac{0.0028 - 33,21}{2} = 52.435 \text{ МПа} \quad (3.22)$$

Амплитуда цикла, МПа:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{ст} - \sigma_p}{2} = \frac{0.0028 + 33,21}{2} = 86.109 \text{ МПа} \quad (3.33)$$

Запас прочности стержня шатуна:

$$n_{с.ш} = \frac{\sigma_{-1z}}{\frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \cdot \sigma_{сер}} = \frac{260}{\frac{86.109}{0,85} + 0,2 \cdot 52.435} = 2.326 \text{ МПа} \quad (3.34)$$

где $\sigma_{-1z} = 260 \text{ МПа}$ – предел усталости материала с симметричным циклом на растяжение;

$\varepsilon = 0,85$ – коэффициент, учитывающий влияние чистоты обработки;

$\alpha = 0,2$ – коэффициент, который зависит от характеристики материала.

Напряжение сгиба в крышке нижней головки шатуна определяют в ее среднем сечении (II – II) от действия сил инерции масс деталей, которые осуществляют поступательное и вращательное движение и находятся выше плоскости разъема крышки.

Расчетная сила, МН:

$$P_{jmax} = -R \cdot \omega^2 \left[(1 + \lambda_{ш}) \cdot (m_{п} + 0,275m_{ш}) + (0,725m_{ш} - m_{кр}) \right] \cdot F_{п} \cdot 10^{-6} = -35 \cdot 476.233^2 \left[(1 + 0.25) \cdot (180 + 0,275 \cdot 280) + (0,725 \cdot 280 - 65) \right] \cdot$$

$$0,004 \cdot 10^{-6} = - 0.013 \text{ МН} \quad (3.35)$$

где $m_{п} = 180$; $m_{ш} = 250$; $m_{кр} = 65$ - приведены массы поршневого комплекта, шатуна, крышки нижней головки шатуна, кг/м²;

R – радиус кривошипа, м;

$\lambda_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

Запас прочности шатунных болтов. Сила, которая растягивает шатунные болты, МН:

$$P_{б} = P_{п.з} + \frac{\alpha \cdot P_{jmax}}{i_{б}} = 0,27 + \frac{0,2 \cdot 0,13}{2} = 0,28 \text{ МН} \quad (3.36)$$

где $P_{п.з} = (2 \dots 3)P_{п.з} = 0,233 \text{ МН}$ – сила предварительной затяжки болтов;

$\alpha = 0,23$ - коэффициент основной нагрузки резьбового соединения;

$i_{б} = 2$ – количество болтов в одном шатуне.

Максимальное и минимальное нагрузки в болте, МПа:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{б}}{f_{min}} = \frac{0,28}{2,826 \cdot 10^{-5}} = 352,3 \text{ МПа} \quad (3.37)$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{п.з}}{f_{min}} = \frac{0,27}{2,826 \cdot 10^{-5}} = 340,32 \text{ МПа} \quad (3.38)$$

где $f_{min} = \frac{1}{4} \cdot \pi d_{б}^2 = 2,826 \cdot 10^2 = 5 \text{ м}^2$ – минимальная площадь сечения болта;

$d_{б} = 0,006 \text{ м}$ – минимальное сечение болта в расчетном сечении.

Среднее напряжение за цикл, МПа:

$$\sigma_{сеп} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{352,3 + 340,32}{2} = 346,484 \text{ МПа} \quad (3.39)$$

Амплитуда колебаний напряжений:

$$\sigma_{a} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{352,3 - 340,32}{2} = 5,65 \text{ МПа} \quad (3.40)$$

Запас мощности:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1z}}{k_{\sigma} \frac{\sigma_a}{\varepsilon} + \alpha \sigma_{сеп}} = \frac{260}{3 \cdot 5,65 + 0,2 \cdot 346,484} = 2,96 \quad (3.41)$$

где $k_{\sigma} = 3$ – коэффициент концентрации напряжений в резьбе.

3.7 Расчет коленчатого вала.

Среднее давление на шейку, МПа:

$$q_{сер} = \frac{P_{ш.ш.ср}}{d_{ш.ш} \cdot l_{ш.ш}} = \frac{0.011}{0,0486 \cdot 0,0256} = 8.841 \text{ МПа} \quad (3.42)$$

где $P_{ш.ш.ср} = p_{ш.ш.ср} \cdot F_{\Pi} = 0.011 \text{ МН}$ – среднее значение силы, действующей на шатунную шейку;

$p_{ш.ш.ср} = 2.51 \text{ МПа}$ – среднее значение давления на шатунную шейку;

$d_{ш.ш}, l_{ш.ш}$ – диаметр и ширина шатунной шейки.

Максимальное давление на шатунную шейку, МПа:

$$q_{max} = \frac{P_{ш.ш.max}}{d_{ш.ш} \cdot l_{ш.ш}} = \frac{0.018}{0,0486 \cdot 0,0256} = 14.467 \text{ МПа} \quad (3.43)$$

где $P_{ш.ш.max} = p_{ш.ш.max} \cdot F_{\Pi} = 0.018 \text{ МН}$ – максимальное значение силы, действующей на шатунную шейку;

$p_{ш.ш.max} = 4.75 \text{ МПа}$ – максимальное давление на шатунную шейку.

Напряжение максимальной касательной силы, МПа:

$$\tau_{max} = \frac{M_{к.ш.max}}{W_{кр.к.ш}} = \frac{1.916 \cdot 10^{-4}}{(3,14 \cdot 53,2^2 \cdot 10^{-9})} = 6.64 \text{ МПа} \quad (3.44)$$

где $M_{к.ш.max} = T_{сум.max} R F_{\Pi} = 1.916 \cdot 10^{-4} \text{ МН} \cdot \text{м}$ – суммарный максимальный крутящий момент;

$d_{к.ш}; d_{вн.к.ш}$ – соответственно внешний и внутренний диаметр коренной шейки;

Напряжение от минимальной касательной силы, МПа:

$$\tau_{min} = \frac{M_{к.ш.min}}{W_{кр.к.ш}} = \frac{1.904 \cdot 10^{-5}}{0,2 \frac{0,0516^4 - 0,0129^4}{0,0516}} = 6.605 \text{ МПа} \quad (3.45)$$

где $M_{к.ш.min} = T_{сум.min} R F_{\Pi} = 1.904 \cdot 10^{-4} \text{ МН} \cdot \text{м}$ – минимальный крутящий момент.

Среднее напряжение цикла, МПа:

$$\tau_{сер} = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{6.64 + 6.605}{2} = 6.62 \text{ МПа} \quad (3.46)$$

Амплитуда колебаний напряжений, МПа:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{6.64 - 6.05}{2} = 0.59 \text{ МПа} \quad (3.47)$$

Запас прочности коренной шейки:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \alpha_\tau \tau_{сер}} = \frac{180}{0.29 \cdot \frac{2}{0.8} + 0.1 \cdot 6.505} = 10.864 \text{ МПа} \quad (3.48)$$

Где $\tau_{-1} = 180 \text{ МПа}$ – предел усталости материала на кручение с симметричным циклом напряжение;

$k_\tau = 2,0$ – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений;

$\varepsilon_\tau = 0,8$ – коэффициент, учитывающий масштабные и технологические факторы;

$\alpha_\tau = 0,1$ – коэффициент, зависящий от характеристики уставшей прочности материала.

3.8 Расчет маховика.

При расчете маховика принимаем, что его масса сосредоточена в ободе, а поперечное сечение обода имеет прямоугольную форму.

Цель расчета:

а) Определить массу маховика, при которой неравномерность хода двигателя не превышает $\delta = 0,01 \dots 0,03$;

б) Определить размеры обода маховика: средний диаметр $D_{сер}$, толщину h , и ширину b ;

в) Проверить круговую скорость V_M на внешнем диаметре обода маховика.

Требуемый момент инерции двигателя с маховиком, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$:

$$J_d = \frac{L_{над}}{\delta \cdot \omega_H^2} = \frac{m_T m_\phi F_\Pi F_{над} R}{\delta \cdot \omega_H^2} \cdot 10^6 = \frac{0.03 \cdot 1 \cdot 0,005 \cdot 180 \cdot 35}{\delta \cdot 476.233^2} \cdot 10^6 = 0.128 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \quad (3.49)$$

где $L_{над}$ – чрезмерная положительная работа в результате действия

суммарной касательной силы $T_{\text{сум}}$;

$$\omega_H = \frac{\pi n}{30} = 476.233 \text{ с}^{-1} - \text{угловая скорость вращения коленчатого вала}$$

двигателя при нормальном режиме;

$$m_T = 0.03 \text{ МПа/мм} - \text{масштаб силы давления } T;$$

$$m_\varphi = 1 \text{ (1/мм)} - \text{масштаб угла поворота кривошипа};$$

$F_{\text{над}} = 180 \text{ мм}^2$ – площадь, показывает наибольшую чрезмерную положительную работу суммарной касательной силы, действующей на кривошип;

R – радиус кривошипа;

$F_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня.

Момент инерции маховика автомобильного двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$:

$$J_M = (0,8 \dots 0,9) J_D = 0.109 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2 \quad (3.50)$$

Средний диаметр обода маховика принимаем из конструктивных соображений и по ним определяем массу маховика m_M . Известно, что:

$$J_M = \frac{1}{4} m_M D_{\text{сер}}^2 \quad (3.51)$$

Откуда:

$$m_M = \frac{4 J_M}{D_{\text{сер}}^2} = \frac{4 \cdot 0.109}{252} = 6.86 \text{ кг} \quad (3.52)$$

где $D_{\text{сер}} = (3,0 \dots 4,0) \cdot S = 252 \text{ мм}$ – средний диаметр обода маховика;

S – ход поршня.

Толщину обода h принимаем из конструктивных соображений, а ширина:

$$B = \frac{m_M}{\pi \cdot D_{\text{сер}} \cdot h \cdot \rho_M} = \frac{9.29}{3,14 \cdot 250 \cdot 6 \cdot 7800} = 0.185 \text{ м} \quad (3.53)$$

где $\rho_M = 7800 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала маховика.

Окружная скорость на внешнем диаметре обода маховика, м/с :

$$V_M = \left(\frac{D_{\text{сер}} + h}{2} \right) \omega_H = \left(\frac{252 + 6}{2} \right) * 476.233 = 61,042 \text{ м/с} \quad (3.54)$$

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Основные параметры механизма газораспределения: диаметры впускной и выпускной горловин, максимальная высота подъема клапана, углы действия кулачков впускного и выпускного клапанов, параметры профиля кулачка, размеры клапанной пружины и запас ее прочности.

4.1 Определение диаметров горловин клапанов.

Диаметры горловин впускного и выпускного клапанов, м:

$$d_{\Gamma(\text{ВП})} = \frac{4v_{\Pi}F_{\Pi}}{\pi \cdot i \cdot v_{\Gamma(\text{ВП})}} = \frac{4 \cdot 12,7 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 1 \cdot 70} = 0,033 \text{ м} \quad (4.1)$$

$$d_{\Gamma(\text{ВЫП})} = \frac{4v_{\Pi}F_{\Pi}}{\pi \cdot i \cdot v_{\Gamma(\text{ВЫП})}} = \frac{4 \cdot 12,7 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 1 \cdot 90} = 0,026 \text{ м} \quad (4.2)$$

где $v_{\Pi} = S \cdot \frac{n_{\text{НОМ}}}{30} = 0,084 \cdot \frac{4550}{30} = 12,74 \text{ м/с}$ – средняя скорость поршня;

$n_{\text{НОР}}$ - частота вращения коленчатого вала двигателя;

S - ход поршня;

F_{Π} - площадь поршня;

i - количество впускных или выпускных клапанов;

$v_{\Gamma(\text{ВП})}$ - средняя скорость газа в горловине впускного клапана 70 м/с;

$v_{\Gamma(\text{ВЫП})}$ - средняя скорость газа в горловине выпускного клапана 90 м/с.

4.2 Расчет высоты подъема клапана.

Максимальная высота подъема клапана, м:

$$h_{\text{клmax}}(\text{ВП}) = \frac{0,8d_{\Gamma(\text{ВП})}}{4 \cos \alpha} = \frac{8 \cdot 0,033}{4 \cos 45} = 0,008 \text{ м} \quad (4.3)$$

$$h_{\text{клmax}}(\text{ВЫП}) = \frac{0,8d_{\Gamma(\text{ВЫП})}}{4 \cos \alpha} = \frac{8 \cdot 0,026}{4 \cos 45} = 0,007 \text{ м} \quad (4.4)$$

где d_{Γ} – диаметр горловины, м;

$\alpha = 45^{\circ}$ - угол фаски на головке выпускного клапана;

$\alpha = 30^\circ$ - угол фаски на головке впускного клапана;

4.3 Определение угла действия кулачка.

Углы действия кулачков определяются в градусах поворота коленчатого вала:

а) кулачок впускного клапана:

$$\varphi_{к.вп} = \frac{\varphi_{в.вп} + 180 + \varphi_{зап.вп}}{2} = 126^\circ \quad (4.5)$$

б) кулачок выпускного клапана:

$$\varphi_{к.вып} = \frac{\varphi_{в.вып} + 180 + \varphi_{зап.вып}}{2} = 126^\circ \quad (4.6)$$

где $\varphi_{в.вп} = 12^\circ$, $\varphi_{зап.вп} = 60^\circ$, $\varphi_{в.вып} = 54^\circ$, $\varphi_{зап.вып} = 18^\circ$ - углы опережения открытия и опоздания закрытия впускного и выпускного клапанов в градусах поворота коленчатого вала.

4.4 Определение параметров профиля кулачка.

Для механизма газораспределения, который рассчитывается в курсовом проекте, применяются выпуклые кулачки, указанные дугами кругов двух радиусов, работающих с плоскими толкателями.

Нужно определить радиус r_0 начальной окружности кулачка и радиусы r_1 и r_2 двух дуг профиля кулачка, мм:

- При наличии рычага или коромысла:

$$r_0 = 1,6 * h_{штmax} = 1,6 * 0,00845 = 0,014 \text{ м} \quad (4.7)$$

где $h_{шт.max}$ – максимальный подъем толкателя, мм.

При наличии рычага или коромысла, мм:

$$h_{штmax} = \frac{l_{шт}}{l_{кл}} h_{клmax} = \frac{l_{шт}}{l_{кл}} 0,00983 = 1,18 * 10^{-5} \text{ м} \quad (4.8)$$

где $l_{шт}$, $l_{кл}$ – плечо коромысла соответственно со стороны толкателя и со стороны клапана.

- По технологическим соображениям:

$$r_2 = 3 \dots 5 \text{ мм:}$$

$$r_1 = \frac{[\alpha^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2r_0 \alpha \cos \frac{\varphi}{2}]}{2[r_0 - r_2 - \alpha \cos \frac{\varphi}{2}]} = 0,036 \text{ м} \quad (4.9)$$

где $\alpha = (r_0 + h_{шт\max} - r_2) = (0,016 + 0,00983 - 0,004) = 0,021 \text{ м}$.

Для обеспечения зазора в клапанном механизме тыловую часть кулачка выполняют радиусом

$$r_k = r_0 - \Delta S = 0,138 \text{ м} \quad (4.10)$$

где $\Delta S = 0,3 \text{ мм}$ – температурный зазор.

4.5 Определение размеров и запаса прочности клапанной пружины.

Для расчета берется пружина впускного клапана как более нагруженная, поскольку диаметр впускного клапана, а вследствие этого и его масса, больше.

Основные размеры пружины, которые необходимо определить: $D_{ср}$ – средний диаметр пружины, d – диаметр проволоки пружины, c – жесткость пружины, $i_{рв}$ – количество рабочих витков, $L_{пр}$ – длина пружины в свободном состоянии.

Для расчета необходимо определить максимальную и минимальную силы, действующие на пружину на участке с отрицательным ускорением.

Сила, действующая на пружину, Н:

Максимальная:

$$P_{пр\max} = m_{кл.мех} \cdot k \cdot \omega_k^2 (h_{шт\max} + r_0 - r_2) \frac{l_{кл}}{l_{шт}} \cdot 10^{-3} = 24,437 \text{ Н} \quad (4.11)$$

Минимальная:

$$P_{пр\min} = m_{кл.мех} \cdot k \cdot \omega_k^2 (r_0 - r_2) \frac{l_{кл}}{l_{шт}} \cdot 10^{-3} = 12,945 \text{ Н} \quad (4.12)$$

где $m_{кл.мех} = m'_{кл.мех} \cdot F_{г.вп} = 0,55 \text{ кг}$ – приведена к оси клапана суммарная масса клапанного механизма;

$F_{г.вп} = 0,00196 \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения впускной горловины;

$\omega_k = \frac{\pi n}{60} = 476,23 \text{ рад/с}$ – угловая скорость вращения кулачка;

$k = 1.5$ – коэффициент запаса.

Средний диаметр пружины, м:

$$D_{\text{пр}} = 0.72d_{\text{г.виш}} = 0.022 \text{ м} \quad (4.13)$$

Диаметр проволоки пружины, м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8k'P_{\text{прmax}}D_{\text{пр}}}{\pi[\tau]} \cdot 10^{-6}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,2 \cdot 24,437 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 500} \cdot 10^{-6}} = 0.0015 \text{ м} \quad (4.14)$$

где $k' = 1,2$;

$P_{\text{прmax}} = 24.437 \text{ Н}$ – максимальная сила, действующая на пружину;

$[\tau] = 500 \text{ МПа}$ – предел усталости от кручение.

Полученное значение d нужно округлить до ближайшего стандартного размера $d = 3 \text{ мм}$.

Определение запаса прочности пружины:

а) максимальное и минимальное касательные напряжения в пружине, МПа:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{8k'P_{\text{прmax}}D_{\text{пр}}}{\pi d^3} \cdot 10^{-6} = \frac{8 \cdot 1,2 \cdot 24,437 \cdot 0,03}{3,14 \cdot 4,5^3} \cdot 10^{-6} = 0.5 \text{ МПа} \quad (4.15)$$

$$\tau_{\text{min}} = \frac{8k'P_{\text{прmin}}D_{\text{пр}}}{\pi d^3} \cdot 10^{-6} = \frac{8 \cdot 1,2 \cdot 12,945 \cdot 0,03}{3,14 \cdot 4,5^3} \cdot 10^{-6} = 0.26 \text{ МПа} \quad (4.16)$$

б) среднее напряжение цикла и амплитуда колебаний напряжений, МПа:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2} = \frac{0.5 + 0.26}{2} = 0.38 \text{ МПа} \quad (4.17)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2} = \frac{0.5 - 0.26}{2} = 0.12 \text{ МПа} \quad (4.18)$$

в) запас мощности пружины:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + d_{\tau} \tau_{\text{ср}}} = \frac{340}{0.12 \cdot 1,0 + 0,1 \cdot 0.38} = 2,217 \quad (4.19)$$

где $\tau_{-1} = 340 \text{ МПа}$;

$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1,0$; $d_{\tau} = 0,1$ – при симметричном цикле напряжений.

Жёсткость пружины, МН/м:

$$c = \frac{P_{\text{прmax}} - P_{\text{прmin}}}{h_{\text{клmax}}} \cdot 10^{-6} = \frac{24,437 - 12,945}{0,00983} \cdot 10^{-6} = 0,000478 \text{ МН/м} \quad (4.20)$$

Количество рабочих витков пружины:

$$I_p = \frac{Gd^4}{8cD_{пр}^3} = \frac{82000 \cdot 0,0045^4}{8 \cdot 0,000478 \cdot 0,03} = 8,5 = 9 \quad (4.21)$$

Полное число витков:

$$I_{п} = i_p + 2 = 11 \quad (4.22)$$

где $G = 8,2 \cdot 10^4$ МПа/м² – модуль упругости второго рода для пружинных сталей.

Деформация пружины:

а) при закрытом клапане, мм:

$$h_{пр.0} = \frac{P_{прmin}}{c} = \frac{12,495}{47,8} = 26,139 \text{ мм} \quad (4.23)$$

где c – жесткость, Н/мм.

б) при полностью открытом клапане, мм:

$$h_{пр \max} = h_{пр.0} + h_{клmax} = 26,51 + 0,01 = 26,52 \text{ мм} \quad (4.23)$$

Длина свободной пружины в свободном состоянии, мм:

$$L_{пр} = h_{пр \max} + di_{п} + \Delta min i_p = 26,52 + 0,35 \cdot 9 + 0,7 \cdot 9 = 36,96 \text{ мм} \quad (4.24)$$

где $\Delta min = 0,7$ мм – минимальный зазор между витками пружины при полностью открытом клапане;

СИСТЕМА СМАЗКИ

Система смазки предназначена для предотвращения повышенного износа, перегрева и заклинивания поверхностей трения, уменьшения расхода мощности двигателя на механические потери и удаления продуктов износа.

5.1 Определение количества моторного масла, циркулирующего в двигателе.

Количество отведенной маслом теплоты, кДж/с:

$$Q_m = (0,015 \dots 0,030) Q_0 = 0,015 \cdot 140,67 = 2,11 \text{ кДж/с} \quad (5.1)$$

где Q_0 = - количество теплоты, выделяющейся при сгорании, кДж/с:

$$Q_0 = h_N \cdot G/3600 = (42500 \cdot 11,88)/3600 = 140,67 \text{ кДж/с} \quad (5.2)$$

$h_N = 42500$ кДж/кг – низшая теплота сгорания одного килограмма топлива;

$G_{\text{ч}} = g_e \cdot N_e = 0,22 \cdot 54 = 11,88$ кг/год – часовой расход топлива двигателем.

Определяется через удельный расход топлива $g_e = 0,22$ кг / (кВт · ч) и эффективную мощность.

Количество циркулирующего масла, м³/с:

$$V_m = Q_m / (p_{\text{мас}} \cdot c_{\text{мас}} \cdot \Delta T_{\text{мас}}) = 2,53 / (900 \cdot 2,094 \cdot 10) = 0,000134 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.3)$$

где $p_{\text{мас}} = 900$ кг/м³ - плотность моторного масла;

$c_{\text{мас}} = 2,094$ кДж/(кг · К) – средняя теплоемкость моторного масла;

$\Delta T_{\text{мас}} = 10$ К – разница температур моторного масла на входе и на выходе из двигателя.

5.2 Расчет насоса для подвода масла.

В расчете насоса для подкачки масла циркуляционный расход масла увеличивается вдвое:

$$V_p' = 2 \cdot V_{\text{мас}} = 2 \cdot 0,000134 = 0,000268 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (5.4)$$

С учетом потерь сквозь зазоры в насосе расчетные расходы, м³ / с:

$$V_p = V_p' / \eta_H = 0.000268 / 0.7 = 0,0003828 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (5.5)$$

где $\eta_H = 0,7$ - объемный коэффициент подачи насоса.

Размеры шестерен находят, воспользовавшись выражением для нахождения расчетных расходов:

$$V_p = (\pi * d_\omega / 60) * h * b * n_H \quad (5.6)$$

где $d_\omega = z \cdot m = 7 \cdot 0,0045 = 0,0315 \text{ м}$ - диаметр начальной окружности шестерни;

$z = 7$ - число зубцов;

$m = 0,0045 \text{ м}$ - модуль сцепления

h, b - соответственно высота и длина зуба, м;

$n_H = 420 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения шестерни насоса.

Тогда высота зуба, м:

$$h = 2 * m = 2 \cdot 0,0045 = 0,009 \text{ м} \quad (5.7)$$

Длина зуба, м:

$$b = \frac{60 * V_p}{2 * \pi * z * m^2 * n_H} = \frac{60 \cdot 0.000225}{2 \cdot 3,14 \cdot 7 \cdot 0.0045^2 \cdot 420} = 0,014 \text{ м} \quad (5.8)$$

Мощность, затрачиваемая на привод насоса для подкачки масла, кВт:

$$N = V_p * p_{\text{мас}} \cdot 10^3 / \eta_{\text{мех}} = 0.000225 \cdot 0.4 \cdot 10^3 / 0.85 = 0,11 \text{ кВт} \quad (5.9)$$

где $p_{\text{мас}} = 0,4 \text{ МПа}$ - рабочее давление масла в системе;

$\eta_{\text{мех}} = 0,85$ - механический КПД насоса.

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

Система охлаждения предназначена для поддержания теплового состояния путем регулируемого отвода теплоты от деталей, нагретых в результате контакта с горячими газами и поверхностями трения.

6.1 Определение количества жидкости, циркулирующей в системе.

Количество отведенной в охлаждающую жидкость теплоты определяется по зависимости, кДж/с:

$$Q_p = (0,18 \dots 0,25) \cdot Q_0 = 0,25 \cdot 140,67 = 35,17 \text{ кДж/с} \quad (6.1)$$

Циркуляционные расхода жидкости в системе, м³/с:

$$V_{ж} = Q_{ж} / \rho_{ж} \cdot c_{ж} \cdot \Delta T_{ж} = 35,17 / 1000 \cdot 4,187 \cdot 10 = 0,0008 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.2)$$

где $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - плотность холодной воды;

$c_{ж} = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости ;

$\Delta T_{ж} = 10 \text{ К}$ – разница температур охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и на входе в него.

6.2 Расчет жидкостного насоса.

Подача жидкостного насоса и мощность:

а) расчетная подача жидкостного насоса, м³/с:

$$G_{ж.н} = G_{ж} \cdot \eta_{м} = 0,0008 \cdot 0,8 = 0,00064 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.3)$$

где $\eta_{м} = 0,8 - 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

б) Мощность, затраченная на привод жидкостного насоса, кВт:

$$N_{в.н} = G_{ж.н} \rho_{ж} / 1000 \eta_{мех} = 0,00064 \cdot 0,095 / 1000 \cdot 0,7 = 0,0868 \text{ кВт} \quad (6.4)$$

где $\rho_{ж} = 0,095 \text{ МПа}$ – давление, создаваемое насосом;

$\eta_{мех} = 0,7 - 0,9$ – механический коэффициент полезного действия жидкостного насоса.

ОБЗОР СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ

«Смесеобразование в дизеле осуществляется в конце хода сжатия и начале хода расширения и занимает малый промежуток времени. Топливо-воздушная смесь образуется в период задержки воспламенения и в различные фазы процесса сгорания»[2].

«Смесеобразование разделяется на: дробление струи на капли (распыливание), нагревание и испарение топлива и его распределение по камере сгорания»[2].

7.1 Смесеобразование при неразделенных камерах сгорания.

«Камера сгорания представляет собой единый объем, находящийся между днищем поршня и головкой цилиндра. Этот объем образуется обычно за счет углубления в поршне или иногда в головке двигателя»[2].

7.1.1 Объемное смесеобразование.

«При объемном смесеобразовании топливо впрыскивается на прямую в камеру сгорания. Неравномерность смеси получается из-за неравномерности распределения топлива в факелах и в объеме камеры сгорания»[2].

«В случае неразделенных камер сгорания основную роль энергии смесеобразования составляет кинетическая энергия, полученная топливом при впрыске»[2].

7.1.2 Пленочный метод смесеобразования.

«При пленочном смесеобразовании факел топлива подается под острым углом на стенку камеры сгорания, чтобы капли не отражались, а растекались по поверхности в виде тонкой пленки. Путь факела от соплового отверстия до стенки должен быть минимальным, чтобы уменьшить количество испарившегося топлива за время движения струи в камере

сгорания»[2].

«Преимуществом камеры сгорания с пленочным смесеобразованием является удовлетворительная работа двигателя на различных топливах»[2].

«К недостаткам пленочного смесеобразования относится затрудненный пуск холодного двигателя. При малых нагрузках и на холостом ходу процессы смесеобразования и сгорания затягиваются, что приводит к увеличению токсичности»[2].

7.2 Смесеобразование при разделенных камерах сгорания.

«Значительное увеличение энергии воздушных потоков в дизеле достигается применением камер сгорания»[2].

«Одна полость размещается между поршнем и головкой цилиндра, а другая (дополнительная камера) – в головке цилиндра или в блоке. Топливо впрыскивается форсункой в дополнительную камеру. В пространстве над поршнем вихреобразование возникает после начала сгорания, когда происходит обратное истечение заряда из дополнительной камеры в пространство между поршнем и головкой цилиндра»[2].

«Конструктивные формы разделенных камер и типы вихревых потоков в них могут быть различными»[2].

7.2.1 Особенности смесеобразования в вихревой камере.

«В вихревой камере вращательное движение воздуха возникает в результате втекания его в камеру во время сжатия через соединительную горловину»[2].

«Основными преимуществами вихревых камер являются»[2]:

1) «Меньшее по сравнению с неразделенными камерами сгорания максимальное давление и невысокая степень нарастания давления в основной камере сгорания»[2];

2) «Более полное использование кислорода воздуха»[2];

3) «Работа двигателя на высоких скоростных режимах с допустимыми экономическими показателями, бездымным выпуском и малым шумом»[2];

4) «Возможность использования топлив различного фракционного состава»[2];

5) «Меньшее давление впрыска»[2].

«К недостаткам вихревых камер относятся»[2]:

1) «Более высокий удельный расход топлива»[2];

2) «Ухудшение пуска холодного двигателя»[2].

7.2.2 Особенности смесеобразования в предкамере.

«Предкамера имеет меньший относительный объем, чем вихревая камера и значительно меньшую относительную площадь соединительных каналов»[2].

«В процессе сжатия воздух перетекает из цилиндра в предкамеру с большими скоростями»[2].

«Форсунку обычно размещают по оси предкамеры, и впрыск топлива осуществляется по направлению к соединительным каналам»[2].

«Объем предкамеры небольшой, поэтому смесь в ней может сильно переобогащаться. Факел топлива должен быть компактным, а распыливание грубым, что можно получить применением штифтовой или односопловой форсунки с низким давлением впрыска»[2].

«Основные преимущества предкамер следующие»[2]:

1) «Малые максимальные давления цикла и небольшие скорости нарастания давления в цилиндре двигателя»[2].

2) «Интенсивный подогрев воздуха и топлива»[2];

3) «Возможность более грубо распыливать топливо при впрыске»[2];

4) «Интенсивное вихреобразование при истечении газа из предкамеры в основную камеру»[2];

5) «Меньшая токсичность выпуска» [2].

«Основные недостатки предкамер следующие»[2]:

1) «Тепловые и газодинамические потери, связанные с перетеканием газа с большими скоростями из основной камеры в предкамеру и обратно»[2];

2) «Трудный пуск холодного двигателя»[2];

7.3 Сравнение различных методов смесеобразования.

«Можно достигнуть высоких мощностных показателей в дизеле с камерой любого типа при тщательной отработке рабочего процесса»[2].

«По экономическим показателям лучшими являются дизели с совмещенными камерами сгорания. В двигателе с неразделенными камерами сгорания пусковые качества лучше, чем у дизелей с разделенными камерами»[2].

«В случае разделенных камер сгорания меньше токсичность отработавших газов, чем при неразделенных камерах»[2].

«Некоторые показатели рабочего процесса при различных способах смесеобразования и камерах сгорания приведены в таблице 1»[2].

Таблица 11. «Параметры, характеризующие рабочий процесс дизелей с различными камерами сгорания»[2].

Камеры сгорания	Тип смесеобразования	α_{min}	p_e , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
Неразделенные	Объемное и объемное- пленочное	1,20	0,7-0,8	227,0-255,0
	Пленочное	1,10	0,7-0,8	218,0-242,0
Разделенные:				
	вихревые	-	0,7-0,85	255,0-290,0
предкамеры	-	1,20	0,65-0,75	262,0-304,0

Продолжение таблицы 11.

Камеры сгорания	Тип смесеобразования	$n_{\text{ном}}$, об/мин	p_z , МПа	λ	$\Delta p/\Delta \phi$, МПа
Неразделенные	Объемное и объемно- пленочное	4000	7-10	1,8-2,5	0,4-1,2
	Пленочное	До 3000	6-7	1,6-1,8	0,25-0,4
Разделенные:					
вихревые	-	4000	6-7	1,6-1,8	0,25-0,4
предкамеры	-	4000	5-6	1,4-1,6	0,20-0,35

7.4 Модернизация базового двигателя.

В данной работе за основу был взят дизельный двигатель ВАЗ-341 4-тактный, 4-цилиндровый рядный вихрекамерный дизель.

Целью данной работы стало улучшение экономических показателей данного двигателя путем применения неразделенной камеры сгорания с пленочным типом смесеобразования.

Основным изменениям подверглись: поршень, головка блока цилиндров, форсунки.

Поршень.

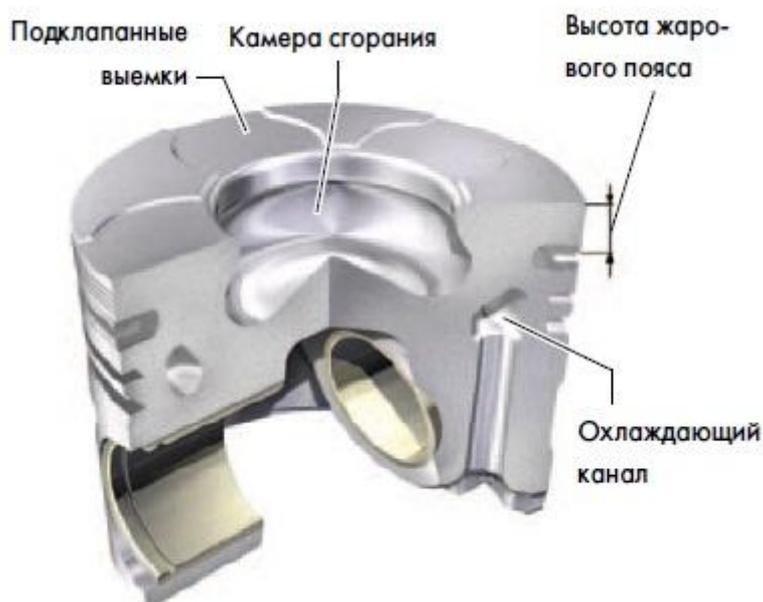


Рисунок 1. Поршень двигателя с неразделенной камерой сгорания.

В центральной части днища поршня расположена выемка, образующая камеру сгорания. При перетекании воздуха в камеру сгорания интенсивность его вращения увеличивается до оптимального для смесеобразования уровня. Уменьшением глубины подклапанных выемок и снижением высоты жарового пояса до 9 мм удалось уменьшить "вредные" объемы в пространстве сжатия и тем самым снизить выброс вредных веществ с отработавшими газами.

"Вредными" называются объемы, воздух в которых практически не используется в процессе сгорания. Поэтому при их увеличении снижается полнота сгорания топлива.

Охлаждающий канал поршня.



Рисунок 2. Охлаждающий канал поршня.

В днище поршня предусмотрен охлаждающий канал волнообразной формы. Благодаря этому каналу снижается температура поршня в зоне уплотнительных колец и в средней части днища. Волнообразная форма канала обеспечивает увеличение его поверхности и способствует тем самым отводу тепла от поршня в масло. Таким образом улучшается охлаждение поршня.

7.5 Расчет пьезоэлектрической форсунки.

Для данного двигателя было принято решение использовать пьезоэлектрические форсунки. Управление форсунками осуществляется исполнительным механизмом, основанном на использовании пьезоэлемента. Скорость переключения такого механизма во много раз выше, чем у форсунки с электромагнитным клапаном.

Кроме того, масса подвижной иглы у распылителя пьезоэлектрической форсунки примерно на 75 % меньше, чем у форсунки с электромагнитным приводом. Это обеспечивает пьезо-электрическим форсункам следующие преимущества:

- короткое время переключения;
- возможность произвести несколько впрысков в течение рабочего такта;
- точность дозировки впрыска.



Рисунок 3. Пьезоэлектрическая форсунка.

Исходные данные для расчета пьезофорсунки:

- рабочий объем двигателя - $V_H = 1,5$ л;
- частота вращения коленчатого вала двигателя - $n_{max} = 5600$ мин⁻¹;
- количество цилиндров - $i = 4$;
- плотность воздуха на входе - $\rho_{воз.} = 1,491$ кг/м³;
- суммарное время закрытия-открытия клапана пьезофорсунки - $t_{закр.-откр.} = 1,5$ мс;
- плотность дизельного топлива $\rho_{топ.} = 840$ кг/м³;
- коэффициент, учитывающий несоответствие расходов при потоке $\mu_\omega = 0,85$;
- минимальное давление в топливной рампе $p_{топ.} = 20$ МПа;
- количество отверстий в распылителе $m = 3$;

Максимальная цикловая подача при максимальных оборотах коленчатого вала

$$q_{цикл.(max)} = \frac{V_H \cdot \rho_{воз.}}{i \cdot 12} = \frac{1,5 \cdot 1,491}{4 \cdot 12} = 46,5 \frac{\text{г}}{\text{цикл}} \quad (7.1)$$

Минимальная цикловая подача при минимальных оборотах коленчатого вала:

$$q_{цикл.(min)} = \frac{V_H \cdot \rho_{воз.}}{i \cdot 12} = \frac{1,5 \cdot 1,491}{4 \cdot 50} = 111,8 \frac{\text{г}}{\text{цикл}} \quad (7.2)$$

Период фазированного распределенного впрыска топлива определяется выражением:

$$T_{min} = \frac{120 \cdot 1000}{n_{max}} = \frac{120 \cdot 1000}{5600} = 21,42 \text{ мс.} \quad (7.3)$$

Максимальное время впрыска определяется выражением:

$$t_{max} = T_{min} - t_{закр.-откр.} = 21,42 - 1,5 = 19,92 \text{ мс.} \quad (7.4)$$

Минимальный статический расход:

$$Q_{ст.min} = \frac{1000 \cdot q_{цикл.(max)}}{t_{max}} = \frac{1000 \cdot 46,5}{19,92} = 2334,33 \frac{\text{г}}{\text{с}} \quad (7.5)$$

Скорость истечения топлива из отверстия жиклера:

$$W_m = \frac{2}{\rho_r} \cdot p_{топ.} + p_{раз.} \cdot 1000 = \frac{2}{840} \cdot 20 + 0 \cdot 1000 = \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (7.6)$$

7.5.1 Процесс впрыска.

Высокая скорость переключения пьезоэлектрической форсунки позволяет гибко и с высокой точностью управлять фазами впрыска и дозировать подачу топлива. Благодаря этому управление процессом впрыска топлива может осуществляться в точном соответствии с потребностью двигателя в определённый момент времени. За время такта может быть произведено до пяти отдельных впрысков.

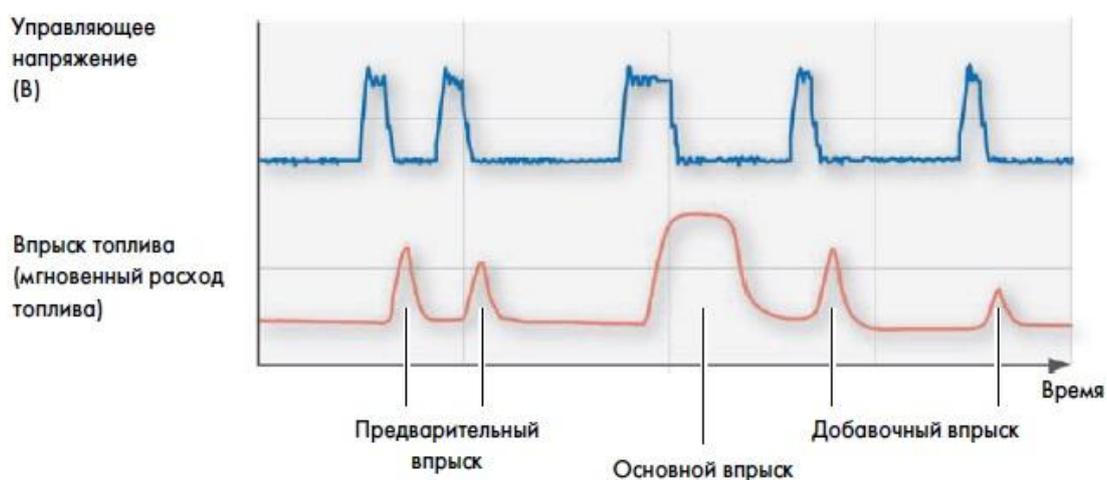


Рисунок 4. Диаграмма впрыска.

БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

8.1 Оценка безопасности двигателя:

Регламент о «Безопасности колесных транспортных средствах»

«Постановление Правительства РФ от 10-09-2009 720 (ред. от 06-10-2011) об утверждении технического регламента о безопасности.

Настоящий технический регламент устанавливает требования к безопасности колесных транспортных средств при их выпуске в обращение на территории Российской Федерации и их эксплуатации независимо от места их изготовления в целях защиты жизни и здоровья граждан, охраны окружающей среды, защиты имущества физических и юридических лиц, государственного или муниципального имущества и предупреждения действий, вводящих в заблуждение приобретателей колесных транспортных средств.

К объектам технического регулирования, на которые распространяется действие настоящего технического регламента, относятся:

- колесные транспортные средства категорий L, M, N и O, предназначенные для эксплуатации на автомобильных дорогах общего пользования»[20].

Регламент о внешнем шуме в эксплуатации автомобиля.

ГОСТ Р 52231-2004 Внешний шум автомобилей в эксплуатации.

«Настоящий стандарт устанавливает допустимые уровни и методы измерения внешнего шума автомобилей категорий M1, M2, M3, N1, N2, N3 при оценке их технического состояния в эксплуатации»[20].

«Показателем внешнего шума при проверке технического состояния автомобиля считают уровень шума выпускной системы двигателя»[20].

«При проверке технического состояния автомобиля допустимый уровень шума не должен превышать более чем на 5 дБ контрольное значение уровня шума, измеренное при сертификационных испытаниях по ГОСТ Р 41.51»[20].

ГОСТ Р 41.51-2004 (Правила ЕЭК ООН N 51)

«Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств, имеющих не менее четырех колес, в связи с производимым ими шумом. Настоящий стандарт применяют при сертификации транспортных средств (далее - ТС), имеющих не менее четырех колес, в связи с производимым ими шумом»[20].

Регламент о выбросах загрязняющих веществах с отработанными газами.

«При работе автомобильного двигателя выделяются вещества, оказывающие вредное влияние на человека и окружающую природу»[20].

«Наибольшее количество вредных веществ выделяется с отработавшими газами. Основными из них являются следующие: окись углерода CO; углеводороды C_mH_n ; окислы азота NO_x ; альдегиды R-COH; соединения свинца, бензапирен (канцерогенное вещество), сажа.

Кроме того, с картерными газами и при испарении бензина из карбюратора и топливного бака выделяются углеводороды (35-45% общего количества C_mH_n , выделяемых карбюраторным двигателем)»[20].

«ГОСТ Р 52033-2003 Автомобили с дизельными двигателями. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния»[20].

«Настоящий стандарт устанавливает нормативные значения содержания в отработавших газах автомобилей оксида углерода и углеводородов, нормативное значение коэффициента избытка воздуха и методы контроля при оценке технического состояния систем автомобиля и двигателя»[20].

«Требования настоящего стандарта должны быть обеспечены конструкцией и качеством изготовления автомобилей при производстве и соблюдением правил их технической эксплуатации, установленных изготовителем»[20].

«ГОСТ Р 41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН N 83) Единообразные

предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей»[20].

«Выбросов вредных веществ с отработавшими газами при нормальной и низкой температуре окружающей среды, выбросов в результате испарений и выбросов картерных газов, долговечности устройств для очистки отработавших газов, а также в отношении бортовой диагностической системы транспортных средств, оснащенных двигателями с принудительным зажиганием и имеющих не менее четырех колес»[20].

«Выбросов вредных веществ с отработавшими газами, долговечности устройств для очистки отработавших газов и БДС транспортных средств категорий М и N * максимальной массой не более 3500 кг, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия и имеющих не менее четырех колес»[20].

«ГОСТ Р 56162-2014 Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу. Метод расчета выбросов от автотранспорта при проведении сводных расчетов для городских населенных пунктов»[20].

«Настоящий стандарт устанавливает метод расчета количества выбросов загрязняющих веществ в атмосферу потоками автотранспортных средств на дорогах разной категории»[20].

«Настоящий стандарт предназначен для применения в следующих случаях:

- при проведении инвентаризации выбросов загрязняющих веществ автотранспортными средствами, движущимися по автодорогам вне зон производственного и промышленного назначения;

- при разработке нормативов предельно допустимых выбросов загрязняющих веществ для потоков автотранспортных средств на автодорогах»[20].

Нормы по выбросам: СН до 0,05 г/км, СО до 0,8 г/км и NO_x до 0,06 г/км.

Как следует из раздела конструкторская часть дипломного проекта, конструируемый двигатель внутреннего сгорания прошел нормы по выбросам по ГОСТ Р 56162-2014, ГОСТ Р 56162-2014, ГОСТ Р 52033-2003.

Уменьшились показатели таковые как:

- снижение выброса вредных веществ;
- снижение расхода топлива.

8.2 Оценка экологичности двигателя.

Во всем мире, а в странах Европы в частности, дизельные двигатели считаются одними из самых популярных. Но в дизельных двигателях, как и в бензиновых, горючее не сгорает полностью. Вследствие этого в отработавших газах образуются различные ядовитые и канцерогенные вещества. Кроме того, в них есть также и сажа, ведь углеводороды сгорают не полностью. На легковых автомобилях с дизельным двигателем в составе выпускной системы с 2000 года применяется сажевый фильтр. С введением норм Евро-5 в январе 2011 года применение сажевого фильтра на легковых автомобилях с дизельным двигателем является обязательным.

8.2.1 Сажевый фильтр:

«Дизельный сажевый фильтр предназначен для снижения выброса сажевых частиц в атмосферу с отработавшими газами. Применения фильтра позволяет добиться снижения частиц сажи в отработавших газах до 99,9 %»[18].

«В дизельном двигателе сажа образуется при неполном сгорании топлива. Частицы сажи имеют размер от 10 нм до 1 мкм. Каждая частица состоит из углеродного ядра, с которым соединены углеводороды, оксиды металлов, сера и вода»[18].

«В выпускной системе сажевый фильтр располагается за каталитическим нейтрализатором. В ряде конструкций сажевый фильтр объединен с каталитическим нейтрализатором окислительного типа и

располагается сразу за выпускным коллектором там, где температура отработавших газов максимальна. Он называется сажевый фильтр с каталитическим покрытием»[18].

8.2.2 Конструкция сажевого фильтра:

«Основным конструктивным элементом сажевого фильтра является матрица, которая изготавливается из керамики (карбида кремния). Матрица помещена в металлический корпус. Керамическая матрица имеет ячеистую структуру, состоящую из каналов малого сечения, попеременно закрытых с одной и с другой стороны. Боковые стенки каналов имеют пористую структуру и играют роль фильтра»[18].



Рисунок 5 – структура сажевого фильтра.

«В сечении ячейки матрицы имеют квадратную форму. Более совершенными являются входные ячейки восьмиугольной формы. Они имеют большую площадь поверхности, пропускают больше отработавших газов и обеспечивают больший срок службы сажевого фильтра»[18].

«В работе сажевого фильтра различается два последовательных этапа: фильтрация и регенерация сажи. При фильтрации происходит захват частиц сажи и оседание их на стенках фильтра. Наибольшую сложность для задержания представляют частицы сажи малого размера (от 0,1 до 1 мкм). Их доля невелика (до 5%), но это самые опасные для человека выбросы. Современные сажевые фильтры задерживают и эти частицы»[18].

«Скопившиеся при фильтрации частицы сажи создают препятствие для отработавших газов, что приводит к снижению мощности двигателя. Поэтому периодически требуется очистка фильтра от накопившейся сажи или регенерация. Различают пассивную и активную регенерацию сажевого фильтра. В современных фильтрах используется, как правило, пассивная и активная регенерация»[18].

Изучив двигатель ВАЗ-341 Я пришел к выводу, что чтобы соответствовать современным нормам токсичности и экологичности необходимо внедрить сажевый фильтр в данный двигатель.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Мы закрепили и углубили теоретические знания, полученные при изучении курса, развили критический образ мышления при решении инженерно-конструкторских и экономических вопросов.

В соответствии с намеченными конструкторскими изменениями производились и обосновывались: общая схема компоновки двигателя, тип поршня и камеры сгорания, форсунки, тип и схема газораспределительного механизма, система смазки, система охлаждения, а также конструкции отдельных узлов двигателя.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. **Колчин, А.И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ Колчин, А.И. Демидов В.П. // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - 400с
2. **Ховах, М.С.** Автомобильные двигатели – 2-е изд., перераб. и доп. /Под редакцией М.С. Ховаха// М.: Машиностроение, 1977. - с.636.
3. Методические указания к выполнению теплового и динамического расчетов по дисциплине «Автомобильные двигатели» для студентов дневной формы обучения / Ю.Ф. Гутаревич, А.М. Редзюк, - М.: НТУ, 2009. - 51 с.
4. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Автомобильные двигатели» для студентов по направлению подготовки «Инженерная механика»/Сост. А. Говорун, А.Д. Климу, А.А. Лисовал, А.С. Добровольский, М.П. Сельський.-К.: НТУ, 2008.- 52 с.
5. Автомобильные двигатели. Ф.И. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Е. Долгунов, И.И. Тимченко. - М.: Аристей, 2004. - 475 с.
6. **Орлин, А.С.** Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей./ Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –4-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1984. – с.384
7. **Вибе, И.И.** Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
8. Nlootat G., et al, “A Model for Converting SI Engine Flame Arrival Signals into Flame Contours”, SAE, SP 1099, №950109, стр. 99-110, 1999.
9. Khalighi B., et al, “ Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engine with Intake Variations”, SAE, SP 1101, №950287, стр. 147-179, 2001.
10. Jones P., et al, “Full Cycle Computational Fluid Dynamics Calculations in a Motored Four Valve Pent Roof Combustion Chamber and Comparison with Experiment”, SAE, SP 1101, №950286, 131-146, 2001.

11. **Луканин, В.Н** «Двигатели внутреннего сгорания В 3 кн.Кн.1.Теория Д23 рабочих процессов»: [Текст]/Учеб. Луканин В.Н, Морозов К.А.; Под ред. В.Н. Луканина.- М.:Высш.шк.,1995.-368с.:ил
12. **Ганенко, А.П.** «Оформление текстовых и графических материалов при подготовке дипломных проектов (требования ЕСКД)» [Текст]/Учебн.пособие для проф. образ. Ганенко А. П., Молславская Ю.П.- 2е изд.,стереотип.- М.:ИРПО; Изд. Центр Академия,2000-352с.
13. **Райков, И.Я.**, Рывтинский Г.Н. «Конструкция автомобильных и тракторных двигателей» [Текст]/Учебн. Райков И. Я ., Рывтинский Г.Н для вузов по спец.Двигатели внутреннего сгорания .-М.:Высш.шк.,1986-352с.:ил.
14. **Луканин, В.Н.** «Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн.Кн.2. Динамика Д23 и конструирование»: [Текст]/Учебник для вузов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев.;Под ред. В. Н. Луканина и М.Г. Шатрова .- 3-е изд . перераб.- М.:Высш.шк.,2007.-400с.:ил.
15. **Малкин, В.С.** «Надежность технических систем и техногенный риск»/ В.С Малкин.-Ростовн/Д [Текст]/Феникс,2010-432, [1]с.:ил.-(Высшее образование).
16. **Дзюбан, А.М.** Курс лекций по дисциплине «Системы ДВС», 2017г
17. **Егоров, А.Г.** Правила оформления выпускных квалификационных работ по программам подготовки бакалавра и специалиста [Текст] / учебно-методическое пособие / А.Г. Егоров, В.Г. Виткалов, Г.Н. Уполовникова, И.А. Живоглядова – Тольятти, 2012, - 135с.
18. **Service Volkswagen.** «Пособие по программе самообразования 316 Service Training» [Текст] Научный журнал-43с
19. **Service Training** Программа самообучения 403 «Двигатель TDI 2,0 л с системой впрыска Common Rail» [Текст] Научный журнал -67с.
20. Консорциум кодекс [Электронный ресурс] <http://docs.cntd.ru/> (дата доступа 1.06.1

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты расчетов перемещения, скорости и ускорения поршня

Таблица А1.

Угол поворота кривошипа	Перемещение поршня	Скорость поршня	Ускорение поршня первого порядка	Ускорение поршня второго порядка	Ускорение поршня
ϕ , град	S, метр	V, м/с	W1, м/с ²	W2, м/с ²	W, м/с ²
1	2	3	4	5	6
0	0	0	11414	3252,9	14667
10	0,0007	4,6192	11240	3056,7	14297
20	0,0029	9,0067	10725	2491,9	13217
30	0,0064	12,949	9884,6	1626,5	11511
40	0,0111	16,266	8743,4	564,86	9308,3
50	0,0167	18,827	7336,6	-564,9	6771,7
60	0,0229	20,552	5706,9	-1626	4080,4
70	0,0296	21,421	3903,7	-2492	1411,8
80	0,0365	21,468	1982	-3057	-1075
90	0,0432	20,771	7E-13	-3253	-3253
100	0,0496	19,443	-1982	-3057	-5039
110	0,0555	17,616	-3903,7	-2492	-6396
120	0,0607	15,425	-5706,9	-1626	-7333
130	0,0653	12,997	-7336,6	-564,9	-7901
140	0,069	10,436	-8743,4	564,86	-8179
150	0,0719	7,8222	-9884,6	1626,5	-8258
160	0,074	5,2016	-10725	2491,9	-8234
170	0,0752	2,5945	-11240	3056,7	-8184
180	0,0756	2E-15	-11414	3252,9	-8161
190	0,0752	-2,5945	-11240	3056,7	-8184
200	0,074	-5,2016	-10725	2491,9	-8234
210	0,0719	-7,8222	-9884,6	1626,5	-8258
220	0,069	-10,436	-8743,4	564,86	-8179
230	0,0653	-12,997	-7336,6	-564,9	-7901
240	0,0607	-15,425	-5706,9	-1626	-7333
250	0,0555	-17,616	-3903,7	-2492	-6396
260	0,0496	-19,443	-1982	-3057	-5039
270	0,0432	-20,771	-2E-12	-3253	-3253
280	0,0365	-21,468	1982	-3057	-1075
290	0,0296	-21,421	3903,7	-2492	1411,8
300	0,0229	-20,552	5706,9	-1626	4080,4

310	0,0167	-18,827	7336,6	-564,9	6771,7
320	0,0111	-16,266	8743,4	564,86	9308,3
330	0,0064	-12,949	9884,6	1626,5	11511
340	0,0029	-9,0067	10725	2491,9	13217
350	0,0007	-4,6192	11240	3056,7	14297
360	0	-7E-15	11414	3252,9	14667
370	0,0007	4,6192	11240	3056,7	14297
380	0,0029	9,0067	10725	2491,9	13217
390	0,0064	12,949	9884,6	1626,5	11511
400	0,0111	16,266	8743,4	564,86	9308,3
410	0,0167	18,827	7336,6	-564,9	6771,7
420	0,0229	20,552	5706,9	-1626	4080,4
430	0,0296	21,421	3903,7	-2492	1411,8
440	0,0365	21,468	1982	-3057	-1075

Продолжение таблицы А1.

1	2	3	4	5	6
450	0,0432	20,771	3E-12	-3253	-3253
460	0,0496	19,443	-1982	-3057	-5039
470	0,0555	17,616	-3903,7	-2492	-6396
480	0,0607	15,425	-5706,9	-1626	-7333
490	0,0653	12,997	-7336,6	-564,9	-7901
500	0,069	10,436	-8743,4	564,86	-8179
510	0,0719	7,8222	-9884,6	1626,5	-8258
520	0,074	5,2016	-10725	2491,9	-8234
530	0,0752	2,5945	-11240	3056,7	-8184
540	0,0756	5E-15	-11414	3252,9	-8161
550	0,0752	-2,5945	-11240	3056,7	-8184
560	0,074	-5,2016	-10725	2491,9	-8234
570	0,0719	-7,8222	-9884,6	1626,5	-8258
580	0,069	-10,436	-8743,4	564,86	-8179
590	0,0653	-12,997	-7336,6	-564,9	-7901
600	0,0607	-15,425	-5706,9	-1626	-7333
610	0,0555	-17,616	-3903,7	-2492	-6396
620	0,0496	-19,443	-1982	-3057	-5039
630	0,0432	-20,771	-5E-12	-3253	-3253
640	0,0365	-21,468	1982	-3057	-1075
650	0,0296	-21,421	3903,7	-2492	1411,8
660	0,0229	-20,552	5706,9	-1626	4080,4
670	0,0167	-18,827	7336,6	-564,9	6771,7
680	0,0111	-16,266	8743,4	564,86	9308,3
690	0,0064	-12,949	9884,6	1626,5	11511
700	0,0029	-9,0067	10725	2491,9	13217
710	0,0007	-4,6192	11240	3056,7	14297
720	0	-1E-14	11414	3252,9	14667

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Результаты расчетов сил, действующих на шатунную шейку

Таблица Б1.

Ф, град	К, Н	Т, Н	Рк, Н	Рш.ш., Н	Крк, Н	Рк, Н
0	-9,6850342	0	-15,3872999	15,3872999	-24,30141477	24,3014148
10	-9,234438	-2,1099177	-14,9367037	15,0849882	-23,8508186	23,9439617
20	-7,9064615	-3,8048755	-13,6087272	14,1306239	-22,52284207	22,8419678
30	-5,983464	-4,7309356	-11,6857297	12,6070628	-20,59984463	21,1361148
40	-3,87834	-4,7381891	-9,58060574	10,6882385	-18,49472063	19,0920174
50	-1,9925878	-3,8747122	-7,69485345	8,61534471	-16,60896834	17,0549472
60	-0,6599681	-2,3706434	-6,36223377	6,78954849	-15,27634866	15,4591972
70	-0,0421323	-0,5590634	-5,74439802	5,77153883	-14,65851291	14,6691701
80	-0,1382569	1,2242236	-5,84052261	5,96744733	-14,7546375	14,8053386
90	-0,8137893	2,7126309	-6,51605497	7,0581399	-15,43016986	15,6667964
100	-1,8575069	3,7390333	-7,5597726	8,43389185	-16,47388749	16,8928784
110	-3,0321256	4,2229605	-8,73439134	9,70170022	-17,64850623	18,1467123
120	-4,110844	4,1904454	-9,81310973	10,6703775	-18,72722462	19,1903302
130	-4,9456938	3,7577575	-10,6479595	11,2915802	-19,56207438	19,9197263
140	-5,4984191	3,0870493	-11,2006848	11,6183137	-20,1147997	20,3503081
150	-5,8126429	2,3089625	-11,5149086	11,7441231	-20,42902345	20,559093
160	-5,9657817	1,5190081	-11,6680474	11,7665082	-20,58216232	20,6381392
170	-6,0458076	0,7542054	-11,7480733	11,7722577	-20,66218819	20,6759485
180	-6,1226394	0	-11,8249051	11,8249051	-20,73901997	20,73902
190	-6,2289902	-0,7770571	-11,9312559	11,9565331	-20,84537077	20,859849
200	-6,2752196	-1,5977972	-11,9774853	12,0835885	-20,89160024	20,9526112
210	-6,1402949	-2,4391161	-11,8425607	12,0911344	-20,75667554	20,8994944
220	-5,723984	-3,2136911	-11,4262497	11,8695827	-20,34036457	20,5926745
230	-5,0427102	-3,831471	-10,7449759	11,4076588	-19,65909083	20,0289796
240	-4,1504525	-4,2308208	-9,85271816	10,7226816	-18,76683305	19,2378239
250	-3,1192915	-4,3443598	-8,82155725	9,83327691	-17,73567214	18,2599981
260	-2,017474	-4,0610361	-7,71973972	8,72275159	-16,63385461	17,1224161
270	-0,9888965	-3,2963216	-6,69116217	7,45904733	-15,60527706	15,9496209
280	-0,2342299	-2,0740354	-5,93649557	6,2883704	-14,85061046	14,9947409
290	0,04742739	-0,629325	-5,65483831	5,68974923	-14,5689532	14,5825391
300	-0,1858777	0,6676833	-5,88814337	5,92587828	-14,80225826	14,8173092
310	-0,7426047	1,4440415	-6,44487039	6,60466579	-15,35898528	15,4267198
320	-1,2854235	1,5704089	-6,9876892	7,16198187	-15,90180409	15,9791601
330	-1,4609371	1,1551167	-7,16320276	7,25574037	-16,07731765	16,1187604
340	-0,9956044	0,4791209	-6,69787008	6,71498476	-15,61198497	15,6193352

350	0,4586767	-0,1048001	-5,243589	5,24463618	-14,15770389	14,1580918
360	3,39638083	0	-2,30588487	2,30588487	-11,21999977	11,2199998
370	9,00005209	2,0563644	3,297786388	3,88639029	-5,616328502	5,98095145
380	27,2039516	13,091526	21,50168589	25,1736084	12,587571	18,1613603
390	12,9364014	10,228403	7,234135658	12,5280864	-1,679979233	10,3654503
400	6,50548977	7,9477921	0,803224063	7,98827697	-8,110890828	11,3557893
410	3,63260538	7,0638296	-2,06966032	7,36078686	-10,98377522	13,059135
420	1,90397331	6,8391821	-3,79829239	7,82313473	-12,71240728	14,4353632
430	0,52132505	6,9175823	-5,18094066	8,64263221	-14,09505555	15,701068
440	-0,8027469	7,1080834	-6,50501257	9,63535357	-15,41912747	16,9786437
450	-2,171647	7,2388235	-7,87391274	10,6957499	-16,78802763	18,2821891
460	-3,5691945	7,1845425	-9,27146025	11,7293489	-18,18557514	19,553332
470	-4,897479	6,8209113	-10,5997447	12,6047379	-19,51385955	20,6716121
480	-6,0151544	6,1316305	-11,7174201	13,2247808	-20,63153503	21,5234089
490	-6,831723	5,1907699	-12,5339887	13,5663173	-21,44810359	22,0672889
500	-7,3302805	4,1155352	-13,0325462	13,6669269	-21,94666111	22,3292088
510	-7,5496239	2,9989454	-13,2518896	13,5869883	-22,16600446	22,3679554
520	-7,5434878	1,9207238	-13,2457535	13,384288	-22,15986839	22,2429527
530	-7,370485	0,9194569	-13,0727507	13,1050453	-21,98686561	22,0060823
540	-7,0690034	0	-12,7712691	12,7712691	-21,68538397	21,685384
550	-6,6793093	-0,8332338	-12,381575	12,4095801	-21,29568985	21,3119845
560	-6,258619	-1,5935704	-11,9608847	12,0665749	-20,87499964	20,9357368
570	-5,8587786	-2,327289	-11,5610443	11,7929648	-20,47515917	20,6069992
580	-5,4639049	-3,0676715	-11,1661706	11,5798953	-20,08028549	20,3132586
590	-4,936322	-3,7506368	-10,6385877	11,2803735	-19,55270262	19,9091802
600	-4,1504525	-4,2308208	-9,85271816	10,7226816	-18,76683305	19,2378239
610	-3,0915076	-4,305664	-8,79377329	9,7912814	-17,70788818	18,2238318
620	-1,9079729	-3,8406179	-7,61023861	8,52444	-16,5243535	16,9648049
630	-0,8466938	-2,8223126	-6,5489595	7,13122144	-15,46307439	15,7185279
640	-0,1496089	-1,3247417	-5,85187457	5,99994805	-14,76598946	14,8252955
650	-0,0355444	0,4716466	-5,73781009	5,75716207	-14,65192498	14,6595142
660	-0,6374569	2,2897819	-6,33972257	6,74056254	-15,25383746	15,4247418
670	-1,9500239	3,7919441	-7,65228961	8,54027965	-16,5664045	16,9948403
680	-3,8186181	4,6652265	-9,52088385	10,6024322	-18,43499874	19,0161383
690	-5,9355216	4,6930291	-11,6377873	12,5484109	-20,5519022	21,0809204
700	-7,9357007	3,8189465	-13,6379664	14,1625732	-22,55208127	22,8731441
710	-9,4410938	2,1571352	-15,1433595	15,2962273	-24,05747436	24,1539915
720	-10,190374	0	-15,8926399	15,8926399	-24,80675477	24,8067548