

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

Институт энергетики и электротехники

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.03.03 (141100.62) «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Двигатель с искровым зажиганием с турбонаддувом

Студент(ка)	<u>Крайнов Алексей Григорьевич</u> (И.О. Фамилия)	(личная подпись)
Руководитель	<u>В.В. Смоленский</u> (И.О. Фамилия)	(личная подпись)
Консультант	<u>М.И. Фесина</u> (И.О. Фамилия)	(личная подпись)
Нормоконтроль	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	(личная подпись)

Допустить к защите
Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., Д.А. Павлов
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » _____ 2016 г.

Тольятти 2016

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

Институт энергетики и электротехники

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой «ЭМСУ» _____

(подпись)

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

« ____ » _____

2016 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент Крайнов Алексей Григорьевич

1. Тема работы Двигатель с искровым зажиганием с турбонаддувом

2. Срок сдачи студентом законченной работы 16-22 июня 2016 года,
согласно утвержденному графику защиты ВКР на 2015-2016 уч. год.

3. Исходные данные к проекту Двигатель на базе двигателя ВАЗ, с $V_h=1,5$ л.,
 $\epsilon = 9,5$, для скоростных режимов работы -. $n_{\min} = 800 \text{ мин}^{-1}$, $n_M = 3400 \text{ мин}^{-1}$, n_N
 $= 5600 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\max} = 6000 \text{ мин}^{-1}$.

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

Введение;

Обзор применяемых технологий непосредственного впрыска топлива в
цилиндр;

Тепловой расчет двигателя;

Расчет кинематики двигателя;

Расчет динамики двигателя;

Специальная часть расчет турбокомпрессора

Безопасность и экологичность проекта

Расчет основных деталей двигателя;

Расчет механизмов и систем двигателя;

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала

Продольный и поперечный разрез двигателя - 2 листа формата А1

ВСХ - 1 лист формата А1

Диаграммы теплового расчета - 1 лист формата А1

Диаграмма кинематического и динамического расчетов - 2 листа формата А1

Конструкторский чертеж детали - 1 лист формата А1;

Сборочный чертеж компрессора - 1 лист формата А1;

6. Консультант по нормоконтролю _____ – д.т.н., профессор Егоров А.Г.

По разделу "Безопасность и экологичность работы"

к.т.н., профессор Фесина М.И.

7. Дата выдачи задания « ____ » _____ 2016 г.

Руководитель бакалаврской работы _____

(подпись)

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению _____

(подпись)

А.Г. Крайнов

(И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
 высшего образования
 «Тольяттинский государственный университет»
Институт энергетики и электротехники
Энергетические машины и системы управления

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой «ЭМСУ» _____

(подпись)

Д.А. Павлов _____

(И.О. Фамилия)

« ____ » _____

2016 г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения бакалаврской работы

Студента Крайнов Алексей Григорьевич

по теме Двигатель с искровым зажиганием с турбонаддувом

№ этапов работы	Содержание этапов работы	Форма представления материала	Плановый срок выполнения этапа и представления его на контроль	Планируемый объем выполнения, %	Фактический объем выполнения, %	Отметка о выполнении
1	Тепловой расчет двигателя <i>Чертеж диаграмм теплового расчета; ВСХ</i>	Таблицы, описания Демонстрационный лист	30 апреля 2016 г.	90%		
2	Расчет кинематики и динамики двигателя <i>Чертеж диаграмм кинематического и динамического расчетов</i>	Таблицы, описания Демонстрационный лист	5 мая 2016 г.	90%		
3	Расчет основных деталей двигателя	Таблицы, описания Демонстрационный лист	11 мая 2016 г.	90%		
4	Расчет механизмов и систем двигателя	Таблицы, описания Демонстрационный лист	15 мая 2016 г.	90%		
5	Описание конструкции спроектированной установки	Раздел записки Графический лист	20 мая 2016 г.	80%		
6	Безопасность и экологичность работы	Раздел записки	10 июня 2016 г.	90%		
7	Оформление и доработка пояснительной записки и листов графической части с учетом замечаний, полученных во время предварительной защиты	Сброшюрованная записка и подписанные чертежи	10 июня 2016 г.	100%		

Студент _____

(подпись)

А.Г. Крайнов _____

(И.О. Фамилия)

Руководитель _____

(подпись)

В.В. Смоленский _____

(И.О. Фамилия)

« ____ » _____

2016 г.

АННОТАЦИЯ

Целью бакалаврской работы является расчет двигателя для легкового автомобиля, оборудованного системой распределенного впрыска топлива и турбонаддувом, мощностью 66 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=5600 \text{ мин}^{-1}$.

Бакалаврская работа состоит из расчетной и графической части.

В расчетной части производится тепловой, кинематический, динамический, прочностной расчет, расчет систем 4-цилиндрового 4-х тактного рядного двигателя при $n=5600 \text{ мин}^{-1}$. На основе теплового расчёта проводится расчет его рабочих и конструктивных параметров.

В графической части работы приводится продольный и поперечный разрезы двигателя, внешние скоростные характеристики и тепловой баланс, кинематические и динамические диаграммы, индикаторные диаграммы, турбокомпрессор с системой перепуска .

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ. Состояние вопроса.....	8
1 Конструкторская часть.....	14
1.1 Тепловой расчет.....	14
1.1.1 Топливо.....	14
1.1.2 Параметры рабочего тела.....	14
1.1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы.....	15
1.1.4 Расчет процесса впуска.....	16
1.1.5 Расчет процесса сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси.....	17
1.1.6 Термодинамический расчёт процесса сгорания.....	17
1.1.7 Расчет процессов расширения и выпуска.....	20
1.1.8 Индикаторные показатели рабочего цикла.....	21
1.1.9 Расчет эффективных показатели двигателя.....	22
1.2 Тепловой баланс двигателя.....	23
1.3 Построение внешней скоростной характеристики.....	24
1.4 Кинематический расчет.....	25
1.4.1 Выбор λ и длины шатуна $L_{ш}$	25
1.4.2 Перемещение поршня.....	25
1.4.3 Скорость поршня.....	25
1.4.4 Ускорение поршня.....	25
1.5 Динамический расчет.....	26
1.5.1 Силы давления газов.....	26
1.5.2 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма.....	26
1.5.3 Удельные и полные силы инерции.....	27
1.5.4 Удельные суммарные силы.....	27
1.5.5 Крутящие моменты.....	28
1.5.6 Действующие силы.....	28
1.5.6.1 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала.....	28
1.5.6.2 Силы, действующие на колено вала.....	29

1.5.6.3 Силы, действующие на коренные шейки.....	29
1.5.7 Уравновешивание.....	30
1.5.8 Равномерность крутящего моментаи равномерность хода двигателя	31
1.6 Расчет турбокомпрессора.....	31
1.6.1 Расчет компрессора	31
1.6.1.1 Расчет входного устройства и рабочего колеса компрессора.....	32
1.6.1.2 Расчет диффузоров и воздухоборника.....	36
1.6.1.3 Расчет основных параметров компрессора.....	37
1.6.2 Расчет газовой турбины.....	38
1.6.2.1 Расчет направляющего аппарата (сопла).....	39
1.6.2.2 Расчет рабочего колеса.....	41
1.6.2.3 Согласование работы турбины и компрессора в составе турбокомпрессора.....	43
1.6.2.4 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью.....	44
1.6.2.5 Расчет пружины управляющего механизма.....	46
2 Безопасность и экологичность проекта	48
2.1 Мероприятия по экологической безопасности	48
2.2 Особенности шумового воздействия двигателей внутреннего сгорания на человека и окружающую среду	50
2.3 Выводы по разделу безопасность и экологичность	53
Заключение	55
Список использованных источников.....	56
Приложение А	59
Приложение Б	70
Приложение В	76
Приложение Г	89
Приложение Д	90
Приложение Е	92
Приложение Ж.....	109
Приложение 3 Спецификация сборочного чертежа.....	117

ВВЕДЕНИЕ. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Двигатели внутреннего сгорания являются наиболее распространенными двигателями, вырабатывающими механическую энергию, необходимую для привода в действие различных видов транспортных средств и других механизмов.

В настоящее время, при разработке двигателей, устанавливаемых на легковые автомобили стараются следовать следующим основным тенденциям оптимизации конструкции и показателей, направленных на:

- снижение потребления горюче-смазочных материалов;
- увеличение моторесурса;
- удобство эксплуатации, простоту и удобство технического обслуживания;
- снижение себестоимости двигателя;
- снижение выброса вредных веществ;
- снижение уровня шума;
- быструю приспособляемость к работе на переменных режимах в зависимости от условий эксплуатации;
- улучшение технико-экономических показателей систем обслуживающих двигатель.

Развитие двигателестроения происходит в поиске компромисса между этими факторами. Однако, складывающаяся в мире экономическая и экологическая ситуация будет определять соответствующую приоритетность первоочередных требований к двигателю.

Эту ситуацию применительно к двигателям для легковых автомобилей можно характеризовать следующим образом:

- увеличение производства и парка легковых автомобилей;
- снижение запасов органического топлива, которые оцениваются для нефти – 40 лет, газа – 60 лет, каменного угля – 225 лет;
- ухудшение состояния глобальной экосистемы и введение в Европе с

2012г. норм токсичности Евро-5.

В целом современный этап развития двигателестроения характеризуется интенсивной разработкой и внедрением новых технологий. Эти работы требуют больших материальных затрат и выполняются на протяжении нескольких лет. Например, в Европе особенно активны в этом направлении компании Mercedes-Benz, BMW, Audi, направляющих для этих целей ежегодно около 10 млрд. евро. В этих условиях возрастает роль обмена информацией и ее анализа. Производители анализируют все средства, повышающие показатели, которые способствуют выполнению мировых требований к двигателям, и улучшающие их потребительскую привлекательность. Одним из таких средств является наддув двигателя.

В 60-х годах наддув применялся для увеличения мощностных показателей бензиновых двигателей, а в начале 70-х – как средство компенсации потерь мощности, вызванных мероприятиями по снижению токсичности отработавших газов. Наконец, в последние годы наддув рассматривается как один из путей создания двигателя равной мощности, но с уменьшенным рабочим объемом при неизменном числе цилиндров, в том числе для небольших высокоэкономичных автомобилей. Такой двигатель на основных эксплуатационных режимах автомобиля работает с меньшим дросселированием, а, следовательно, с большей экономичностью.

Цикл экспериментально-расчетных исследований показал, что при оптимизации степени сжатия, угла опережения зажигания и рабочего объема, замена безнаддувного двигателя на двигатель такой же мощности с наддувом улучшает эксплуатационную топливную экономичность легкового автомобиля на 10..15 %. Предпочтение, отдаваемое турбокомпрессорам, объясняется их малыми габаритами и массой, отсутствием механического привода с устройством отключения агрегата на частичных нагрузках, возможностью использования части энергии отработавших газов, небольшим внешним шумом и относительно невысокой стоимостью. К преимуществам турбокомпрессоров следует отнести понижение температуры газов в турбине примерно на 120 °С,

что способствует поддержанию оптимального температурного режима каталитического нейтрализатора. Значительно проще обеспечить рециркуляцию отработавших газов, чем при механическом приводе нагнетателя. К числу недостатков турбокомпрессоров следует отнести малое P_k при низкой частоте вращения, необходимость ограничения P_k при средней и высокой частоте вращения (клапан перепуска газов), инерционность на переходных режимах, высокая теплонапряженность колеса турбины и клапана перепуска газов. При использовании для наддува нагнетателя с механическим приводом обеспечивается более благоприятное изменение P_k по частоте вращения, отпадает необходимость в насосе вторичного воздуха для окисления CO и CH, но одновременно возрастает стоимость агрегата наддува и появляется необходимость установки муфты для отключения нагнетателя на частичных нагрузках двигателя. Сильно увеличивается температура отработавших газов перед нейтрализатором и для ее снижения приходится идти на значительное обогащение смеси, что, естественно, нежелательно. Например, при $P_k = 1,8 - 2$ бара допустимая для нейтрализатора $t_{\text{газ}} = 900$ °C требует обогатить смесь до $\lambda < 0,8$.

Двигатели ВАЗ вполне могут рассматриваться как перспективные с точки зрения расширения мощностного ряда двигателей, а так же для создания автомобилей с пониженными эксплуатационными расходами бензина (и выбросами CO₂).

Главная трудность при реализации наддува бензинового двигателя связана с возникновением детонации, для устранения которой раньше использовалось понижение степени сжатия и угла опережения зажигания, а также обогащение смеси. Сейчас возможности борьбы с детонацией значительно шире.

Минимальное значение степени сжатия при наддуве рано 8,0, максимальное – 9,5, а средняя величина находится в диапазоне 8,5..9,0, при этом явной зависимости от рабочего объема цилиндра не наблюдается. Аналогичные значения степени сжатия новых безнаддувных двигателей 8,5..12,

среднее значение находится в диапазоне 9,5...10.

Таким образом, при наддуве степень сжатия понижается в среднем примерно на единицу. Если главной задачей является улучшение экономичности автомобиля при сохранении мощности и уменьшении рабочего объема двигателя, то степень сжатия понижается на меньшую величину, а если основная задача – увеличение литровой мощности при сохранении рабочего объема, то степень сжатия понижается на большую величину. Последнее объясняется тем, что уменьшение степени сжатия дает возможность увеличить давление наддува, это компенсирует снижение индикаторного к.п.д., и мощность двигателя растет.

Максимальное значение литровой мощности достигает при наддуве 90..100 кВт/л. В среднем наддув позволяет увеличить литровую мощность примерно на 30..50 %.

В тоже время для наиболее форсированных двигателей при переходе к наддуву сильнее снижают степень сжатия, увеличивают диаметр и высоту подъема впускного клапана (или количество впускных клапанов), толщину днища поршня и высоту перемычек между кольцами. Усиливается охлаждение выпускного клапана, поршня и камеры сгорания, вводится охлаждение надувочного воздуха, что снижает тепловую напряженность клапана, головки и поршня, а также способствует снижению возможности возникновения детонации, уменьшению образования NO_x .

В качестве расчетно-экспериментального анализа эффективности и особенностей были выбраны 4-х цилиндровые двигатели с распределенным и непосредственным впрыскиванием бензина, охлаждением надувочного воздуха, турбина с переменной геометрией на входе, постоянная и переменная степень сжатия. Максимальная температура газов $t_{\text{газ}}$ перед турбиной была ограничена $950\text{ }^\circ\text{C}$, при $P_k = 1,8 - 2,0$ бара потребуются обогащение смеси до $\alpha \approx 0,9$ (из-за ограниченной температуры нейтрализатора), при этих условиях литровая мощность может быть увеличена до 75 кВт/л, что позволит заменить двигатель с рабочим объемом $iV_h = 2,0$ л ($i = 4$) на двигатель с рабочим объемом $iV_h = 1,4$ л.

Варьирование степенью сжатия путем позднего закрытия впускного клапана от 9 до 12 по сравнению с $\varepsilon = 10,5$ позволило улучшить топливную экономичность по европейскому циклу на 25%. Этот высокий результат объясняется дополнительными эффектами, которые появляются при сочетании наддува с непосредственным впрыскиванием бензина. Двигатель с наддувом и непосредственным впрыскиванием из-за меньшей массы дешевле безнаддувного, примерно, на 6%, но дороже двигателя с распределенным впрыскиванием почти на 60%. Уменьшение массы при наддуве может составлять 10...12%. Время разгона автомобиля до скорости 100 км/ч увеличивается на 6%, а максимальная скорость несколько возрастает на 2%.

Таким образом, наддув позволяет существенно улучшить энергетические показатели бензиновых двигателей, а при замене безнаддувного двигателя на двигатель равной мощности но с наддувом, т.е. с меньшим iV_h , появляется реальная возможность повышать эксплуатационную топливную экономичность легкового автомобиля на 10..15%.

При оценке перспектив использования наддува для бензиновых двигателей необходимо иметь в виду следующее: проблема экономии топлива становится все более актуальной, а потому все пути ее решения, а значит и наддув, являются актуальными.

Существенно расширился арсенал средств борьбы с детонацией: появились механизмы с управляемым движением клапанов, которые, в частности, позволяют двигателю работать с уменьшенной действительной степенью сжатия (цикл Аткинсона), широкое распространение получили датчики детонации и управление давлением наддува с помощью комплексных микропроцессорных систем. Способствует борьбе с детонацией и появившееся впрыскивание бензина в цилиндр, а также разработка двигателя с переменной степенью сжатия. Увеличился к.п.д. малоразмерных турбокомпрессоров, возросла до 950°C допустимая температура отработавших газов, что улучшило работу ТКР на переходных режимах.

Совершенствование малоразмерных турбокомпрессоров для бензиновых

двигателей также стимулирует то обстоятельство, что наддув стал обязательным практически на всех новых дизелях для легковых автомобилей.

Поскольку новые технологии создают предпосылки для расширения применяемости бензиновых двигателей с наддувом, следовательно, последние имеют будущее. Поэтому, исходя из всего вышесказанного, был спроектирован 4-тактный бензиновый двигатель для применения в составе с легковым автомобилем.

1 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

1.1 Тепловой расчет

Проведем тепловой расчет по методике Вибе [7] для частоты вращения коленчатого вала: $n_{\min} = 800 \text{ мин}^{-1}$, $n_M = 3400 \text{ мин}^{-1}$, $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\max} = 6000 \text{ мин}^{-1}$.

1.1.1 Топливо

Степень сжатия при использовании наддува понижается относительно базовой, и ее величина определяется по формуле:

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_b}{\sqrt{10 \cdot P_k}} = \frac{10,5}{\sqrt{10 \cdot 0,125}} = 9,5 \quad (1)$$

Средний элементарный состав и молекулярная масса бензина:

$C = 0,855$; $H = 0,145$ и $m_r = 115 \text{ кг/кмоль}$.

Низшая теплота сгорания топлива:

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 1089 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H - W) = \quad (2) \\ &= 33,91 \cdot 0,855 + 125,60 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93 \text{ МДж/кг} = 43930 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

1.1.2 Параметры рабочего тела.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = \\ &= 0,5168 \text{ кмоль возд/кг топл.}; \quad (3) \\ l_0 &= \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = \\ &= 14,957 \text{ кг возд/кг топл.} \end{aligned}$$

Принимаем $\alpha = 1$ на основных режимах, на режиме минимальной частоты вращения $\alpha = 0,96$, на режиме максимальной скорости автомобиля $\alpha = 0,98$.

Далее проводятся расчетные формулы, а результаты расчета для всех режимов приводятся в виде таблиц.

Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 0,5247 \text{ кмоль гор. см/кг топл.} \quad (4)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при $K = 0,5$:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,0713 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}; \quad (5)$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.}; \quad (6)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}; \quad (7)$$

$$M_{H_2} = 2K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_0 = 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.}; \quad (8)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,4087 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.} \quad (9)$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \\ &= 0,5524 \text{ кмоль пр.сг/кг топл.} \end{aligned} \quad (10)$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 1,05243 \quad (11)$$

1.1.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Атмосферные условия:

$$p_0 = 0,1 \text{ МПа и } T_0 = 293 \text{ К.}$$

Давление остаточных газов:

$$p_r = p_k(1,035 + A_p \cdot 10^{-8} n^2), \quad (12)$$

где $p_{rN} = 1,18p_0 = 1,18 \cdot 0,1 = 0,118 \text{ МПа}$; $A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) 10^8 / (n_N^2 p_0)$.

Результаты расчета параметров окружающей среды и остаточных газов приведены в таблицу Приложения Б..

1.1.4 Расчет процесса впуска

С целью получения хорошего наполнения двигателя температура подогрева свежего заряда на номинальном скоростном режиме принимается $\Delta T_N = 8^\circ\text{C}$. Тогда, $A_T = \Delta T_N / (110 - 0,0125n_N) = 8 / (110 - 0,0125 \cdot 5600) = 0,2$;

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n) = 0,2(110 - 0,0125n) = 22 - 0,0025n. \quad (13)$$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_B T_k) = 0,1 \cdot 10^6 / (287 \cdot 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3.$$

Потери давления на впуске.

$$\Delta p_a = \left(\beta^2 + \xi_{BП} \right) A_n^2 n^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 \text{ МПа}. \quad (14)$$

Давление в конце впуска:

$$p_a = p_k - \Delta p_a; \text{ МПа}. \quad (15)$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r} = \frac{293 + 8}{1060} \cdot \frac{0,118}{10,5 \cdot 1,1 \cdot 0,085 - 0,118} = 0,0415, \quad (16)$$

где $\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки; $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки.

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r); \text{ К}. \quad (17)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k - \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \left(\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r \right). \quad (18)$$

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения

$$V_a = 8,314 \cdot 10^{-3} \left[\left(\alpha \cdot \frac{l_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_m} \right) T_a \right] / \left[\mu + \alpha \cdot l_0 \cdot p_a \right] \quad (\text{м}^3), \quad (19)$$

где $\mu_B = 28,9$ молярная масса воздуха.

Результаты расчета процесса впуска приведены в таблице Приложения Б.

1.1.5 Расчет процесса сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (20)$$

Значение показателя политропы сжатия находится методом последовательных приближений

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{20.16 + 1.738 \cdot 10^{-3} (\varepsilon^{n_1-1} + 1) \cdot T_a} \quad (21)$$

Давление, температура и удельный объём в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad \text{МПа} \quad (22)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad \text{К} \quad (23)$$

Удельный объём, давление и температура рабочего тела в момент воспламенения, при угле опережения зажигания Θ ,

$$V_y = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left\{ 1 + \frac{1}{\lambda} \right\} - \left\langle \cos \Theta \right\rangle + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \left\langle \sin \Theta \right\rangle} \right] \right]; \quad (24)$$

$$P_y = P_a \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1}; \text{МПа}; \quad T_y = T_a \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1-1}; \text{К}; \quad (25)$$

Результаты расчета процесса сжатия рабочего тела и начала воспламенения смеси приведены в таблице Приложения Б.

1.1.6 Термодинамический расчёт процесса сгорания

Коэффициент выделения теплоты δ , учитывающий неполное сгорание топлива;

$$\delta = \frac{H_U - 119950(-\alpha L_o)}{H_U}, \quad (26)$$

где H_U (кДж/кг) – низшая теплота сгорания; L_o (кмоль возд./кг топлива) – теоретическое количество воздуха необходимое для полного сгорания 1 кг топлива.

Коэффициент эффективности сгорания топлива ξ :

$$\xi = \delta * \Psi; \quad (27)$$

Удельная теплота сгорания рабочей смеси

$$q_z = \frac{\xi * H_u}{(+\gamma_r)(\xi * l_o + 1)}; \text{ кДж/кг.} \quad (28)$$

$$E_2 = \left(0.002 \frac{\varepsilon}{V_a}\right) q_z; \text{ МПа} \quad (29)$$

Давление газов в процессе сгорания

$$P_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} + P_1 \cdot (K_{1-2} \psi(\varphi'_1) - \psi(\varphi'_2))}{K_{1-2} \psi(\varphi'_1) - \psi(\varphi'_2)}, \quad (30)$$

где $\psi(\varphi') = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \varphi' + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi'}\right) \right]; \quad (31)$

Доля топлива, сгоревшего на рассматриваемом участке:

$$X_{1-2} = \exp\left[-6.908 \left[\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right]^{m+1}\right] - \exp\left[-6.908 \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right]^{m+1}\right], \quad (32)$$

Среднее значение доли топлива сгоревшего на участке 1-2;

$$\Delta X_{1-2} = \frac{1}{2} \left[\exp\left[-6.908 \left[\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right]^{m+1}\right] - \exp\left[-6.908 \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right]^{m+1}\right] \right] \quad (33)$$

Отношение средних теплоёмкостей рабочего тела на участке 1-2.

$$k_{1-2} = 1.259 + \left[76.7 - \left(13.6 - \frac{14.2}{\alpha}\right) x_{1-2}\right] \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0.0665 - \frac{0.0245}{\alpha}\right) x_{1-2} \quad (34)$$

Фактор теплоёмкостей K_{1-2}

$$K_{1-2} = \frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \quad (35)$$

Средняя температура T_{1-2} на участке 1-2. Здесь температура T_2 определяется методом пробных подстановок.

$$T_{1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (36)$$

Определив k_{1-2} производят все вычисления для определения P_2 , а затем вычисляют температуру T_2 газов в процессе сгорания по следующей зависимости:

$$T_2 = \frac{T_y P_2 \Psi(\varphi'_2)}{P_y \Psi(\varphi'_2) \mu_{1-2}}, \quad (37)$$

где:

$$\Psi(\varphi') = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} * \sigma; \quad (38)$$

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left[\cos(\varphi') + \frac{1}{\lambda} * \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot (\sin(\varphi'))^2}\right]; \quad (39)$$

средний на рассматриваемом участке коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси,

$$\mu_{1-2} = \frac{\mu_1 + \mu_2}{2} - \mu_1 = 1 + \frac{\mu_{0\max} - 1 \left[1 - \exp\left[-6.908 \left[\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right]^{m+1}\right]\right]}{1 + \gamma_r}. \quad (40)$$

Если вычисленное значение T_2 значительно отличается от температуры, определенной экстраполяцией, то повторяется расчет k_{1-2} .

Доля выгоревшего топлива χ рассчитывается по уравнению выгорания:

$$\chi = 1 - \exp\left[-6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right]. \quad (41)$$

Основные коэффициенты термодинамического расчета приведены в Приложении Б.

Расчёт текущих параметров процесса сгорания проводится с определённым шагом – 1^0 ПКВ, а значения указанных параметров приводятся Приложении Б.

1.1.7 Расчет процессов расширения и выпуска

Степень последующего расширения при V_z

$$\delta = V_a / V_z \quad (42)$$

Средний показатель политропы расширения находится методом последовательных приближений из уравнения:

$$n_2 = 1 + \frac{8.314}{23.7 + 0.0046 \left(\frac{1}{\delta^{n_1-1}} + 1 \right) \cdot T_z}; \quad (43)$$

Параметры в конце процесса расширения как политропного процесса

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \text{МПа}; \quad (44)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \text{ К}; \quad (45)$$

Текущие значения удельного объёма, давления и температуры газов от конца процесса сгорания до 540^0 поворота коленчатого вала находятся из соотношений

$$V_{PT} = \frac{V_a}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{1} \cdot \left(\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left[\cos \varphi_{PT} \right] + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_{PT}} \right) \right], \quad (46)$$

где φ_{PT} – текущее значение поворота коленчатого вала

$$P_{PT} = P_b \cdot \left(\frac{V_a}{V_T} \right)^{n_2}; \quad (47)$$

$$T_{PT} = T_b \left(\frac{V_a}{V_T} \right)^{n_2-1}; \quad (48)$$

Для оценки правильности выбора значения температуры отработавших газов, произведём проверку

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} \quad \text{К} \quad (49)$$

погрешность расчёта Δ :

$$\Delta = \frac{100 \cdot (T_r - T'_r)}{T_r} \quad \% \quad (50)$$

Результаты расчета процесса расширения и выпуска приведены в таблице Приложения Б.

1.1.8 Индикаторные показатели рабочего цикла

Теоретическая индикаторная работа цикла рассчитывается по методу трапеций;

$$L_{iT} = \sum_{i=1}^n \frac{P_{1i} + P_{2i}}{2} |V_{2i} - V_{1i}|; \quad (51)$$

Расчётное среднее индикаторное давление

$$P_{iT} = \frac{\varepsilon \cdot L_{iT}}{V_a}, \quad \text{МПа} \quad (52)$$

Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\eta_i = 8.314 \frac{M_1 \cdot P_{iT} \cdot T_0}{P_0 \cdot \eta_V \cdot H_u} \quad (53)$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \cdot 10^3, \quad \text{г/кВт} \cdot \text{ч} \quad (54)$$

Результаты расчета индикаторных показателей рабочего цикла приведены в таблице Приложения Б.

1.1.9 Эффективные показатели и параметры двигателя

Средняя скорость поршня:

$$v_n = \frac{Sn}{30}, \text{ м/с} \quad (55)$$

Среднее давление механических потерь

$$P_M = 0.034 + 0.0113v, \text{ МПа} \quad (56)$$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_{iT} - P_M, \text{ МПа} \quad (57)$$

Механический К.П.Д.

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_{iT}} \quad (58)$$

Эффективный К.П.Д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (59)$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{ кВт} \cdot \text{ч} \quad (60)$$

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{30\tau}, \text{ кВт} \quad (61)$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e \cdot g_e, \text{ кг/ч} \quad (62)$$

Крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (63)$$

Результаты расчета эффективных показателей двигателя приведены в таблице Приложения Б.

1.2 Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$:

$$Q_0 = H_u \cdot G_T / 3,6 = 43930 \cdot 16,14 / 3,6 = 196984 \text{ Дж/с} \quad (64)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 64,9 = 63900 \text{ Дж/с} \quad (65)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) \cdot H_u \quad (66)$$

где $c = 0,45 \div 0,53$ – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей. В расчете принято $c = 0,5$;

$m = 0,6 \div 0,7$ – показатель степени для четырехтактных двигателей.

В расчете принято:

при $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,58$, при $n = 3400 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,64$,

при $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,65$, при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$ $m = 0,64$.

$$Q_B = 0,5 \cdot 4 \cdot 7,3^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 5600^{0,65} \cdot (43930 - 0) \cdot 43930 = 52844 \text{ Дж/с} \quad (63)$$

Теплота, унесенная с отработанными газами:

$$Q_r = G_T / 3,6 \cdot [M_2 \cdot (m c_v'' \cdot T_r + 8,315 \cdot t_r) - M_1 \cdot (m c_v' \cdot T_0 + 8,315 \cdot t_0)] \quad (67)$$

$$Q_r = (16,14 / 3,6) \cdot (0,5531 \cdot (5,7861 + 8,315 \cdot 885) - 0,5255 \cdot (0,797 + 8,315 \cdot 47)) = 71693 \text{ Дж/с}$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

$Q_{н.с} = 0$, так как $\Delta H_u = 0$ при $\alpha = 1$.

Неучтенные потери теплоты:

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{н.с}) = 196984 - (63900 + 52844 + 71693) = 8543 \text{ Дж/с} \quad (68)$$

Составляющие теплового баланса представлены в приложении и на плакате теплового расчета.

1.3 Построение внешней скоростной характеристики

На основании теплового расчета, проведенного для четырех скоростных режимов работы двигателя, получены и сведены в таблицу 1.3.1 необходимые величины параметров для построения внешней скоростной характеристики.

Таблица 1.3.1 – Параметры внешней скоростной характеристики.

Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Параметры внешней скоростной характеристики					
	N _e , кВт	g _e , г/(кВт·ч)	M _e , Н·м	G _T , кг/ч	η _v	α
800	10,37	229	123,8	2,38	0,88	0,96
3400	45,05	226	126,6	10,19	0,924	1
5600	63,9	252	109	16,14	0,89	1
6000	64,8	266	103,1	17,3	0,87	0,98

Коэффициент приспособляемости по скоростной характеристике:

$$K = M_{e_{\max}} / M_{eN} = \frac{126,6}{103,1} = 1,23 \quad (69)$$

По данным параметрам строится внешняя скоростная характеристика плакат ВСХ

1.4 Кинематический расчет

1.4.1 Выбор λ и длины шатуна L_{III}

Величина отношения радиуса кривошипа к длине шатуна задана и составляет $\lambda = 0,285$. При этих условиях длина шатуна будет составлять:

$$L_{III} = R/\lambda = 71/0,285 = 124,6 \text{ мм.}$$

1.4.2 Перемещение поршня

Перемещение поршня определяется по формуле:

$$\begin{aligned} S_x &= R \cdot \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot \cos 2\varphi \right) = \\ &= 35 \cdot \left(\cos \varphi + \frac{0,285}{4} \cdot \cos 2\varphi \right), \text{ мм.} \end{aligned} \quad (70)$$

1.4.3 Скорость поршня

Скорость поршня:

$$v_{II} = \omega \cdot R \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \text{ м/с.} \quad (71)$$

1.4.4 Ускорение поршня

Ускорение поршня рассчитывается по формуле:

$$j = \omega^2 \cdot R \cdot \left(\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi \right), \text{ м}^2/\text{с} \quad (72)$$

Значения перемещения, скорости и ускорения поршня представлены в приложении и на плакате.

1.5 Динамический расчет

1.5.1 Силы давления газов

Поправка Брикса:

$$R\lambda / \rho \cdot M_s \approx 35,5 \cdot 0,285 / 2 \cdot 1 = 5,059 \text{ мм}, \quad (73)$$

где M_s – масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Масштабы развернутой индикаторной диаграммы: давлений и удельных сил $M_p = 0,05$ МПа в мм; полных сил $M_p = M_p \cdot F_{\pi} = 0,05 \cdot 0,00418539 = 0,00021$ МН в мм, или $M_p = 21$ Н в мм; угла поворота коленчатого вала

$$M_{\varphi} = 3^{\circ} \text{ в мм или } M_{\varphi} = 4 \cdot \pi / \text{OB} = 4 \cdot 3,14 / 80 = 0,157 \text{ рад в мм.}$$

По развернутой диаграмме через каждые 30° и при $\varphi = 370^{\circ}$ угла поворота коленчатого вала определяются значения и относятся в графу 2 сводной таблицы 5.1.

1.5.2 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

По таблице 21 [11, стр.127] с учетом диаметра цилиндра, отношения S/D , рядного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

- масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято $m'_{\pi} = 100$ кг/м²):

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 100 \cdot 0,00418539 = 0,419 \text{ кг} \quad (74)$$

- масса шатуна (для стального кованого шатуна принято $m'_{\text{шт}} = 120$ кг/м²)

$$m_{\text{шт}} = m'_{\text{шт}} \cdot F_{\text{шт}} = 120 \cdot 0,00418539 = 0,502 \text{ кг} \quad (75)$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугуна принято $m'_k = 140$ кг/м²)

$$m_k = m'_k \cdot F_{\pi} = 140 \cdot 0,00418539 = 0,586 \text{ кг} \quad (76)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{ш-п} = 0,275 \cdot m_{ш} = 0,275 \cdot 0,502 = 0,138 \text{ кг} \quad (77)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш-к} = 0,725 \cdot m_{ш} = 0,725 \cdot 0,502 = 0,364 \text{ кг} \quad (78)$$

- массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{п} + m_{ш-п} = 0,419 + 0,138 = 0,557 \text{ кг} \quad (79)$$

- массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_k + m_{ш-к} = 0,586 + 0,364 = 0,95 \text{ кг} \quad (80)$$

1.5.3 Удельные и полные силы инерции

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяются по формуле:

$$p_j = -j \cdot m_j / F_{п} = -j \cdot 0,557 \cdot 10^6 / 0,00418539 = -j \cdot 133 \cdot 10^6 \text{ МПа} , \quad (81)$$

и заносятся в таблицу 5.1.

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 = -0,95 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -11,581 \text{ кН} . \quad (82)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш-к} \cdot R \cdot \omega^2 = -0,364 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -4,438 \text{ кН} \quad (83)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rк} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 = -0,586 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot 10^{-3} = -7,14 \text{ кН} . \quad (84)$$

1.5.4 Удельные суммарные силы

Удельная сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца определяется по формуле:

$$p = \Delta p_r + p_j \quad (85)$$

Удельная сила, действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p \cdot \cos \beta \quad (86)$$

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cdot \cos(\varphi + \beta) \cdot \cos\beta \quad (87)$$

Удельная тангенциальная сила:

$$p_T = p \cdot \sin(\varphi + \beta) \cdot \cos\beta \quad (88)$$

Полная тангенциальная сила:

$$T = p_T \cdot F_T = 0,039592 \cdot p_T \quad (89)$$

По данным расчета строятся графики изменения удельных сил p_j , p , p_s , p_N , p_k и p_T в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала φ .

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

$$T_{cp} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau} \cdot p_i \cdot F_{\pi} = \frac{2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4} \cdot 1,336 \cdot 0,0041854 = 890 \text{ Н}; \quad (90)$$

1.5.5 Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра рассчитывается по формуле:

$$M_{кр.ц} = T \cdot R = 0,0355 \cdot 10^3 \cdot T \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (91)$$

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками:

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ. \quad (92)$$

Средний крутящий момент двигателя:

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e / \eta_m = 108,97 / 0,8624 = 126,37 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (93)$$

1.5.6 Действующие силы

1.5.6.1 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_K = K + K_{R_{ш}} = \left\langle -4,438 \right\rangle \text{ кН} \quad (94)$$

где $K = p_k \cdot F_{\Pi} = 0,0041854 \cdot p_k$ кН.

Результирующая сила $R_{ш.ш.}$, действующая на шатунную шейку, подсчитывается графическим сложением векторов сил T и P_k :

$$R_{ш.ш.} = \sqrt{T^2 + P_k^2} \quad (95)$$

Масштаб сил на полярной диаграмме для суммарных сил $M_p = 0,1$ кН в мм.

$$R_{ш.ш.ср} = 8,849 \text{ кН}$$

$$R_{ш.ш.макс} = 17,162 \text{ кН}, \quad R_{ш.ш.мин} = 1,154 \text{ кН}$$

По полярной диаграмме строится диаграмма износа шатунной шейки. По диаграмме износа определяют расположение оси масляного отверстия ($\varphi_M = 68^\circ$).

1.5.6.2 Силы, действующие на колено вала

Суммарная сила, действующая на колено вала по радиусу кривошипа:

$$K_{P_k} = P_k + K_{R_k} = P_k - 7,14 \quad (96)$$

Результирующая сила, действующая на колено вала

$$\bar{R}_k = \bar{R}_{ш.ш.} + \bar{K}_{P_k} \quad (97)$$

1.5.6.3 Силы, действующие на коренные шейки

Сила, действующая на вторую коренную шейку:

$$R_{к.ш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2} \quad (98)$$

где

$$\begin{aligned}
T_{k2} &= -0,5 \cdot T_1 + T_2 \cdot \cos\gamma_{k(-2)} - K_{pkk} \cdot \sin\gamma_{k(-2)} \\
&= -0,5 \cdot T_1 + T_2 \cdot \cos 180 - K_{pkk} \cdot \sin 180 = -0,5 \cdot T_1 - T_2 \\
K_{k2} &= -0,5 \cdot K_{pkk} + T_2 \cdot \sin\gamma_{k(-2)} + K_{pkk} \cdot \cos\gamma_{k(-2)} \\
&= -0,5 \cdot K_{pkk} + T_2 \cdot \sin 180 + K_{pkk} \cdot \cos 180 = -0,5 \cdot K_{pkk} - K_{pkk}
\end{aligned} \tag{99}$$

Сила, действующая на третью коренную шейку:

$$R_{k.ш3} = \sqrt{T_{k3}^2 + K_{k3}^2}, \tag{100}$$

где

$$\begin{aligned}
T_{k3} &= -0,5 \cdot T_2 + T_3 \cdot \cos\gamma_{k(-3)} - K_{pkk} \cdot \sin\gamma_{k(-3)} \\
&= -0,5 \cdot T_2 + T_3 \cdot \cos 0 - K_{pkk} \cdot \sin 0 = 0,5 \cdot T_2 + T_3 \\
K_{k2} &= -0,5 \cdot K_{pkk} + T_3 \cdot \sin\gamma_{k(-3)} + K_{pkk} \cdot \cos\gamma_{k(-3)} \cdot \cos\gamma_{k(-2)} \\
&= -0,5 \cdot K_{pk2} + T_3 \cdot \sin 0 + K_{pk3} \cdot \cos 0 \cdot \cos 180 = 0,5 \cdot K_{pk2} + K_{pk3}
\end{aligned} \tag{101}$$

Расчет сил $R_{k.ш1}$, $R_{k.ш2}$, $R_{k.ш3}$ приведен в таблице приложения.

По данным таблицы 1.5.4 строится полярная диаграмма нагрузок на коренные шейки в масштабе $M_R = 0,1$ кН в мм.

1.5.7 Уравновешивание

Центробежные силы инерции и их моменты полностью уравновешены:

$$\sum K_R = 0; \sum M_R = 0.$$

Силы инерции первого порядка и их моменты также уравновешены: $\sum P_{jI} = 0; \sum M_{jI} = 0.$

Силы инерции второго порядка для всех цилиндров направлены в одну сторону:

$$\sum P_{jII} = 4P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi. \tag{102}$$

Моменты от сил инерции второго порядка в связи с зеркальным расположением цилиндров полностью уравновешены: $\sum M_{jII} = 0.$

Силы инерции 2-го порядка можно уравновесить только с помощью дополнительных валов. Однако использование дополнительных валов

значительно усложнит конструкцию двигателя, поэтому силы инерции 2-го порядка оставим неуравновешенными.

Для снижения нагрузки на коренные шейки коленчатого вала установим противовесы на продолжении щек.

$m_R = 0,95$ кг - массы, совершающие вращательное движение.

$K_{Rш} = -4,438$ кН - центробежные силы инерции вращающихся масс шатуна;

$K_{Rк} = -7,14$ кН - центробежные силы инерции вращающихся масс кривошипа;

$$m_{прR} = \frac{- (K_{Rш} + K_{Rк})}{2 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot N_n}{30}} = \frac{- (4,438 - 7,14)}{2 \cdot 42 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,14 \cdot 5600}{30}} = 0,235 \text{ кг} \quad (103)$$

1.5.8 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Равномерность крутящего момента

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{M_{кр \max} - M_{кр \min}}{M_{кр \text{ ср}}} = \\ &= \frac{110 - 82,47}{126,4} = 3,896. \end{aligned} \quad (104)$$

Равномерность хода двигателя принимается равной $\delta = 0,01$.

1.6 Расчет турбокомпрессора

1.6.1 Расчет компрессора

Рассчитывается радиально-осевой компрессор с лопаточным диффузором, одноступенчатый.

Массовый расход воздуха через двигатель

$$G_B = \frac{\alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0 \cdot N_e \cdot g_e}{36 \cdot 10^5}, \quad (105)$$

где φ_{II} – коэффициент продувки; в расчете принято $\varphi_{II} = 1,18$;

α - коэффициент избытка воздуха; $\alpha = 1$ при $n_N = 3400 \text{ мин}^{-1}$;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; $l_0 = 14,957$ кг возд/кг топл;

N_e - эффективная мощность двигателя; $N_e = 45,0$ кВт;

g_e - эффективный удельный расход жидкого топлива; $g_e = 226$ г/(кВт·ч);

$$G_B = \frac{1 \cdot 1,18 \cdot 14,975 \cdot 45,0 \cdot 226}{36 \cdot 10^5} = 0,05 \text{ кг/с} . \quad (106)$$

Плотность воздуха на входе в компрессор

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3 , \quad (107)$$

где $P_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К – атмосферные условия.

$R_B = 287$ Дж/(кг·град) - удельная газовая постоянная для воздуха.

Объемный расход воздух через компрессор

$$Q_B = \frac{G_B}{\rho_0} = \frac{0,05}{1,19} = 0,042 \text{ м}^3/\text{с} . \quad (108)$$

1.6.1.1 Расчет входного устройства и рабочего колеса компрессора

Температура воздуха в сечении $a_{вх} - a_{вх}$, соответствующее параметрам потока на входе в подводящий патрубок:

$$T_{авх} = T_0 = 293 \text{ К}$$

Давление воздуха в сечении $a_{вх} - a_{вх}$:

$$P_{авх} = p_0 - \Delta p_{вс}, \quad (109)$$

где $\Delta p_{вс}$ – потери давления на всасывании в компрессор, величина которых зависит в основном от сопротивления воздушного фильтра и трубопроводов;

$\Delta p_{вс} = 0,002 - 0,006$ МПа. Принимается $\Delta p_{вс} = 0,005$;

$$p_{авх} = 0,1 - 0,005 = 0,095 \text{ МПа}.$$

Статическое давление p_K ; по заданию $p_K = 0,125$ МПа

Степень повышения давления воздуха в компрессоре:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_{a_{вх}}} = \frac{0,125}{0,095} = 1,316. \quad (110)$$

По известным значениям π_k и Q_v определяется типоразмер турбокомпрессора – ТКР – 3,5 а также находим номинальный базовый диаметр колеса компрессора - $D_2 = 0,035 \text{ м} = 35 \text{ мм}$.

Для оценки напорных качеств компрессора используют коэффициент напора $H_{АД,К}$:

$$H_{АД,К} = L_{АД,К} / u_2^2, \quad (111)$$

где $H_{АД,К}$ - коэффициент напора; для полуоткрытых осерадиальных колес $H_{АД,К} = 0,56 \div 0,6$. В расчете принимается $H_{АД,К} = 0,58$.

Адиабатическая работа сжатия в компрессоре:

$$L_{АД,К} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{a_{вх}} \left(\pi_k^{k-1/k} - 1 \right), \quad (112)$$

где k – показатель адиабаты; в расчете принимается $k = 1,4$.

$$L_{АД,К} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left(1,316^{1,4-1/1,4} - 1 \right) \approx 24021 \text{ Дж/кг}. \quad (113)$$

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора:

$$u_2 = \sqrt{L_{АД,К} / H_{АД,К}} = \sqrt{24021 / 0,58} = 203,5 \text{ м/с}. \quad (114)$$

Частота вращения колеса компрессора:

$$n_K = 60 \cdot u_2 / (\pi \cdot D_2) \approx 60 \cdot 203,5 / (\pi \cdot 0,035) \approx 70700 \text{ об/мин}. \quad (115)$$

Температура воздуха на входе в колесо компрессора:

Параметры воздуха в выходном сечении патрубка можно определить, если задаться абсолютной скоростью потока c_1 в этом сечении; скорость воздуха во входном сечении принимается равной $c_{1вх} = 40 \text{ м/с}$.

$$T_1 = T_{a_{вх}} + \frac{c_{a_{вх}}^2 - c_1^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R_B} = 293 + \frac{40^2 - 80^2}{2 \cdot \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287} = 290 \text{ К}. \quad (116)$$

Потери в воздухоподводящем патрубке компрессора:

Относительные потери в воздухоподводящем патрубке компрессора оценивают с помощью коэффициента потерь $\xi_{\text{ВХ}}$. Для патрубков с осевым входом $\xi_{\text{ВХ}} = 0,03 \div 0,06$. Задаемся величиной $\xi_{\text{ВХ}} = 0,04$.

$$L_{\text{rВХ}} = \xi_{\text{ВХ}} \cdot c_1^2 / 2 = 0,04 \cdot 80^2 / 2 = 128 \text{ Дж/кг} . \quad (117)$$

Показатель политропы $n_{\text{ВХ}}$ на участке входа воздуха в компрессор:

$$\frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВХ}} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{\text{rВХ}}}{R_{\text{В}} \cdot (T_1 - T_{\text{aВХ}})} = \frac{1,4}{1,4 - 1} - \frac{128}{287 \cdot (290 - 293)} = 3,65 , \quad (118)$$

откуда $n_{\text{ВХ}} = 1,378$.

Давление перед колесом компрессора:

$$p_1 = p_{\text{aВХ}} \cdot (T_1 / T_{\text{aВХ}})^{n_{\text{ВХ}} / n_{\text{ВХ}} - 1} = 0,095 \cdot (290 / 293)^{1,378 / (1,378 - 1)} = 0,0915 \text{ МПа} \quad (119)$$

Плотность воздуха во входном сечении:

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_{\text{В}} \cdot T_1) = 0,0915 \cdot 10^6 / (287 \cdot 290) = 1,1 \text{ кг/м}^3 \quad (120)$$

Площадь входного сечения:

$$F_1 = G_{\text{В}} / (\rho_1 \cdot c_1) = 0,05 / (1,1 \cdot 80) = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (121)$$

Диаметр рабочего колеса на входе в компрессор:

$$D_1 = \sqrt{F_1 / 0,785 \cdot (1 - (D_0 / D_1)^2)} , \quad (122)$$

где D_0 / D_1 – отношение диаметра втулки колеса к его диаметру на входе; в расчете принято $D_0 / D_1 = 0,3$.

$$D_1 = \sqrt{0,0006 / 0,785 \cdot (1 - 0,3^2)} = 0,03 \text{ м} = 30 \text{ мм} .$$

Диаметр втулки рабочего колеса компрессора:

$$D_0 = D_1 \cdot \frac{D_0}{D_1} = 0,03 \cdot 0,3 = 0,009 \text{ м} = 9 \text{ мм} . \quad (123)$$

Относительный диаметр втулки рабочего колеса:

$$\bar{D}_0 = D_0 / D_2 = 0,009 / 0,055 = 0,164 . \quad (124)$$

Относительный диаметр колеса на входе:

$$\bar{D}_1 = D_1 / D_2 = 0,03 / 0,055 = 0,545 . \quad (125)$$

Относительный средний диаметр на входе в колесо:

$$\bar{D}_{1cc} = \sqrt{(\bar{D}_0^2 + \bar{D}_1^2)/2} = \sqrt{(0,164^2 + 0,545^2)/2} = 0,4. \quad (126)$$

Коэффициент мощности; для осерадиальных колес в области расчетных режимов можно определить с достаточной точностью по формуле П.К. Казанджина:

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_K} \cdot \frac{1}{(1 - \bar{D}_{1cp}^2)} \right], \quad (127)$$

где z_K – число лопаток колеса. В расчете принимается $z_K = 12$:

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12} \cdot \frac{1}{(1 - 0,4^2)} \right] = 0,828.$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0,828 \cdot 203,5 = 168,5 \text{ м/с}. \quad (128)$$

Радиальная составляющая c_{2r} абсолютной скорости; определяется из заданного соотношения c_{2r}/u_2 . В выполненных компрессорах $c_{2r} = (0,25 - 0,4) u_2$ м/с. В расчетах принимается $c_{2r} = 0,3u_2$:

$$c_{2r} = 0,3 \cdot 203,5 = 61,05 \text{ м/с} \quad (129)$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса; определяется из треугольника скоростей:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = \sqrt{168,5^2 + 61,05^2} = 179 \text{ м/с}. \quad (130)$$

Температура воздуха на выходе из рабочего колеса:

$$T_2 = T_1 + \left[\alpha_f - \mu^2 / 2 \right] u_2^2 / c_p, \quad (131)$$

где α_f – коэффициент дисковых потерь; для полуоткрытых колес

$\alpha_f = (0,04 - 0,08)$, в расчетах принимается $\alpha_f = 0,06$.

$$T_2 = 290 + \left[0,828 + 0,06 - 0,828^2 / 2 \right] 203,5^2 / 1004,5 = 312,5 \text{ К} \quad (132)$$

Давление на выходе из колеса:

В расчете принимается $n_K = 1,4$, тогда:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(T_2 / T_1 \right)^{n_K / n_K - 1} = 0,0915 \cdot \left(312,5 / 290 \right)^{1,4 / 1,4 - 1} = 0,119 \text{ МПа}. \quad (133)$$

Плотность воздуха за рабочим колесом:

$$\rho_2 = p_2 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_2) = 0,119 \cdot 10^6 / (287 \cdot 312,5) = 1,327 \text{ кг/м}^3 \quad (134)$$

Высота лопаток рабочего колеса на диаметре D_2 :

$$b_2 = G_B / (\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2) = 0,05 / (\pi \cdot 14 \cdot 0,055 \cdot 61,05 \cdot 1,327) = 0,0035 \text{ м} = 3,5 \text{ мм} \quad (135)$$

Ширина колеса компрессора:

$$\bar{B} = B/D_2, \quad (136)$$

где B – ширина колеса компрессора; зависит в основном от технологии изготовления и геометрических размеров колеса. Ориентировочно можно принять $\bar{B} \leq 0,3$ при $D_2 > 110$ мм и $\bar{B} \geq 0,3$ при $D_2 < 110$ мм.

Принимается $\bar{B} = 0,35$ м.

$$B = 0,35 \cdot 0,055 = 0,019 \text{ м} = 19 \text{ мм}.$$

1.6.1.2 Расчет диффузоров и воздухоборника

Ширину безлопаточной части диффузора принимается равной высоте лопаток колеса на выходе:

$$b_3 = b_2 = 0,0035 \text{ м} = 3,5 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр безлопаточного диффузора:

$$D_3 = D_2 \cdot \bar{D}_3, \quad (137)$$

где $\bar{D}_3 = D_3/D_2$ – относительный наружный диаметр безлопаточного диффузора. В расчете принимается $\bar{D}_3 = 1,14$.

$$D_3 = 0,055 \cdot 1,14 = 0,063 \text{ м} = 63 \text{ мм}.$$

Абсолютная скорость на выходе из безлопаточного диффузора:

$$c_3 = \frac{c_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} = \frac{179}{1,14} \cdot \frac{0,0035}{0,0035} = 157 \text{ м/с}. \quad (138)$$

Давление за лопаточным диффузором:

$$p_4 = p_{a_{\text{вх}}} \cdot \pi_k = 0,095 \cdot 1,316 = 0,125 \text{ МПа}. \quad (139)$$

Температура воздуха за лопаточным диффузором:

Показатель политропы сжатия принимается $n_d = 1,8$.

$$T_4 = T_2 \cdot (p_4/p_2)^{\frac{1}{n_d-1}} = 312,5 \cdot (0,125/0,119)^{\frac{1}{1,8-1}} = 319,4 \text{ К.} \quad (140)$$

Скорость воздушного потока на выходе из лопаточного диффузора

$$c_4 = \sqrt{c_2^2 - (T_4 - T_2) \cdot 2 \cdot c_p} = \sqrt{179^2 - (319,4 - 312,5) \cdot 2 \cdot 1004,5} = 135 \text{ м/с.} \quad (141)$$

Наружный диаметр лопаточного диффузора находится в пределах

$$D_4 = (1,35 - 1,70) \cdot D_2. \text{ Принимается } D_4 = 1,40 \cdot D_2 = 1,40 \cdot 0,055 = 0,077 \text{ м} = 77$$

мм.

Ширина лопаточного диффузора на выходе:

В расчете принимается $\nu = 5^\circ$.

$$b_4 = b_3 + (D_4 - D_3) \cdot \text{tg} \nu / 2 = 0,0035 + (0,077 - 0,063) \cdot \text{tg} 5^\circ / 2 = 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм} \quad (142)$$

Потери в воздухоборнике (улитке):

$$L_{\text{улит}} = \xi_{\text{улит}} \cdot c_4^2 / 2, \quad (143)$$

где $\xi_{\text{улит}}$ – коэффициент потерь в улитке. $\xi_{\text{улит}} = 0,1 - 0,3$; в расчете принимается $\xi_{\text{улит}} = 0,25$

$$L_{\text{улит}} = 0,25 \cdot 135^2 / 2 = 2278 \text{ Дж/кг.} \quad (144)$$

Давление на выходе из улитки:

$$p_5 = p_4 \cdot \left(1 - \frac{L_{\text{улит}}}{R_B \cdot T_5} \cdot \frac{k-1}{k} \right)^{k/k-1} = 0,125 \cdot \left(1 - \frac{2278}{287 \cdot 319,4} \cdot \frac{1,4-1}{1,4} \right)^{1,4/1,4-1} = 0,122 \text{ МПа} \quad (145)$$

1.6.1.3 Расчет основных параметров компрессора

Конечное давление $p_5 = 0,122$ МПа на выходе из компрессора отличается от принятого $p_k = 0,125$ на 2,5%, что допустимо.

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = p_5 / p_{\text{аВХ}} = 0,122 / 0,095 = 1,29. \quad (146)$$

Адиабатический к.п.д. компрессора

$$\begin{aligned} \eta_{\text{АД.К}} &= T_0 \cdot \left(\epsilon_k^{\epsilon-1} - 1 \right) / \left(\epsilon_5 - T_0 \right) \\ &= 293 \cdot \left(29^{\epsilon-1} - 1 \right) / \left(19,4 - 293 \right) = 0,838 \end{aligned} \quad (147)$$

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени повышения давления

$$\begin{aligned} L_{\text{АД.К}} &= \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{\text{авх}} \cdot \left(\epsilon_k^{\epsilon-1} - 1 \right) \\ &= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left(29^{\epsilon-1} - 1 \right) = 22211 \text{ Дж/кг} \end{aligned} \quad (148)$$

Коэффициент напора

$$H_{\text{АД.К}} = L_{\text{АД.К}} / u_2^2 = 22211 / 203,5^2 = 0,55 . \quad (149)$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора

$$\begin{aligned} N_K &= L_{\text{АД.К}} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{\text{АД.К}} = \\ &= 22211 \cdot 0,05 / 1000 \cdot 0,838 = 1,33 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (150)$$

1.6.2 Расчет газовой турбины

Количество отработавших газов, поступающих на турбину от двигателя:

$$G_{\Gamma} = G_B \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0} \right) = 0,05 \cdot \left(1 + \frac{1}{1 \cdot 1,18 \cdot 14,957} \right) = 0,053 \text{ кг/с} . \quad (151)$$

Давление газа в выпускном патрубке принимается

$$p_p = 0,9 \cdot p_K = 0,9 \cdot 0,122 = 0,11 \text{ МПа} . \quad (152)$$

Температура газа перед турбиной; $T_{\Gamma} = 1080 \text{ К}$

Противодавление за турбиной $p_2 = (1,02 - 1,05) \cdot p_0$. В расчетах принимается $p_2 = 1,03 \cdot p_0 = 0,103 \text{ МПа}$.

Показатель изоэнтропы k_{Γ} выпускных газов, принимается $k_{\Gamma} = 1,34$.

Молекулярная масса газа перед турбиной

$$\mu_{\Gamma} = \mu_B \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_{\Pi} \cdot l_0} = 28,96 \cdot \frac{1 + 1 \cdot 1,18 \cdot 14,957}{1,0524 \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 14,957} = 29,08 \text{ кг/кмоль} \quad (153)$$

Газовая постоянная выпускных газов:

$$R_{\Gamma} = R/\mu_{\Gamma} = 8315/29,08 = 285,94 \text{ Дж/}(\text{г} \cdot \text{К}) \quad (154)$$

В соответствии с определенным ранее типом турбокомпрессора (ТКР-5), для расчета принимается изобарная радиальная турбина с к.п.д. $\eta_{\Gamma} = 0,76$.

Давление газа перед турбиной:

$$p_{\Gamma} = p_2 / \left(1 - \frac{\frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}} \cdot L_{\text{АД.К}} \cdot G_{\text{В}}}{\eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{АД.К}} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma} \cdot G_{\Gamma}} \right)^{k_{\Gamma}/(k_{\Gamma}-1)} = \quad (155)$$

$$= 0,103 / \left(1 - \frac{\frac{1,34 - 1}{1,34} \cdot 22211 \cdot 0,05}{0,76 \cdot 0,838 \cdot 285,94 \cdot 1080 \cdot 0,053} \right)^{1,34/(1,34-1)} = 0,115 \text{ МПа}$$

Отношение $p_{\text{к}}/p_{\Gamma} = 0,122/0,115 = 1,06$; для четырехтактных двигателей $p_{\text{к}}/p_{\Gamma} = 1,0 - 1,2$.

1.6.2.1 Расчет направляющего аппарата (сопла)

Степень реактивности $\rho_{\Gamma} = 0,45 - 0,55$. В расчетах принимается $\rho_{\Gamma} = 0,50$.

Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине

$$L_{\text{АД.Т}} = L_{\text{АД.К}} \cdot G_{\text{В}} / (\eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{АД.К}} \cdot G_{\Gamma}) =$$

$$= 22211 \cdot 0,05 / (0,76 \cdot 0,838 \cdot 0,053) = 32900 \text{ Дж/кг} \quad (156)$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате

$$L_{\text{с}} = (\rho_{\Gamma}) L_{\text{АД.Т}} = (0,50) 32900 = 16450 \text{ Дж/кг} \quad (157)$$

Абсолютная скорость газа перед рабочим колесом

$$c_1 = \varphi_{\text{с}} \cdot \sqrt{2 \cdot L_{\text{с}}}, \quad (158)$$

где $\varphi_{\text{с}}$ – коэффициент скорости, учитывающий потери в направляющем аппарате. Для радиально-осевых турбин с диаметром колес 80 – 180 мм $\varphi_{\text{с}} = 0,92 - 0,96$. В расчетах принимается $\varphi_{\text{с}} = 0,94$.

$$c_1 = 0,94 \cdot \sqrt{2 \cdot 16450} = 170,5 \text{ м/с} \quad (159)$$

Температура газа за направляющим аппаратом

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2}{2 \cdot k_r \cdot R_r / (\kappa_r - 1)} = 1080 - \frac{170,5^2}{2 \cdot 1,34 \cdot 285,94 / (1,34 - 1)} = 1067 \text{ К.} \quad (160)$$

Характер течения газа в проточной части направляющего аппарата турбины определяется числом Маха:

$$M_1 = c_1/a_1 = c_1/\sqrt{k_r \cdot R_r \cdot T_1}, \quad (161)$$

где a_1 – скорость звука.

$$M_1 = 170,5 / \sqrt{1,34 \cdot 285,94 \cdot 1067} = 0,267.$$

Для определения радиальной c_{1r} и окружной c_{1u} составляющих абсолютной скорости c_1 необходимо задаться величиной угла α_1 выхода газового потока из направляющего аппарата. В расчетах принимается $\alpha_1 = 20^\circ$.

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 170,5 \cdot \sin 20^\circ = 58,3 \text{ м/с}$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 170,5 \cdot \cos 20^\circ = 160,2 \text{ м/с}$$

Окружная скорость на наружном диаметре колеса:

Окружной скоростью u_1 на наружном диаметре колеса обычно задаются, стремясь обеспечить оптимальную величину параметра быстроходности турбины

$$\chi = u_1/c_{Ад}, \quad (162)$$

где $c_{Ад}$ – условная адиабатическая скорость истечения газа

$$c_{Ад} = \sqrt{2 \cdot L_{АдТ}} = \sqrt{2 \cdot 32900} = 256,5 \text{ м/с}$$

Значение χ должно находиться в диапазоне 0,65 – 0,70. Величину u_1 обычно принимают несколько большей скорости u_{1u} , чтобы повысить к.п.д. турбины. В расчете принимается $u_1 = 175 \text{ м/с}$. Параметр быстроходности при этом будет составлять

$$\chi = 175/256 = 0,684.$$

Угол входа потока на лопатки рабочего колеса:

Значение β_1 должно находиться в интервале 70-110°. Если данное условие не выполняется, то необходимо скорректировать α_1 и ρ_r .

$$\beta_1 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}} = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{175 - 160,2}{58,3} = 104^\circ$$

Значение β_1 лежит в допустимых пределах.

Относительная скорость потока

$$\omega_1 = c_{1r} / \sin \beta_1 = 58,3 / \sin 104^\circ = 60 \text{ м/с}$$

Наружный диаметр рабочего колеса:

Необходимо учесть, что частота вращения ротора турбины должна соответствовать частоте вращения ротора компрессора: $n_T = n_K = 70700$ об/мин.

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / \pi \cdot n_T = 60 \cdot 175 / 3,14 \cdot 70700 = 0,05 \text{ м} = 50 \text{ мм}. \quad (163)$$

Входной диаметр направляющего аппарата:

Входной диаметр направляющего аппарата в расчетах принимается равным $D_0 = 60$ мм.

Потери энергии в направляющем аппарате:

$$\Delta L_c = \left(\frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \cdot \frac{170,5^2}{2} = 1914 \text{ Дж/кг}. \quad (164)$$

Показатель политропы расширения в направляющем аппарате:

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k}{k - 1} + \frac{L_c}{R_T \cdot (T_T - T_1)} = \frac{1,34}{1,34 - 1} + \frac{1914}{285,94 \cdot (1080 - 1067)} = 4,456$$

$$n_c = 1,29 \quad (165)$$

Давление газа на выходе из направляющего аппарата:

$$p_1 = p_T \cdot \left(\frac{T_1}{T_T} \right)^{\frac{n_c}{n_c - 1}} = 0,115 \cdot \left(\frac{1067}{1080} \right)^{4,456} = 0,109 \text{ МПа} \quad (166)$$

Плотность газового потока на выходе из направляющего аппарата:

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_T \cdot T_1) = 0,109 \cdot 10^6 / (285,94 \cdot 1067) = 0,357 \text{ кг/м}^3 \quad (167)$$

Ширина лопаток направляющего аппарата:

$$b'_1 = \frac{G_T}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,053}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,357 \cdot 170,5 \cdot \sin 20^\circ} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм} \quad (168)$$

1.6.2.2 Расчет рабочего колеса

Величина адиабатической работы расширения газа в колесе турбины определяется степенью ее реактивности:

$$L_{PK} = \rho_T \cdot L_{Ad.T} = 0,5 \cdot 32900 = 16450 \text{ Дж/кг}. \quad (169)$$

Для радиально-осевых колес с диаметром $D_1 = 70 \div 140$ мм число лопаток составляет $z_2 = 10 \div 18$. В расчетах принимается $z_2 = 10$.

Данные расчета конструктивных параметров рабочего колеса запишем в таблицу приложения.

Относительная средняя скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$\omega_2 = \psi \cdot \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot L_{PK} - u_1^2 \cdot (1 - \bar{D}_{2cp}^2)}, \quad (170)$$

где ψ - коэффициент скорости, учитывающий потери в рабочем колесе турбины; В расчетах принимается $\psi = 0,82$.

\bar{D}_{2cp} - относительный среднеквадратичный диаметр колеса на выходе:

$$\bar{D}_{2cp} = D_{2cp} / D_1 = 0,0258 / 0,05 = 0,516. \quad (171)$$

$$\omega_2 = 0,82 \cdot \sqrt{60^2 + 2 \cdot 16450 - 175^2 \cdot (1 - 0,516^2)} = 97 \text{ м/с}$$

Окружная скорость на диаметре D_{2cp}

$$u_{2cp} = \pi \cdot D_{2cp} \cdot n_T / 60 = 3,14 \cdot 0,0258 \cdot 70700 / 60 = 95,5 \text{ м/с}. \quad (172)$$

Считая выход потока газа осевым ($c_2 = c_{2a}$), из треугольника скоростей находим величину абсолютной скорости на выходе из колеса:

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 - u_{2cp}^2} = \sqrt{97^2 - 95,5^2} = 17 \text{ м/с}. \quad (173)$$

Температура газа на выходе из колеса:

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_r \cdot R_r / (k_r - 1)} \cdot \left[(-\alpha_r) \cdot u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right] =$$

$$= 1067 - \frac{1}{1,34 \cdot 285,94 / (1,34 - 1)} \cdot \left[(-0,06) \cdot 175^2 - \frac{170,5^2 - 17^2}{2} \right] = 1054 \text{ К} \quad (174)$$

Адиабатический к.п.д. турбины без учета потерь с выходной скоростью:

$$\eta'_{Ad.T} = \frac{T_T - T_2}{T_T \cdot (1 - \phi_2 / p_T)^{k_r - 1}} = \frac{1080 - 1054}{1080 \cdot (1 - 0,103 / 0,115)^{1,34 - 1}} = 0,87$$

Адиабатический к.п.д. турбины с учетом потерь с выходной скоростью:

$$\eta_{\text{АД.Т}} = \eta'_{\text{АД.Т}} - \frac{c_2^2}{2 \cdot L_{\text{АД.Т}}} = 0,87 - \frac{17^2}{2 \cdot 32900} = 0,865 \quad (175)$$

Общий к.п.д. турбины определяется с учетом всех гидравлических и механических потерь:

$$\eta_{\text{Т}} = \eta_{\text{АД.Т}} \cdot \eta_{\text{ТК.МЕХ}}, \quad (176)$$

где $\eta_{\text{ТК.МЕХ}}$ - механический к.п.д. турбокомпрессора. В расчетах принимается $\eta_{\text{ТК.МЕХ}} = 0,88$.

$$\eta_{\text{Т}} = 0,865 \cdot 0,88 = 0,76$$

Расчетное значение величины $\eta_{\text{Т}}$ не должно отличаться более чем на 2 – 4 % от ранее принятого значения при определении адиабатической работы газа в турбине. $\Delta = 0 \%$ - удовлетворяет поставленным требованиям.

Мощность, развиваемая турбиной:

$$N_{\text{Т}} = L_{\text{АД.Т}} \cdot G_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{Т}} / 1000 = 32900 \cdot 0,053 \cdot 0,76 / 1000 = 1,33 \text{ кВт}, \quad (177)$$

соответствует мощности, потребляемой компрессором ($N_{\text{Т}} = N_{\text{К}}$).

1.6.2.3 Согласование работы турбины и компрессора в составе турбокомпрессора

Для установившегося режима совместная работа турбины и компрессора определяется следующими условиями:

1) Равенство мощностей турбины $N_{\text{Т}}$ и компрессора $N_{\text{К}}$, т.е. $N_{\text{Т}} = N_{\text{К}}$.

2) Равенство частот вращения колес турбины $n_{\text{к}}$ и компрессора $n_{\text{к}}$,

т.е. $n_{\text{Т}} = n_{\text{к}} = n_{\text{ТК}}$

3) Баланс расхода газа через турбину $G_{\text{Т}}$ и воздуха через компрессор $G_{\text{К}}$, который выражается следующим уравнением:

$$G_{\text{Т}} = G_{\text{К}} + G_{\text{ТОПЛ}} + G_{\text{УТ}}, \quad (178)$$

где $G_{\text{ТОПЛ}}$ - массовый расход топлива в единицу времени;

$G_{\text{УТ}}$ - утечки воздуха и газа на участке от выхода из компрессора до входа в турбину в единицу времени.

Расход топлива и величина утечек практически равны и составляют 2-3 % расхода воздуха, т.е. в расчетах можно принять $G_T = G_K = G$.

Эти условия одинаково применимы при любом способе подвода газа к турбине.

В данном случае мощность, создаваемая турбиной равна мощности, потребляемой компрессором, то есть $N_T = N_K = 1,33$ кВт, колесо турбины и колесо компрессора находятся на одном валу, тем самым создавая равенство их частот вращения равенство $n_{TK} = n_T = n_K = 70700$ об/мин. Следовательно, на заданном режиме турбина и компрессор согласуются.

1.6.2.4 Согласование работы турбокомпрессора с поршневой частью

Характерным недостатком турбокомпрессора в условиях эксплуатации поршневого двигателя является то, что он при малой мощности двигателя и низкой частоте вращения коленчатого вала подает недостаточное количество воздуха. Это обуславливает недостаточный крутящий момент двигателя в диапазоне низких частот вращения коленчатого вала и проявляется в медленном его реагировании на изменение нагрузки при переходных процессах, например, при резком ускорении (двигатель имеет плохую приёмистость). В связи с этим, расчет турбокомпрессора производится для режима максимального крутящего момента; в данном случае, этот режим соответствует частоте вращения коленчатого вала равной $n_M = 3400$ мин⁻¹.

Другая проблема, возникающая при работе турбокомпрессора – при резком снижении нагрузки на двигатель, вследствие инерционности компрессора, возникает избыточное давление, превышающее расчетное. При этом происходит излишнее обеднение горючей смеси и влечет за собой возникновение детонации, что недопустимо. Следует вывод о том, что для автомобильных бензиновых двигателей, эксплуатируемых в обычных условиях, нерегулируемый наддув не подходит.

С целью защиты автомобильного двигателя с наддувом от возможной поломки, а также для улучшения его характеристики мощности и динамических качеств, давление наддува необходимо регулировать. Регулирование наддува может осуществляться различными способами, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. При низком наддуве практический интерес представляют такие способы регулирования, как дополнительная камера сгорания, регулирование соплового аппарата турбины, перепуск части отработавших газов, перепуск части наддувочного воздуха и т.д.

Для расширения возможного диапазона изменения частоты вращения коленчатого вала при неизменном давлении наддува наиболее действенным способом регулирования является перепуск части отработавших газов в обход турбины.

Окончательный выбор способа регулирования производится из условия обеспечения надежности и простоты конструкции.

Исполнительное устройство системы регулирования давления наддува может иметь различные конструктивные формы, но выполняется, как правило, в отдельном корпусе, и в зависимости от принятой схемы регулирования может устанавливаться как в выпускном, так и в впускном тракте двигателя.

Исполнительное устройство включает в себя:

- исполнительный элемент - заслонка;
- управляющий элемент - барокамера;
- шток - привод клапана.

Конец штока прикреплен к мембране, которая поджимается калиброванной пружиной. Мембрана герметично зажата по всему периметру металлической крышкой в форме колпака. Перепускной клапан (или соответственно заслонка) находится в закрытом состоянии благодаря поджатию пружиной. Между мембраной и крышкой имеется полость, в которую через канал от компрессора подводится управляющее давление. Когда значение управляющего давления становится достаточным для сжатия калиброванной пружины, клапан открывается и перепускает часть потока газов. С помощью

силы калиброванной пружины можно регулировать давление наддува, то есть чем больше сила пружины, тем большее давление наддува может быть создано. Эта регулировочная возможность служит лишь как основная регулировка, предназначенная для ограничения максимального давления наддува, но не для его регулирования в процессе работы двигателя. Поэтому, с целью обеспечения безопасности двигателя, сила предварительного сжатия пружины надежно отрегулирована, а сама пружина опломбирована. Также с целью изменения максимального давления наддува и соответственно мощности, силу сжатия пружины можно варьировать с помощью регулировочного болта.

1.6.2.5 Расчет пружины управляющего механизма

Пружина управляющего механизма должна обеспечивать постоянную кинематическую связь между мембраной и штоком привода клапана и удерживать перепускной клапан в закрытом положении при рабочем значении величины давления наддува.

Расчет пружины сводится к определению силы упругости пружины и проверке минимального усилия при закрытом клапане;

Рабочее значение величины давления наддува составляет 0,125 МПа.

Исходя из конструктивных соображений, принимаются и геометрические параметры пружины:

- диаметр проволоки $d_{пр} = 2,5$ мм,
- диаметр пружины $D_{пр} = 27$ мм.

Площадь рабочей поверхности мембраны клапана:

$$\omega_M = \frac{\pi \cdot d_M^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 45^2}{4} = 1590 \text{ мм}^2 \approx 0,0016 \text{ м}^2 \quad (179)$$

где $d_M = 45$ мм – диаметр мембраны клапана.

Сила, при превышении которой происходит деформация мембраны (сила страгивания пружины):

$$F_1 = \omega_M \cdot p_{над} = 0,0016 \cdot 125000 = 157,5 \text{ Н} \quad (180)$$

где $p_{\text{над}} = 125000$ Па – максимальное давление наддува.

Жесткость пружины рассчитывается по формуле:

$$C = (F_2 - F_1)/h, \quad (181)$$

где F_2 – сила, под действием которой деформируется пружина; принимается $F_2 = 200$ Н.

$h = 10$ мм – рабочий ход пружины.

$$C = (200 - 157,5)/10 = 4,25 \text{ Н/мм}$$

Число рабочих витков пружины:

$$n_1 = C_1/C = 40/4,25 \approx 9, \quad (182)$$

где C_1 – жесткость одного витка пружины; принимается $C_1 = 40$.

Полное число витков:

$$n = n_1 + n_2 = 9 + 2 = 11, \quad (183)$$

где $n_2 = 2$ – число зашлифованных витков.

Максимальная деформация пружины:

$$\lambda_m = F_3/C = 230/4,25 = 54 \text{ мм}, \quad (184)$$

где F_3 – сила, которой соответствует максимальная деформация пружины; принимается $F_3 = 230$ Н.

Высота пружины при максимальной деформации:

$$L_m = (n_1 + 1 - n_2) \cdot d_{\text{пр}} = (9 + 1 - 2) \cdot 2,5 = 25 \text{ мм} \quad (185)$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$L = L_m + \lambda_m = 25 + 54 = 79 \text{ мм}. \quad (186)$$

2 БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ ПРОЕКТА

2.1 Мероприятия по экологической безопасности

К основным способам снижения вредного воздействия двигателей на человека и окружающую среду и, в частности, уменьшения их токсичности относятся следующие группы мероприятий: конструкционные, технологические, эксплуатационные.

К конструкционным мероприятиям можно отнести такие, как оптимизация процессов рабочего цикла; использование новых, нетрадиционных типов и конструктивных схем двигателей; совершенствование инженерных конструкторских решений деталей, узлов, агрегатов и систем ДВС; применение новых (дополнительных) устройств и систем в составе штатных (и, в частности, систем нейтрализации токсичности).

Группа технологических мероприятий включает разработку более совершенных технологий проектирования, изготовления и сборки деталей, узлов, агрегатов, систем и двигателей в целом.

Сущность эксплуатационных мероприятий состоит в переходе на использование новых (в том числе, альтернативных) видов топлив, масел, смазок, технических жидкостей, в разработке и применении различных присадок к топливу и маслу, а также непосредственно в усовершенствовании системы эксплуатации, технического обслуживания и ремонта двигателей.

Способы улучшения экологических характеристик ДВС весьма разнообразны. Однако наибольший интерес с точки зрения уменьшения токсичности двигателей представляют собой средства и методы, совершенствования процессов рабочего цикла, а также разработка и использование приборов и устройств термической и каталитической нейтрализации в системах выпуска отработавших газов.

Также снижает токсичность разработка и использование приборов и устройств термической и каталитической нейтрализации в системах выпуска отработавших газов.

Метод термической нейтрализации основывается на электрическом (с использованием электрических полей, электродуговых разрядов и т.д.) или химическом (окисление, или сжигание при помощи введения дополнительного количества теплоты и (или) окислителя в поток ОГ в выпускной системе двигателя) доокислении вредных веществ, содержащихся в отработавших газах двигателя.

Каталитический нейтрализатор представляют собой техническое устройство, размещенное в системе выпуска отработавших газов двигателя. Состоит из следующих основных функциональных узлов:

- собственно материал (непосредственно катализатор определённых химических реакций), обладающий химической активностью и при определённых условиях способный активизировать процессы окисления (или восстановления) продуктов неполного окисления топлива, не изменяя при этом существенным образом своих физико-химических свойств и характеристик;
- инертная основа, на которой располагается каталитический материал;
- корпус.

Во многих случаях устройства каталитической нейтрализации выполняют также функции глушителей шума выпуска.

В целом каталитическая нейтрализация токсических компонентов отработавших газов является достаточно перспективным направлением улучшения экологических характеристик ДВС.

Турбонаддув при небольших значениях давления наддува может рассматриваться как средство снижения расхода топлива, что соответственно снижает выбросы двигателем вредных веществ в окружающую среду.

Особенности использования Правила № 49 ЕЭК ООН применительно к автотранспортной технике заключаются в том, что она (эта техника) должна соответствовать только тем требованиям в части ограничения токсичности,

которые действовали на момент её производства, то есть к такой технике не могут быть применены более жёсткие требования, вводимые в действие в последующих нормативно-правовых документах.

В качестве мероприятий по снижению токсичности выступает использование трехкомпонентного керамического каталитического нейтрализатора. Мероприятия, применяемые в рассматриваемом двигателе для нейтрализации токсических веществ, удовлетворяют требованиям норм Евро-3. Конструктивно это достигается установкой на выпускную систему двигателя трехкомпонентного керамического каталитического нейтрализатора (рисунок 2.1) и датчика концентрации кислорода (лямбда-зонд).

Сейчас экологами уже планируется ввод стандарта Евро 6, который существенно увеличил требования к составу вредных веществ в автомобильных выхлопах, по сравнению с первым сертификатом Евро 1.

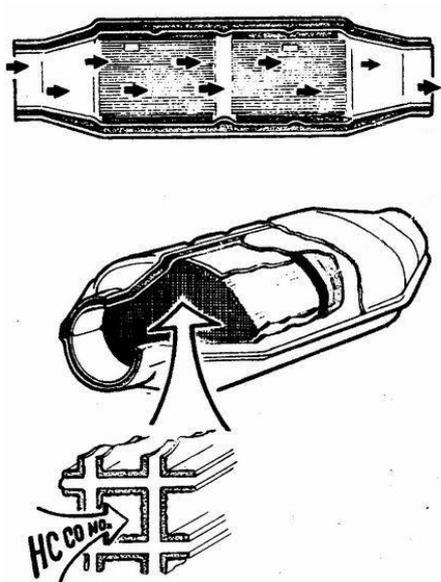


Рисунок 2.1 – Каталитический нейтрализатор.

2.2 Особенности шумового воздействия двигателей внутреннего сгорания на человека и окружающую среду

Помимо загазовывания (химического загрязнения) одной из наиболее значительных составляющих вредного воздействия двигателей внутреннего

сгорания на окружающую среду и, в том числе, на человека является шумовое загрязнение.

В данном аспекте под шумовым воздействием ДВС понимается возникновение звуковых колебаний, создающихся работающим двигателем, которые могут не только вызвать появление субъективного ощущения дискомфорта при взаимодействии человека с силовыми установками (в частности, при их эксплуатации) или при нахождении в зоне распространения таких колебаний, но и привести к появлению различного рода временных или относительно устойчивых отклонений от нормального состояния здоровья организма.

Основным источником шумового воздействия транспортной техники, а также других мобильных и стационарных энергетических установок, оборудованных ДВС, является сам двигатель.

Реакция организма человека на шумовое воздействие определяется совокупностью факторов, основными из которых являются характеристики шумового воздействия и реактогенность (чувствительность, восприимчивость) организма.

В свою очередь, шумовое (звуковое) воздействие с точки зрения объективного восприятия его человеком характеризуется рядом показателей, таких как мощность (интенсивность), высота звука, длительность воздействия.

Мощность (сила, интенсивность) шумового воздействия определяется величиной звукового давления на барабанную перепонку уха человека. Этот показатель определяется в децибелах (дБ).

Высота звука характеризуется частотой колебаний звукового давления в единицу времени (в секунду). Единица измерения высоты звука - герц (Гц).

Звуки (шумы) гипервысокой частоты для ДВС не характерны.

В Российской Федерации основные требования к шумовым характеристикам автотранспортной техники регламентируются следующими основными документами:

- ГОСТ Р 41.51-2004 (Правило №51-02 ЕЭК ООН) «Внешний шум автотранспортных средств» с предельно-допустимым значением общего уровня внешнего шума легковых автомобилей не превышающего 74 дБ А.

Допустимая продолжительность шумового воздействия определяется психофизиологическими особенностями организма человека и оказывает непосредственное влияние на его здоровье и нормальное самочувствие.

Для снижения уровня шума при работе, в составе системы выпуска отработавших газов рассчитываемого двигателя применяются глушители (рисунок 2.2).

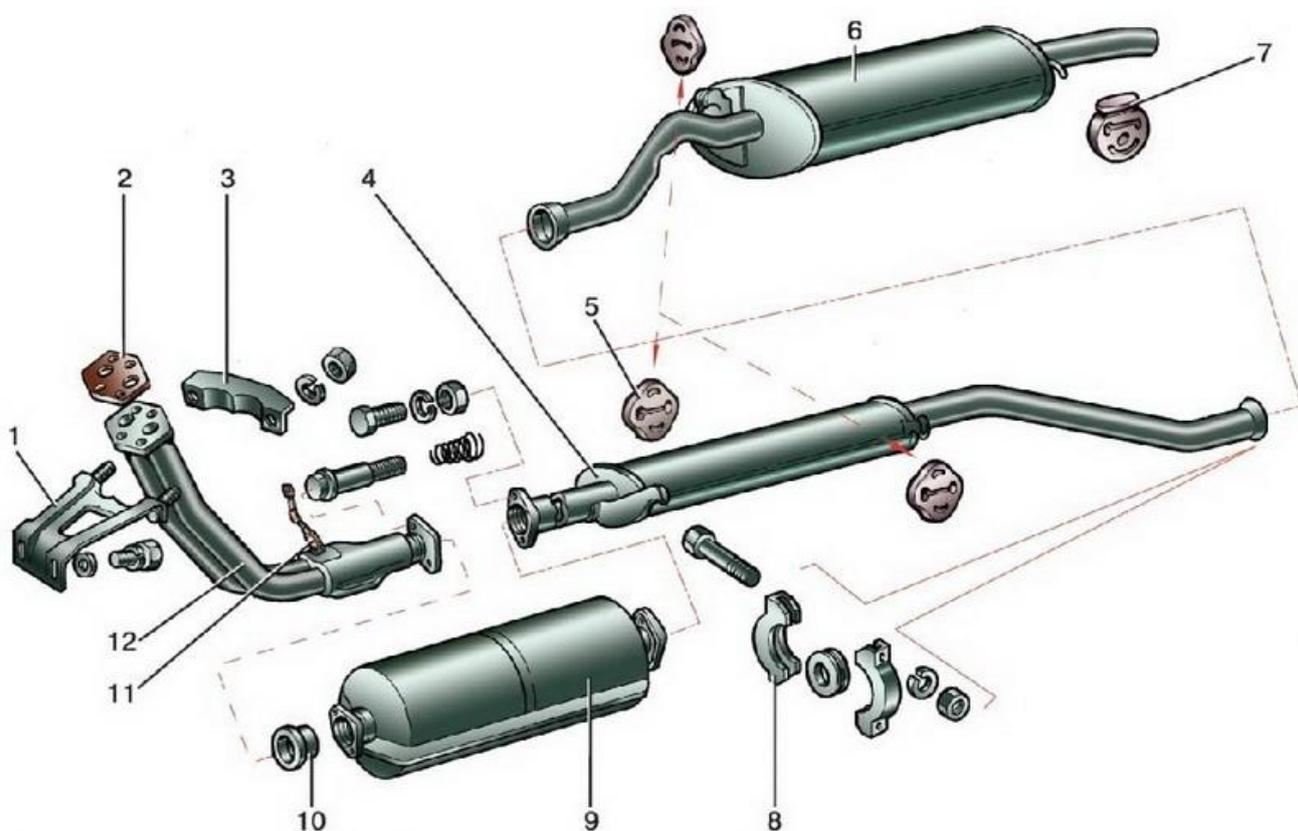


Рисунок 2.2. – Конструкция системы выпуска отработавших газов:

1 – кронштейн крепления приемной трубы; 2 – прокладка; 3 – прижим кронштейна; 4 – дополнительный глушитель; 5 – подушка подвески глушителя; 6 – основной глушитель; 7 – подушка подвески глушителя; 8 – хомут соединения труб глушителей; 9 – нейтрализатор; 10 – уплотнительное кольцо шарнира; 11 – датчик концентрации кислорода (лямбда-зонд);

12 – приемная труба глушителей.

2.3 Выводы по разделу безопасность и экологичность

В результате работы над разделом «Безопасность и экологичность объекта» бакалаврской работы, сделан вывод о том, что турбонаддув может рассматриваться как средство снижения расхода топлива двигателем, что соответственно снижает его выбросы вредных веществ. Как показывает практика, снижение расхода топлива происходит при небольших значениях давления наддува (в проектируемом двигателе избыточное давление составляет $p_k = 0,125$ МПа), так как при последующем его увеличении требуется обогащать смесь. В противном случае смесь будет переобеднена, что повлечет за собой детонацию. Рассчитываемый двигатель на номинальном режиме работы ($n_{ном} = 5600$ мин⁻¹) имеет часовой расход топлива равный $G_T = 15,14$ кг/ч, что на 25% меньше по сравнению с базовым двигателем (20 кг/ч).

Ввиду использования турбокомпрессора также снижен рабочий объем относительно базового двигателя и составляет $iV_h = 1190$ см³, что повлекло уменьшение размеров поршневой группы. Уменьшение массы подвижных частей двигателя приводит к снижению шума и вибрации при его функционировании. Также снижению шума способствует сам турбокомпрессор – в качестве глушителя выступает корпус турбины. При прохождении через турбину, отработавшие газы отдают часть своей энергии. Тем самым снижается скорость их истечения и, следовательно, шум, возникающий в процессе выпуска отработавших газов, также снижается.

Исходя из всего вышесказанного складывается общий положительный эффект применения данного объекта относительно его безопасности и экологичности. Данный двигатель с турбонаддувом, взаимодействуя с каталитическим нейтрализатором вполне может соответствовать стандарту EURO-5.

Модернизированная конструкция двигателя оборудованного турбонаддувом, прогнозируется как более экологически чистая, в меньшей степени загрязняющая окружающую среду токсичными выбросами в

атмосферу, включая выбросы углекислого газа, вследствие улучшения экоЗ. Модернезированная конструкция двигателя оборудованного турбонаддувом, прогнозируется как более экологически чистая, в меньшей степени загрязняющая окружающую среду токсичными выбросами в атмосферу, включая выбросы углекислого газа, вследствие улучшения экоомичности двигателя, а также акустическим загрязнением окружающей среды вследствие более низкого корпусного шума двигателя и уменьшенное звуковое излучение системы газообмена двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате проведенной работы в соответствии с исходными данными эффективной мощности и номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя были выполнены:

1.1 Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя, расчеты кинематики и динамики двигателя;

1.2 На основании результатов расчетов выбраны конструктивные параметры двигателя, и в соответствии с ними выполнен сборочный чертеж 16.БР.ЭМСУ.005.СБ;

1.3 Прочностные расчеты элементов двигателя, а также расчет систем смазки и охлаждения;

1.4 Выбор конструктивных параметров и расчет турбокомпрессора, в соответствии с ним выполнен сборочный чертеж турбокомпрессора 16.БР.ЭМСУ.005.СБ;

2. В соответствии с проведенным анализом, можно отметить, что применение турбокомпрессора позволяет существенно улучшить технико-экономические показатели базового двигателя. При небольшом превышении мощности базового двигателя, уменьшен рабочий объем ($iV_h = 1190 \text{ см}^3$). Минимальный эффективный удельный расход топлива составляет $g_e = 226 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$, часовой расход топлива на номинальном режиме – $G_t = 16,14 \text{ кг/ч}$. Для улучшения приемистости двигателя применяется система регулирования давления наддува.

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. - с.496.
2. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова//. –3-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. - с.456.
3. Ховаха, М.С. Автомобильные двигатели – 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] /Под редакцией М.С. Ховаха// М.: Машиностроение, 1977. - с.636.
4. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /В.П. Алексеев, Н.А. Иващенко и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова//. –3-е издание, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. - с.528.
5. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –4-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1984. – с.384
6. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В.И. Анурьев// В 3-х т. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. - с.296.
7. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
8. Кузнецов, Ю.М. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта [Текст] / . М.: Транспорт, 1986.

9. Луканин, В.Н. Промышленная транспортная экология [Текст] / М.: Высшая школа, 2001.
10. Долин, П.А. Справочник по технике безопасности [Текст] / М.: Энергоатомиздат, 1985.
11. Dake, A.R. Modeling and control of cold start hydrocarbon emissions [Текст] / A.R. Dake // Master thesis. – 2005. - 101 с.
12. El-Mahallawy, F. Fundamentals and technology of combustion [Текст] / F. El-Mahallawy, S. E-Din Habik. – London : Elsevier, 2002. – 862 с.
13. Eriksson, L. Spark Advance Modeling and Control / L. Eriksson [Текст] // Doctoral thesis. – 1999. - 207 с.
14. Кузнецов, В.Р. Турбулентность и горение [Текст] / Кузнецов, В.Р., Собольников В.А.// М. Наука, 1986. - 207 с.
15. Войнов, В.В. Процессы сгорания в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / М. Наука, 1984. - 211 с.
16. Звонов, В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / М. Машиностроение, 1981. - 210 с.
17. Nlootat, G. A Model for Converting SI Engine Flame Arrival Signals into Flame Contours [Текст] / SAE, SP 1099, №950109, стр. 99-110, 1999.
18. Khalighi, B. Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engine with Intake Variations [Текст] / SAE, SP 1101, №950287, 2001. - с. 147-179,
19. Jones, P. Full Cycle Computational Fluid Dynamics Calculations in a Motored Four Valve Pent Roof Combustion Chamber and Comparison with Experiment [Текст] / SAE, SP 1101, №950286, 2001. - с. 131-146
20. Наканиши, К. Разработка новой системы впуска для четырёхклапанного двигателя, работающего на бедных смесях [Текст] / SAE, SP 1097, №95050, 1997. - с. 25-43
21. Хашимото, Н. Разработка низкотоксичной, высокоэффективной камеры сгорания для высокомоощного четырехклапанного двигателя [Текст] / SAE, SP 1098, №95068, 1998. - с. 347-365

22. Аносов, Ю.М. Основы отраслевых технологий и организации производства [Текст] / С-П., Политехника, 2002.
23. Каргин, С.А. Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением : канд. техн. наук : 05.08.05 / Каргин Сергей Александрович. – Астрахань, 2006. – 177 с.
24. Каменев, В.Ф. Научные основы и пути совершенствования токсических характеристик автомобильных двигателей с искровым зажиганием: Дисс. . докт.техн.наук: 05.04.02 ГНЦ НАМИ / Каменев Владимир Федорович. - Москва, 1996. - 454 с.
25. Кутенёв, В.Ф. Комплексное решение проблем снижения выбросов вредных веществ и расхода топлива автомобильными двигателями. Автореф. дисс. докт. техн. наук. 05.04.02 / Кутенёв Вадим Федорович. - М.: МАМИ. - 1990. - 45 с.
26. Машиностроение. Энциклопедия [Текст] /: в 40 т. / гл. ред. К.В. Фролов (пред.) и др.— М.: Машиностроение, 2013.- Т. IV-14: Двигатели внутреннего сгорания.- 784с.
27. Семенов, Е.С. Исследование турбулентности в цилиндре поршневого двигателя [Текст] // Е.С. Семенов, А.С. Соколик // Известия АН СССР. – 1958. - № 8. - С. 130-140.
28. Смоленская, Н.М. Исследование эффективности рабочего процесса бензиновых двигателей с использованием электропроводности пламени [Текст] / Н.М. Смоленская, В.В. Смоленский, П.В. Ивашин, А.П. Шайкин // ВНТК "Проведение научных исследований в области машиностроения". 27-28 ноября 2009. Тольятти: Изд-во ТГУ. - 2009. С.244-250.
29. Стечкин, Б.С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя [Текст] / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский. – М. : АН СССР, 1960. – 200 с.
30. Рахимов, Р.Р. Улучшение показателей двигателей с искровым зажиганием путем интенсификации сгорания бедных смесей : автореферат дис. ... кандидата технических наук / Р. Р. Рахимов. - Волгоград: ВолГТУ, 1999.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1 - Результаты теплового расчета проектируемого двигателя при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ																	
θ	ϕ	α	ε	μ	P_y	T_y	V_a	ζ	E_2	γ	λ	μ	θ				
15	40	1	9,5	1,0524	2,473	866,137	0,769	0,8100	53,1679	0,0363	0,2930	3,2	15				
Расчёт процесса сгорания																	
f	f1	Vст	s	y(f1)	X1-2	Tпред	T1	T2	T2истина	T1-2	k1-2	K1-2	DХ1-2	P	m	m ₁₋₂	X
0	-15	0,09605	0,0439	1,1866	6,5E-07	866,1366	866,1366	872,3089	866,1366	869,2227			1,3E-06	2,47254	1	1	0
1	-14	0,09412	0,0383	1,1627	1,1E-05	872,3089	872,3089	878,4264	872,328	875,3677	1,3472	6,7597	2,2E-05	2,5413	1	1	1,29E-06
2	-13	0,09231	0,0331	1,1405	5,3E-05	878,4264	878,4264	884,7893	878,4833	881,6078	1,3466	6,77	0,00011	2,60919	1	1	2,37E-05
3	-12	0,09064	0,0282	1,1198	0,00015	884,7893	884,7893	891,8294	884,8865	888,3093	1,346	6,7805	0,00031	2,67669	1	1	0,00013
4	-11	0,0891	0,0237	1,1008	0,00034	891,8294	891,8294	900,1338	891,9723	895,9816	1,3453	6,7916	0,00068	2,74483	1	1	0,000436
5	-10	0,08769	0,0196	1,0834	0,00064	900,1338	900,1338	910,4451	900,3315	905,2895	1,3446	6,8042	0,00128	2,81516	1,0001	1	0,001112
6	-9	0,08641	0,0159	1,0676	0,00109	910,4451	910,4451	923,6544	910,7115	917,0498	1,3437	6,8194	0,00217	2,88987	1,0001	1,0001	0,00239
7	-8	0,08527	0,0126	1,0534	0,00171	923,6544	923,6544	940,7858	924,0091	932,2201	1,3426	6,8383	0,00342	2,97169	1,0002	1,0002	0,004562
8	-7	0,08426	0,0096	1,0409	0,00254	940,7858	940,7858	962,969	941,2543	951,8774	1,3412	6,8621	0,00507	3,06392	1,0004	1,0003	0,007979
9	-6	0,08338	0,0071	1,0301	0,0036	962,969	962,969	991,3992	963,5826	977,1841	1,3394	6,8923	0,00719	3,1703	1,0007	1,0005	0,013052
10	-5	0,08264	0,0049	1,0209	0,00491	991,3992	991,3992	1027,284	992,1938	1009,341	1,3373	6,9297	0,00981	3,29482	1,001	1,0008	0,020243
11	-4	0,08203	0,0031	1,0134	0,00649	1027,284	1027,284	1071,776	1028,298	1049,53	1,3347	6,9751	0,01297	3,44153	1,0015	1,0013	0,030057
12	-3	0,08155	0,0018	1,0075	0,00834	1071,776	1071,776	1125,901	1073,048	1098,839	1,3317	7,0289	0,01667	3,61424	1,0022	1,0018	0,043028
13	-2	0,08122	0,0008	1,0033	0,01045	1125,901	1125,901	1190,472	1127,464	1158,187	1,3284	7,0907	0,0209	3,81622	1,003	1,0026	0,059699
14	-1	0,08101	0,0002	1,0008	0,0128	1190,472	1190,472	1266,012	1192,356	1228,242	1,3247	7,1597	0,0256	4,04982	1,0041	1,0035	0,080597
15	0	0,08094	0	1	0,01535	1266,012	1266,012	1352,67	1268,234	1309,341	1,3208	7,2342	0,03071	4,3162	1,0054	1,0047	0,106202
16	1	0,08101	0,0002	1,0008	0,01804	1352,67	1352,67	1450,158	1355,24	1401,414	1,3168	7,3125	0,03607	4,61498	1,0069	1,0061	0,136907
17	2	0,08122	0,0008	1,0033	0,02077	1450,158	1450,158	1557,689	1453,072	1503,923	1,3129	7,3925	0,04154	4,94403	1,0088	1,0078	0,17298
18	3	0,08155	0,0018	1,0075	0,02345	1557,689	1557,689	1673,951	1560,935	1615,82	1,309	7,472	0,04689	5,29929	1,0109	1,0098	0,21452

19	4	0,08203	0,0031	1,0134	0,02594	1673,951	1673,951	1797,101	1677,508	1735,526	1,3054	7,549	0,05189	5,6747	1,0132	1,012	0,261413
20	5	0,08264	0,0049	1,0209	0,02813	1797,101	1797,101	1924,802	1800,94	1860,952	1,302	7,622	0,05626	6,06231	1,0159	1,0145	0,313302
21	6	0,08338	0,0071	1,0301	0,02987	1924,802	1924,802	2054,306	1928,892	1989,554	1,299	7,6896	0,05974	6,45248	1,0187	1,0173	0,369562
22	7	0,08426	0,0096	1,0409	0,03103	2054,306	2054,306	2182,578	2058,611	2118,442	1,2963	7,7509	0,06206	6,83434	1,0217	1,0202	0,429298
23	8	0,08527	0,0126	1,0534	0,03152	2182,578	2182,578	2306,469	2187,064	2244,523	1,2939	7,8052	0,06304	7,19632	1,0249	1,0233	0,491361
24	9	0,08641	0,0159	1,0676	0,03126	2306,469	2306,469	2422,913	2311,101	2364,691	1,2919	7,8524	0,06252	7,52691	1,028	1,0265	0,554397
25	10	0,08769	0,0196	1,0834	0,03024	2422,913	2422,913	2529,142	2427,658	2476,028	1,2902	7,8924	0,06048	7,81544	1,0312	1,0296	0,616919
26	11	0,0891	0,0237	1,1008	0,02849	2529,142	2529,142	2622,882	2533,97	2576,012	1,2888	7,9255	0,05697	8,05287	1,0343	1,0327	0,677395
27	12	0,09064	0,0282	1,1198	0,0261	2622,882	2622,882	2702,522	2627,766	2662,702	1,2877	7,9521	0,05219	8,23257	1,0372	1,0357	0,734369
28	13	0,09231	0,0331	1,1405	0,02321	2702,522	2702,522	2767,215	2707,439	2734,868	1,2868	7,9726	0,04642	8,35076	1,0398	1,0385	0,786563
29	14	0,09412	0,0383	1,1627	0,02001	2767,215	2767,215	2816,909	2772,145	2792,062	1,2862	7,9879	0,04001	8,40679	1,0421	1,041	0,832984
30	15	0,09605	0,0439	1,1866	0,01668	2816,909	2816,909	2852,294	2821,837	2834,601	1,2858	7,9985	0,03336	8,40306	1,0442	1,0432	0,872994
31	16	0,09811	0,0499	1,212	0,01342	2852,294	2852,294	2874,673	2857,207	2863,484	1,2855	8,0053	0,02685	8,34464	1,0459	1,045	0,906351
32	17	0,10029	0,0562	1,239	0,01041	2874,673	2874,673	2885,786	2879,562	2880,229	1,2854	8,0089	0,02081	8,23862	1,0472	1,0465	0,933198
33	18	0,1026	0,063	1,2676	0,00775	2885,786	2885,786	2887,595	2890,644	2886,691	1,2853	8,01	0,01551	8,09329	1,0483	1,0477	0,954011
34	19	0,10504	0,07	1,2977	0,00554	2887,595	2887,595	2882,092	2892,419	2884,843	1,2853	8,0092	0,01108	7,91733	1,0491	1,0487	0,96952
35	20	0,1076	0,0775	1,3293	0,00379	2882,092	2882,092	2871,119	2886,877	2876,605	1,2854	8,007	0,00758	7,71907	1,0496	1,0493	0,980603
36	21	0,11028	0,0853	1,3625	0,00247	2871,119	2871,119	2856,264	2875,866	2863,691	1,2856	8,0038	0,00494	7,50595	1,05	1,0498	0,988178
37	22	0,11309	0,0934	1,3971	0,00153	2856,264	2856,264	2838,795	2860,972	2847,53	1,2857	7,9999	0,00307	7,28414	1,0502	1,0501	0,993119
38	23	0,11601	0,1019	1,4332	0,0009	2838,795	2838,795	2819,666	2843,466	2829,231	1,2859	7,9955	0,00181	7,05848	1,0504	1,0503	0,996186
39	24	0,11905	0,1108	1,4708	0,0005	2819,666	2819,666	2799,545	2824,299	2809,605	1,2861	7,9908	0,00101	6,83258	1,0505	1,0504	0,997993
40	25	0,12221	0,12	1,5098	0,00026	2799,545	2799,545	2778,875	2804,141	2789,21	1,2863	7,986	0,00053	6,60893	1,0505	1,0505	0,999

Таблица А2 - Результаты теплового расчета проектируемого двигателя при $n = 3400 \text{ мин}^{-1}$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ																	
θ	ϕ	α	ε	μ	P_y	T_y	V_a	ζ	E_2	γ	λ	μ					
30	60	1	9,5	1,0524	1,3849	743,1535	0,8098	0,96	60,3080	0,0282	0,2930	3,4					
Расчёт процесса сгорания																	
f	f1	Vст	s	y(f1)	X1-2	Tпред	T1	T2	Tистина	T1-2	k1-2	K1-2	Dx1-2	P	m	m ₁₋₂	X
0	-30	0,1471	0,1708	1,7259	5,2E-08	743,1535	743,1535	667,0646	743,1535	705,109			1,04E-07	1,38494	1	1	0
1	-29	0,1432	0,16	1,68	1E-06	667,0646	667,0646	674,2125	750,5723	670,6386	1,36778	6,43807	2,08E-06	1,43702	1	1	1,04E-07
2	-28	0,1394	0,1495	1,6354	5,4E-06	674,2125	674,2125	681,4641	758,1899	677,8383	1,37337	6,35664	1,08E-05	1,49119	1	1	2,19E-06
3	-27	0,1357	0,1393	1,5921	1,7E-05	681,4641	681,4641	688,8796	765,9052	685,1719	1,37215	6,37413	3,32E-05	1,54727	1	1	1,3E-05
4	-26	0,1322	0,1295	1,5503	3,9E-05	688,8796	688,8796	696,547	773,7806	692,7133	1,37094	6,39169	7,71E-05	1,60538	1	1	4,62E-05
5	-25	0,1287	0,12	1,5098	7,6E-05	696,547	696,547	704,5849	781,9082	700,5659	1,36972	6,40949	0,000152	1,6657	1,00001	1	0,000123
6	-24	0,1254	0,1108	1,4708	0,00013	704,5849	704,5849	713,1443	790,4121	708,8646	1,36848	6,42774	0,000267	1,7285	1,00001	1,00001	0,000275
7	-23	0,1222	0,1019	1,4332	0,00022	713,1443	713,1443	722,41	799,4503	717,7772	1,36719	6,44674	0,000433	1,79413	1,00003	1,00002	0,000542
8	-22	0,1191	0,0934	1,3971	0,00033	722,41	722,41	732,601	809,2162	727,5055	1,36584	6,46681	0,000661	1,86302	1,00005	1,00004	0,000975
9	-21	0,1161	0,0853	1,3625	0,00048	732,601	732,601	743,9706	819,9393	738,2858	1,36441	6,48834	0,000964	1,93576	1,00008	1,00007	0,001636
10	-20	0,1133	0,0775	1,3293	0,00068	743,9706	743,9706	756,8051	831,8851	750,3879	1,36286	6,51175	0,001352	2,01301	1,00013	1,00011	0,0026
11	-19	0,1106	0,07	1,2977	0,00092	756,8051	756,8051	771,4224	845,3537	764,1138	1,36118	6,53747	0,001838	2,09559	1,0002	1,00017	0,003951
12	-18	0,1081	0,063	1,2676	0,00122	771,4224	771,4224	788,1677	860,678	779,795	1,35933	6,56595	0,002434	2,18443	1,0003	1,00025	0,005789
13	-17	0,1056	0,0562	1,239	0,00158	788,1677	788,1677	807,4102	878,22	797,789	1,35729	6,59763	0,003152	2,28058	1,00042	1,00036	0,008223
14	-16	0,1033	0,0499	1,212	0,002	807,4102	807,4102	829,5362	898,3663	818,4732	1,35506	6,63288	0,004004	2,38521	1,00058	1,0005	0,011375
15	-15	0,1012	0,0439	1,1866	0,0025	829,5362	829,5362	854,9423	921,5214	842,2392	1,35261	6,67202	0,004999	2,4996	1,00078	1,00068	0,015379
16	-14	0,0991	0,0383	1,1627	0,00307	854,9423	854,9423	884,0268	948,1005	869,4845	1,34994	6,71527	0,006146	2,62505	1,00104	1,00091	0,020378
17	-13	0,0972	0,0331	1,1405	0,00373	884,0268	884,0268	917,1806	978,5201	900,6037	1,34706	6,76271	0,007454	2,76295	1,00135	1,0012	0,026524
18	-12	0,0955	0,0282	1,1198	0,00446	917,1806	917,1806	954,7759	1013,188	935,9783	1,34398	6,81428	0,008927	2,91461	1,00173	1,00154	0,033978
19	-11	0,0938	0,0237	1,1008	0,00528	954,7759	954,7759	997,1559	1052,493	975,9659	1,34073	6,86979	0,010568	3,08134	1,00219	1,00196	0,042906
20	-10	0,0924	0,0196	1,0834	0,00619	997,1559	997,1559	1044,623	1096,792	1020,889	1,33733	6,92886	0,012375	3,26428	1,00273	1,00246	0,053474

21	-9	0,091	0,0159	1,0676	0,00717	1044,623	1044,623	1097,424	1146,399	1071,023	1,33383	6,99101	0,014342	3,46438	1,00336	1,00304	0,065848
22	-8	0,0898	0,0126	1,0534	0,00823	1097,424	1097,424	1155,745	1201,568	1126,585	1,33027	7,0556	0,01646	3,68235	1,00409	1,00372	0,08019
23	-7	0,0887	0,0096	1,0409	0,00936	1155,745	1155,745	1219,69	1262,49	1187,717	1,32669	7,12194	0,018714	3,91857	1,00493	1,00451	0,096651
24	-6	0,0878	0,0071	1,0301	0,01054	1219,69	1219,69	1289,275	1329,268	1254,482	1,32314	7,18926	0,021081	4,17299	1,00588	1,00541	0,115364
25	-5	0,087	0,0049	1,0209	0,01177	1289,275	1289,275	1364,415	1401,914	1326,845	1,31965	7,2568	0,023535	4,44512	1,00696	1,00642	0,136445
26	-4	0,0864	0,0031	1,0134	0,01302	1364,415	1364,415	1444,913	1480,332	1404,664	1,31627	7,3238	0,026041	4,73394	1,00816	1,00756	0,159979
27	-3	0,0859	0,0018	1,0075	0,01428	1444,913	1444,913	1530,452	1564,31	1487,682	1,31301	7,38957	0,028559	5,03786	1,00949	1,00882	0,18602
28	-2	0,0855	0,0008	1,0033	0,01552	1530,452	1530,452	1620,588	1653,511	1575,52	1,30991	7,45346	0,031043	5,35471	1,01094	1,01021	0,21458
29	-1	0,0853	0,0002	1,0008	0,01672	1620,588	1620,588	1714,748	1747,463	1667,668	1,30699	7,51495	0,033441	5,68169	1,01253	1,01173	0,245623
30	0	0,0852	0	1	0,01785	1714,748	1714,748	1812,229	1845,563	1763,489	1,30425	7,57356	0,035697	6,01543	1,01423	1,01338	0,279064
31	1	0,0853	0,0002	1,0008	0,01888	1812,229	1812,229	1912,204	1947,07	1862,216	1,30171	7,62895	0,037752	6,35201	1,01605	1,01514	0,314761
32	2	0,0855	0,0008	1,0033	0,01977	1912,204	1912,204	2013,732	2051,118	1962,968	1,29936	7,68084	0,039546	6,68702	1,01798	1,01701	0,352513
33	3	0,0859	0,0018	1,0075	0,02051	2013,732	2013,732	2115,778	2156,725	2064,755	1,29722	7,72906	0,041021	7,0157	1,01999	1,01898	0,392059
34	4	0,0864	0,0031	1,0134	0,02106	2115,778	2115,778	2217,229	2262,811	2166,503	1,29527	7,77349	0,042122	7,33303	1,02208	1,02104	0,43308
35	5	0,087	0,0049	1,0209	0,0214	2217,229	2217,229	2316,927	2368,22	2267,078	1,29351	7,81408	0,042804	7,63392	1,02423	1,02316	0,475202
36	6	0,0878	0,0071	1,0301	0,02151	2316,927	2316,927	2413,7	2471,752	2365,314	1,29193	7,85086	0,043027	7,91333	1,02642	1,02532	0,518006
37	7	0,0887	0,0096	1,0409	0,02138	2413,7	2413,7	2506,394	2572,195	2460,047	1,29053	7,88387	0,042768	8,16651	1,02861	1,02751	0,561033
38	8	0,0898	0,0126	1,0534	0,02101	2506,394	2506,394	2593,918	2668,362	2550,156	1,2893	7,91321	0,042015	8,38916	1,03079	1,0297	0,6038
39	9	0,091	0,0159	1,0676	0,02039	2593,918	2593,918	2675,274	2759,133	2634,596	1,28823	7,93902	0,040776	8,57758	1,03293	1,03186	0,645815
40	10	0,0924	0,0196	1,0834	0,01954	2675,274	2675,274	2749,598	2843,487	2712,436	1,2873	7,96145	0,039074	8,72885	1,03501	1,03397	0,686592
41	11	0,0938	0,0237	1,1008	0,01848	2749,598	2749,598	2816,191	2920,546	2782,895	1,28651	7,98067	0,036951	8,84092	1,03701	1,03601	0,725666
42	12	0,0955	0,0282	1,1198	0,01723	2816,191	2816,191	2874,539	2989,601	2845,365	1,28584	7,99689	0,034465	8,91272	1,03889	1,03795	0,762617
43	13	0,0972	0,0331	1,1405	0,01584	2874,539	2874,539	2924,337	3050,139	2899,438	1,28529	8,01031	0,031685	8,94416	1,04065	1,03977	0,797082
44	14	0,0991	0,0383	1,1627	0,01435	2924,337	2924,337	2965,488	3101,856	2944,913	1,28485	8,02115	0,028695	8,93615	1,04226	1,04146	0,828767
45	15	0,1012	0,0439	1,1866	0,01279	2965,488	2965,488	2998,106	3144,667	2981,797	1,28451	8,02962	0,025582	8,89048	1,04373	1,04299	0,857462
46	16	0,1033	0,0499	1,212	0,01122	2998,106	2998,106	3022,497	3178,699	3010,301	1,28425	8,03596	0,022436	8,80977	1,04503	1,04438	0,883044
47	17	0,1056	0,0562	1,239	0,00967	3022,497	3022,497	3039,138	3204,277	3030,818	1,28407	8,0404	0,019343	8,69728	1,04618	1,0456	0,90548
48	18	0,1081	0,063	1,2676	0,00819	3039,138	3039,138	3048,647	3221,896	3043,893	1,28396	8,04314	0,016381	8,55676	1,04716	1,04667	0,924823

49	19	0,1106	0,07	1,2977	0,00681	3048,647	3048,647	3051,744	3232,195	3050,195	1,28391	8,0444	0,013616	8,39227	1,048	1,04758	0,941203
50	20	0,1133	0,0775	1,3293	0,00555	3051,744	3051,744	3049,212	3235,914	3050,478	1,28391	8,04439	0,011101	8,20799	1,04869	1,04834	0,95482
51	21	0,1161	0,0853	1,3625	0,00443	3049,212	3049,212	3041,862	3233,859	3045,537	1,28396	8,04329	0,008868	8,00805	1,04926	1,04897	0,96592
52	22	0,1191	0,0934	1,3971	0,00347	3041,862	3041,862	3030,49	3226,857	3036,176	1,28404	8,04128	0,006936	7,79637	1,04971	1,04948	0,974789
53	23	0,1222	0,1019	1,4332	0,00265	3030,49	3030,49	3015,853	3215,724	3023,172	1,28415	8,03851	0,005307	7,57658	1,05006	1,04989	0,981725
54	24	0,1254	0,1108	1,4708	0,00198	3015,853	3015,853	2998,644	3201,233	3007,249	1,28429	8,03513	0,003969	7,35192	1,05033	1,0502	0,987032
55	25	0,1287	0,12	1,5098	0,00145	2998,644	2998,644	2979,471	3184,088	2989,057	1,28444	8,03125	0,002898	7,12515	1,05054	1,05044	0,991001
56	26	0,1322	0,1295	1,5503	0,00103	2979,471	2979,471	2958,858	3164,913	2969,164	1,28462	8,02698	0,002064	6,89862	1,05068	1,05061	0,993899
57	27	0,1357	0,1393	1,5921	0,00072	2958,858	2958,858	2937,235	3144,238	2948,046	1,2848	8,02242	0,001433	6,6742	1,05079	1,05074	0,995963
58	28	0,1394	0,1495	1,6354	0,00048	2937,235	2937,235	2914,949	3122,504	2926,092	1,285	8,01762	0,000968	6,45339	1,05086	1,05083	0,997396
59	29	0,1432	0,16	1,68	0,00032	2914,949	2914,949	2892,271	3100,063	2903,61	1,2852	8,01264	0,000636	6,23729	1,05091	1,05089	0,998364
60	30	0,1471	0,1708	1,7259	0,0002	2892,271	2892,271	2869,405	3077,191	2880,838	1,28541	8,00754	0,000406	6,02671	1,05094	1,05093	0,999

Таблица А3 - Результаты теплового расчета проектируемого двигателя при $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ																	
θ	ϕ	α	ε	μ	P_y	T_y	V_a	ζ	E_2	γ	λ	μ					
40	70	1	9,5	1,052	0,939	660,512	0,813	0,97	60,936	0,025	0,293	3,4					
Расчёт процесса сгорания																	
f	f1	Vст	s	y(f1)	X1-2	Tпред	T1	T2	T2истина	T1-2	k1-2	K1-2	DX1-2	P	m	m1-2	X
0	-40	0,1928	0,295	2,2539	2,6E-08	660,512	660,5118	667	660,512	663,757			5,26E-08	0,93945	1	1	0
1	-39	0,1878	0,2814	2,1958	5,3E-07	667,002	667,0022	673,6	667,002	670,301	1,37455	6,33968	1,06E-06	0,97375	1	1	5,26E-08
2	-38	0,1829	0,268	2,1389	2,8E-06	673,599	673,5988	680,32	673,6	676,961	1,37343	6,355811	5,5E-06	1,00956	1	1	1,11E-06
3	-37	0,1782	0,2548	2,0831	8,4E-06	680,323	680,3227	687,21	680,326	683,766	1,3723	6,372009	1,68E-05	1,04697	1	1	6,61E-06
4	-36	0,1735	0,242	2,0284	2E-05	687,209	687,2091	694,31	687,215	690,759	1,37117	6,388336	3,91E-05	1,08608	1	1,000001	2,34E-05
5	-35	0,1689	0,2294	1,9749	3,8E-05	694,309	694,3086	701,69	694,318	697,999	1,37004	6,404884	7,7E-05	1,12703	1	1,000002	6,26E-05
6	-34	0,1644	0,2171	1,9226	6,8E-05	701,688	701,6884	709,43	701,703	705,561	1,36888	6,421776	0,000135	1,17001	1,00001	1,000005	0,00014

7	-33	0,1601	0,2051	1,8715	0,00011	709,433	709,4334	717,65	709,454	713,54	1,3677	6,439168	0,00022	1,21522	1,00001	1,000011	0,000275
8	-32	0,1558	0,1933	1,8217	0,00017	717,647	717,6471	726,45	717,676	722,05	1,36649	6,457245	0,000336	1,26294	1,00003	1,00002	0,000495
9	-31	0,1517	0,1819	1,7732	0,00024	726,452	726,4522	735,99	726,49	731,221	1,36522	6,476222	0,00049	1,31348	1,00004	1,000034	0,000831
10	-30	0,1476	0,1708	1,7259	0,00034	735,991	735,9908	746,42	736,041	741,208	1,36388	6,496335	0,000687	1,36721	1,00007	1,000055	0,00132
11	-29	0,1437	0,16	1,68	0,00047	746,425	746,4246	757,93	746,489	752,18	1,36246	6,517842	0,000935	1,42458	1,0001	1,000085	0,002007
12	-28	0,1399	0,1495	1,6354	0,00062	757,935	757,9347	770,72	758,017	764,328	1,36094	6,541014	0,00124	1,48609	1,00015	1,000127	0,002942
13	-27	0,1362	0,1393	1,5921	0,0008	770,72	770,7204	785	770,824	777,859	1,35932	6,566123	0,001607	1,55232	1,00021	1,000182	0,004182
14	-26	0,1326	0,1295	1,5503	0,00102	784,998	784,9984	801	785,128	793	1,35756	6,593439	0,002045	1,62393	1,0003	1,000255	0,005789
15	-25	0,1291	0,12	1,5098	0,00128	801,001	801,0011	818,97	801,162	809,988	1,35567	6,623213	0,002559	1,70164	1,0004	1,000349	0,007835
16	-24	0,1258	0,1108	1,4708	0,00158	818,974	818,974	839,17	819,174	829,074	1,35363	6,655665	0,003156	1,78627	1,00053	1,000466	0,010394
17	-23	0,1226	0,1019	1,4332	0,00192	839,173	839,1734	861,86	839,419	850,518	1,35143	6,690975	0,003841	1,87869	1,00069	1,000613	0,01355
18	-22	0,1195	0,0934	1,3971	0,00231	861,863	861,8627	887,31	862,164	874,586	1,34908	6,729264	0,004619	1,97983	1,00089	1,000792	0,017391
19	-21	0,1165	0,0853	1,3625	0,00275	887,309	887,309	915,78	887,675	901,544	1,34659	6,770588	0,005495	2,09069	1,00113	1,001008	0,02201
20	-20	0,1137	0,0775	1,3293	0,00324	915,778	915,7782	947,53	916,221	931,654	1,34394	6,814925	0,006473	2,21229	1,00141	1,001267	0,027505
21	-19	0,111	0,07	1,2977	0,00378	947,531	947,5306	982,82	948,062	965,173	1,34117	6,862173	0,007556	2,34569	1,00174	1,001573	0,033978
22	-18	0,1084	0,063	1,2676	0,00437	982,816	982,8158	1021,9	983,449	1002,34	1,33829	6,912145	0,008743	2,49193	1,00213	1,001932	0,041534
23	-17	0,106	0,0562	1,239	0,00502	1021,87	1021,867	1064,9	1022,61	1043,38	1,33531	6,964575	0,010036	2,652	1,00257	1,002349	0,050277
24	-16	0,1037	0,0499	1,212	0,00572	1064,9	1064,896	1112,1	1065,77	1088,49	1,33227	7,019125	0,011432	2,82686	1,00309	1,002829	0,060313
25	-15	0,1015	0,0439	1,1866	0,00646	1112,08	1112,085	1163,6	1113,1	1137,83	1,3292	7,075395	0,012926	3,01734	1,00367	1,003378	0,071745
26	-14	0,0994	0,0383	1,1627	0,00726	1163,58	1163,583	1219,5	1164,75	1191,54	1,32611	7,132941	0,014512	3,22413	1,00433	1,004001	0,084671
27	-13	0,0975	0,0331	1,1405	0,00809	1219,5	1219,5	1279,9	1220,83	1249,7	1,32303	7,191286	0,016181	3,44774	1,00507	1,004703	0,099183
28	-12	0,0958	0,0282	1,1198	0,00896	1279,9	1279,896	1344,8	1281,4	1312,34	1,32	7,249945	0,017921	3,68843	1,0059	1,005489	0,115364
29	-11	0,0941	0,0237	1,1008	0,00986	1344,78	1344,779	1414,1	1346,47	1379,44	1,31704	7,308436	0,019716	3,94618	1,00682	1,006361	0,133285
30	-10	0,0927	0,0196	1,0834	0,01078	1414,1	1414,099	1487,7	1415,98	1450,92	1,31415	7,366296	0,02155	4,22065	1,00783	1,007324	0,153001
31	-9	0,0913	0,0159	1,0676	0,0117	1487,74	1487,74	1565,5	1489,81	1526,63	1,31138	7,423094	0,023401	4,51111	1,00893	1,00838	0,174551
32	-8	0,0901	0,0126	1,0534	0,01262	1565,52	1565,516	1647,2	1567,78	1606,34	1,30872	7,478441	0,025246	4,81642	1,01013	1,009529	0,197953
33	-7	0,089	0,0096	1,0409	0,01353	1647,17	1647,166	1732,4	1649,63	1689,76	1,30619	7,531996	0,027058	5,13502	1,01142	1,010774	0,223198
34	-6	0,0881	0,0071	1,0301	0,0144	1732,36	1732,356	1820,7	1735,01	1776,51	1,30379	7,58347	0,028808	5,46488	1,0128	1,012112	0,250256

35	-5	0,0873	0,0049	1,0209	0,01523	1820,67	1820,67	1911,6	1823,51	1866,14	1,30154	7,632623	0,030466	5,8035	1,01428	1,013541	0,279064
36	-4	0,0867	0,0031	1,0134	0,016	1911,62	1911,617	2004,6	1914,65	1958,13	1,29943	7,67927	0,032001	6,14793	1,01584	1,015058	0,309531
37	-3	0,0862	0,0018	1,0075	0,01669	2004,63	2004,634	2099,1	2007,84	2051,86	1,29747	7,723271	0,033379	6,49483	1,01747	1,016656	0,341531
38	-2	0,0858	0,0008	1,0033	0,01728	2099,09	2099,085	2194,3	2102,46	2146,68	1,29566	7,764531	0,034569	6,84049	1,01918	1,018328	0,37491
39	-1	0,0856	0,0002	1,0008	0,01777	2194,28	2194,279	2289,5	2197,81	2241,87	1,29399	7,802995	0,035541	7,1809	1,02095	1,020066	0,409479
40	0	0,0855	0	1	0,01813	2289,47	2289,469	2383,9	2293,15	2336,67	1,29246	7,838642	0,036266	7,51185	1,02277	1,02186	0,44502
41	1	0,0856	0,0002	1,0008	0,01836	2383,88	2383,876	2476,7	2387,69	2430,29	1,29106	7,871482	0,03672	7,82906	1,02462	1,023697	0,481286
42	2	0,0858	0,0008	1,0033	0,01844	2476,7	2476,696	2567,1	2480,64	2521,91	1,28979	7,901548	0,036885	8,12827	1,0265	1,025564	0,518006
43	3	0,0862	0,0018	1,0075	0,01837	2567,12	2567,121	2654,4	2571,17	2610,74	1,28865	7,928898	0,036746	8,40536	1,02839	1,027447	0,554891
44	4	0,0867	0,0031	1,0134	0,01815	2654,36	2654,356	2737,6	2658,51	2696	1,28762	7,953605	0,036296	8,65651	1,03027	1,029331	0,591636
45	5	0,0873	0,0049	1,0209	0,01777	2737,64	2737,64	2816,3	2741,88	2776,95	1,28671	7,975757	0,035538	8,87831	1,03213	1,031199	0,627933
46	6	0,0881	0,0071	1,0301	0,01724	2816,26	2816,263	2889,6	2820,58	2852,92	1,2859	7,995455	0,034478	9,06785	1,03395	1,033037	0,66347
47	7	0,089	0,0096	1,0409	0,01657	2889,58	2889,583	2957	2893,97	2923,31	1,28519	8,012811	0,033135	9,22282	1,03571	1,034828	0,697949
48	8	0,0901	0,0126	1,0534	0,01577	2957,05	2957,047	3018,2	2961,48	2987,62	1,28458	8,027941	0,031534	9,34163	1,03741	1,036558	0,731084
49	9	0,0913	0,0159	1,0676	0,01485	3018,2	3018,203	3072,7	3022,68	3045,46	1,28405	8,040971	0,029705	9,42336	1,03902	1,038212	0,762617
50	10	0,0927	0,0196	1,0834	0,01384	3072,71	3072,71	3120,3	3077,22	3096,53	1,28361	8,052029	0,027689	9,46789	1,04054	1,039779	0,792323
51	11	0,0941	0,0237	1,1008	0,01276	3120,35	3120,349	3161	3124,88	3140,69	1,28324	8,061248	0,025529	9,47576	1,04196	1,041247	0,820012
52	12	0,0958	0,0282	1,1198	0,01164	3161,02	3161,023	3194,8	3165,57	3177,89	1,28293	8,068762	0,023271	9,44826	1,04326	1,042609	0,84554
53	13	0,0975	0,0331	1,1405	0,01048	3194,76	3194,757	3221,7	3199,31	3208,23	1,2827	8,074706	0,020964	9,38723	1,04445	1,043857	0,868811
54	14	0,0994	0,0383	1,1627	0,00933	3221,69	3221,694	3242,1	3226,24	3231,89	1,28252	8,079213	0,018656	9,29509	1,04552	1,044989	0,889775
55	15	0,1015	0,0439	1,1866	0,0082	3242,09	3242,086	3256,3	3246,63	3249,18	1,28239	8,082416	0,016392	9,17466	1,04648	1,046002	0,90843
56	16	0,1037	0,0499	1,212	0,00711	3256,28	3256,28	3264,7	3260,8	3260,49	1,28231	8,084443	0,014215	9,02907	1,04732	1,046899	0,924823
57	17	0,106	0,0562	1,239	0,00608	3264,7	3264,699	3267,8	3269,2	3266,27	1,28227	8,085419	0,01216	8,86164	1,04805	1,047682	0,939038
58	18	0,1084	0,063	1,2676	0,00513	3267,83	3267,831	3266,2	3272,31	3267,02	1,28227	8,085464	0,010256	8,67578	1,04867	1,048356	0,951198
59	19	0,111	0,07	1,2977	0,00426	3266,2	3266,204	3260,4	3270,65	3263,29	1,2823	8,08469	0,008524	8,47485	1,04919	1,04893	0,961454
60	20	0,1137	0,0775	1,3293	0,00349	3260,37	3260,367	3250,9	3264,77	3255,62	1,28236	8,083205	0,006977	8,26211	1,04963	1,04941	0,969977
61	21	0,1165	0,0853	1,3625	0,00281	3250,87	3250,874	3238,3	3255,24	3244,57	1,28244	8,081107	0,005622	8,04063	1,04999	1,049807	0,976954
62	22	0,1195	0,0934	1,3971	0,00223	3238,27	3238,266	3223,1	3242,59	3230,66	1,28255	8,078485	0,004456	7,8132	1,05027	1,050129	0,982576

63	23	0,1226	0,1019	1,4332	0,00174	3223,06	3223,059	3205,7	3227,34	3214,39	1,28267	8,075422	0,003473	7,58234	1,0505	1,050387	0,987032
64	24	0,1258	0,1108	1,4708	0,00133	3205,73	3205,727	3186,7	3209,96	3196,21	1,28281	8,071991	0,00266	7,35025	1,05068	1,05059	0,990506
65	25	0,1291	0,12	1,5098	0,001	3186,7	3186,701	3166,4	3190,89	3176,53	1,28296	8,068254	0,002001	7,11879	1,05081	1,050747	0,993166
66	26	0,1326	0,1295	1,5503	0,00074	3166,36	3166,361	3145	3170,5	3155,7	1,28311	8,064268	0,001477	6,88955	1,05092	1,050866	0,995167
67	27	0,1362	0,1393	1,5921	0,00053	3145,04	3145,035	3123	3149,13	3134,02	1,28328	8,060081	0,001069	6,66379	1,05099	1,050955	0,996644
68	28	0,1399	0,1495	1,6354	0,00038	3123	3122,999	3100,5	3127,04	3111,74	1,28346	8,055731	0,000759	6,44252	1,05105	1,05102	0,997714
69	29	0,1437	0,16	1,68	0,00026	3100,48	3100,481	3077,7	3104,47	3089,07	1,28364	8,051252	0,000528	6,22651	1,05109	1,051067	0,998473
70	30	0,1476	0,1708	1,7259	0,00018	3077,67	3077,668	3023,3	3081,61	3034,52	1,28382	8,046672	0,000359	6,01633	1,05111	1,0511	0,999

Таблица А4 - Результаты теплового расчета проектируемого двигателя при $n = 6000 \text{ мин}^{-1}$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ																	
θ	ϕ	α	ε	μ	P_u	T_u	V_a	ζ	E_2	γ	λ	μ					
45	70	1	9,5	1,0524	0,7650	630,5445	0,8387	0,8	38,9651	0,0244	0,2933884	3					
Расчёт процесса сгорания																	
f	f1	Vст	s	y(f1)	X1-2	Tпред	T1	T2	T2истина	T1-2	k1-2	K1-2	Dx1-2	P	m	m1-2	X
0	-45	0,226	0,36705	2,5599	1,44E-07	630,54	630,54	551,82	630,54	591,18			2,88E-07	0,764991	1	1	0
1	-44	0,2204	0,3522	2,4968	2,16E-06	551,82	551,82	557,67	636,70	554,75	1,389	6,14	4,32E-06	0,791988	1	1	2,88E-07
2	-43	0,2149	0,33757	2,4347	9,35E-06	557,67	557,67	563,70	643,16	560,69	1,397	6,03	1,87E-05	0,820442	1	1	4,6E-06
3	-42	0,2095	0,32318	2,3735	2,52E-05	563,70	563,70	569,97	649,80	566,84	1,396	6,05	5,03E-05	0,850271	1,000001	1,000001	2,33E-05
4	-41	0,2042	0,30903	2,3134	5,31E-05	569,97	569,97	576,55	656,67	573,26	1,394	6,07	0,000106	0,881615	1,000004	1,000002	7,37E-05
5	-40	0,199	0,29511	2,2542	9,65E-05	576,55	576,55	583,54	663,86	580,05	1,393	6,09	0,000193	0,914644	1,000009	1,000006	0,00018
6	-39	0,1939	0,28146	2,1962	0,000159	583,54	583,54	591,03	671,45	587,29	1,391	6,11	0,000318	0,949563	1,000019	1,000014	0,000373
7	-38	0,1889	0,26805	2,1392	0,000244	591,03	591,03	599,16	679,55	595,10	1,390	6,13	0,000487	0,986617	1,000035	1,000027	0,000691
8	-37	0,1839	0,25492	2,0834	0,000354	599,16	599,16	608,05	688,28	603,60	1,388	6,16	0,000708	1,026089	1,00006	1,000048	0,001178
9	-36	0,1791	0,24205	2,0287	0,000494	608,05	608,05	617,85	697,76	612,95	1,386	6,18	0,000987	1,068308	1,000097	1,000078	0,001886

10	-35	0,1744	0,22946	1,9752	0,000665	617,85	617,85	628,72	708,16	623,29	1,384	6,21	0,001331	1,113647	1,000147	1,000122	0,002873
11	-34	0,1698	0,21715	1,9229	0,000872	628,72	628,72	640,83	719,62	634,78	1,382	6,24	0,001745	1,162527	1,000215	1,000181	0,004204
12	-33	0,1652	0,20512	1,8718	0,001118	640,83	640,83	654,36	732,31	647,60	1,380	6,27	0,002235	1,21542	1,000304	1,00026	0,005948
13	-32	0,1608	0,1934	1,8219	0,001404	654,36	654,36	669,49	746,42	661,93	1,377	6,30	0,002808	1,272845	1,000419	1,000362	0,008184
14	-31	0,1566	0,18197	1,7734	0,001734	669,49	669,49	686,41	762,11	677,95	1,375	6,34	0,003468	1,33537	1,000563	1,000491	0,010992
15	-30	0,1524	0,17085	1,7261	0,00211	686,41	686,41	705,30	779,58	695,85	1,372	6,38	0,004219	1,403611	1,00074	1,000651	0,01446
16	-29	0,1483	0,16004	1,6802	0,002532	705,30	705,30	726,34	799,00	715,82	1,369	6,42	0,005065	1,478224	1,000956	1,000848	0,018679
17	-28	0,1444	0,14954	1,6355	0,003004	726,34	726,34	749,72	820,57	738,03	1,366	6,46	0,006008	1,559903	1,001215	1,001086	0,023744
18	-27	0,1406	0,13936	1,5923	0,003525	749,72	749,72	775,59	844,45	762,65	1,363	6,51	0,007049	1,649371	1,001523	1,001369	0,029751
19	-26	0,1369	0,12951	1,5504	0,004095	775,59	775,59	804,12	870,82	789,85	1,359	6,56	0,00819	1,747372	1,001884	1,001703	0,036801
20	-25	0,1333	0,11999	1,51	0,004714	804,12	804,12	835,44	899,82	819,78	1,356	6,62	0,009427	1,854657	1,002303	1,002093	0,044991
21	-24	0,1299	0,11081	1,4709	0,00538	835,44	835,44	869,66	931,58	852,55	1,352	6,68	0,010759	1,971973	1,002785	1,002544	0,054418
22	-23	0,1265	0,10197	1,4334	0,00609	869,66	869,66	906,89	966,23	888,27	1,349	6,74	0,012181	2,100042	1,003336	1,003061	0,065177
23	-22	0,1233	0,09346	1,3972	0,006842	906,89	906,89	947,18	1003,86	927,03	1,345	6,80	0,013684	2,239544	1,003959	1,003648	0,077358
24	-21	0,1203	0,08531	1,3626	0,00763	947,18	947,18	990,57	1044,52	968,87	1,341	6,86	0,015261	2,391095	1,00466	1,00431	0,091042
25	-20	0,1174	0,07751	1,3294	0,008449	990,57	990,57	1037,06	1088,26	1013,81	1,338	6,92	0,016899	2,55522	1,005441	1,00505	0,106303
26	-19	0,1146	0,07007	1,2978	0,009293	1037,06	1037,06	1086,61	1135,06	1061,84	1,334	6,98	0,018585	2,732328	1,006306	1,005873	0,123202
27	-18	0,1119	0,06298	1,2677	0,010152	1086,61	1086,61	1139,15	1184,89	1112,88	1,331	7,05	0,020303	2,922679	1,007257	1,006781	0,141787
28	-17	0,1094	0,05626	1,2391	0,011017	1139,15	1139,15	1194,55	1237,68	1166,85	1,327	7,11	0,022035	3,126358	1,008296	1,007776	0,16209
29	-16	0,107	0,0499	1,2121	0,01188	1194,55	1194,55	1252,65	1293,29	1223,60	1,324	7,17	0,023759	3,343238	1,009424	1,00886	0,184125
30	-15	0,1048	0,04392	1,1866	0,012727	1252,65	1252,65	1313,24	1351,57	1282,95	1,321	7,23	0,025454	3,57295	1,01064	1,010032	0,207884
31	-14	0,1027	0,0383	1,1628	0,013547	1313,24	1313,24	1376,05	1412,30	1344,65	1,318	7,28	0,027094	3,814855	1,011943	1,011291	0,233338
32	-13	0,1007	0,03306	1,1405	0,014327	1376,05	1376,05	1440,79	1475,22	1408,42	1,315	7,34	0,028655	4,068019	1,013329	1,012636	0,260432
33	-12	0,0989	0,0282	1,1198	0,015055	1440,79	1440,79	1507,09	1540,03	1473,94	1,313	7,39	0,03011	4,331189	1,014796	1,014063	0,289087
34	-11	0,0972	0,02372	1,1008	0,015716	1507,09	1507,09	1574,58	1606,38	1540,83	1,310	7,44	0,031432	4,602785	1,016337	1,015567	0,319197
35	-10	0,0956	0,01962	1,0834	0,016297	1574,58	1574,58	1642,80	1673,89	1608,69	1,308	7,49	0,032595	4,880895	1,017946	1,017141	0,350628
36	-9	0,0942	0,0159	1,0676	0,016787	1642,80	1642,80	1711,31	1742,12	1677,06	1,306	7,54	0,033575	5,163283	1,019614	1,01878	0,383223
37	-8	0,093	0,01257	1,0534	0,017174	1711,31	1711,31	1779,61	1810,62	1745,46	1,304	7,58	0,034348	5,447413	1,021332	1,020473	0,416798

38	-7	0,0919	0,00963	1,0409	0,017447	1779,61	1779,61	1847,20	1878,90	1813,41	1,302	7,62	0,034894	5,730482	1,02309	1,022211	0,451145
39	-6	0,0909	0,00708	1,0301	0,017598	1847,20	1847,20	1913,55	1946,48	1880,38	1,301	7,65	0,035196	6,009474	1,024876	1,023983	0,486039
40	-5	0,0901	0,00492	1,0209	0,017622	1913,55	1913,55	1978,15	2012,82	1945,85	1,299	7,69	0,035243	6,28122	1,026678	1,025777	0,521235
41	-4	0,0895	0,00315	1,0134	0,017513	1978,15	1978,15	2040,51	2077,45	2009,33	1,298	7,72	0,035027	6,542475	1,028482	1,02758	0,556479
42	-3	0,0889	0,00177	1,0075	0,017273	2040,51	2040,51	2100,12	2139,84	2070,32	1,296	7,75	0,034545	6,790004	1,030274	1,029378	0,591505
43	-2	0,0886	0,00079	1,0033	0,016901	2100,12	2100,12	2156,56	2199,55	2128,34	1,295	7,77	0,033802	7,020673	1,032042	1,031158	0,626051
44	-1	0,0884	0,0002	1,0008	0,016404	2156,56	2156,56	2209,41	2256,11	2182,99	1,294	7,79	0,032808	7,231541	1,033772	1,032907	0,659853
45	0	0,0883	0	1	0,015789	2209,41	2209,41	2258,33	2309,15	2233,87	1,293	7,81	0,031579	7,419952	1,035452	1,034612	0,692661
46	1	0,0884	0,0002	1,0008	0,015068	2258,33	2258,33	2303,01	2358,30	2280,67	1,293	7,83	0,030135	7,583616	1,037068	1,03626	0,72424
47	2	0,0886	0,00079	1,0033	0,014252	2303,01	2303,01	2343,24	2403,28	2323,12	1,292	7,85	0,028504	7,72068	1,03861	1,037839	0,754375
48	3	0,0889	0,00177	1,0075	0,013359	2343,24	2343,24	2378,85	2443,88	2361,04	1,291	7,86	0,026717	7,829784	1,040069	1,03934	0,782879
49	4	0,0895	0,00315	1,0134	0,012404	2378,85	2378,85	2409,76	2479,92	2394,30	1,291	7,87	0,024808	7,910095	1,041437	1,040753	0,809597
50	5	0,0901	0,00492	1,0209	0,011407	2409,76	2409,76	2435,95	2511,32	2422,85	1,291	7,88	0,022814	7,961321	1,042706	1,042072	0,834405
51	6	0,0909	0,00708	1,0301	0,010386	2435,95	2435,95	2457,49	2538,08	2446,72	1,290	7,89	0,020771	7,983703	1,043874	1,04329	0,857218
52	7	0,0919	0,00963	1,0409	0,009359	2457,49	2457,49	2474,49	2560,23	2465,99	1,290	7,90	0,018718	7,977991	1,044937	1,044406	0,87799
53	8	0,093	0,01257	1,0534	0,008345	2474,49	2474,49	2487,13	2577,89	2480,81	1,290	7,90	0,016691	7,945393	1,045895	1,045416	0,896708
54	9	0,0942	0,0159	1,0676	0,007361	2487,13	2487,13	2495,63	2591,24	2491,38	1,290	7,91	0,014721	7,887517	1,046749	1,046322	0,913399
55	10	0,0956	0,01962	1,0834	0,006419	2495,63	2495,63	2500,27	2600,48	2497,95	1,290	7,91	0,012839	7,806299	1,047503	1,047126	0,92812
56	11	0,0972	0,02372	1,1008	0,005534	2500,27	2500,27	2501,35	2605,90	2500,81	1,289	7,91	0,011068	7,703922	1,04816	1,047831	0,940959
57	12	0,0989	0,0282	1,1198	0,004714	2501,35	2501,35	2499,18	2607,76	2500,27	1,289	7,91	0,009428	7,582737	1,048726	1,048443	0,952026
58	13	0,1007	0,03306	1,1405	0,003966	2499,18	2499,18	2494,10	2606,40	2496,64	1,290	7,91	0,007933	7,445184	1,049209	1,048968	0,961454
59	14	0,1027	0,0383	1,1628	0,003295	2494,10	2494,10	2486,45	2602,12	2490,28	1,290	7,91	0,006591	7,293718	1,049615	1,049412	0,969387
60	15	0,1048	0,04392	1,1866	0,002702	2486,45	2486,45	2476,55	2595,26	2481,50	1,290	7,90	0,005405	7,130746	1,049952	1,049784	0,975978
61	16	0,107	0,0499	1,2121	0,002186	2476,552	2476,552	2464,722	2586,15	2470,637	1,290	7,90	0,004373	6,958571	1,050229	1,050091	0,981382
62	17	0,1094	0,05626	1,2391	0,001745	2464,72	2464,72	2451,26	2575,08	2457,99	1,290	7,90	0,003489	6,779352	1,050453	1,050341	0,985755
63	18	0,1119	0,06298	1,2677	0,001373	2451,26	2451,26	2436,44	2562,35	2443,85	1,290	7,89	0,002745	6,595072	1,050631	1,050542	0,989245
64	19	0,1146	0,07007	1,2978	0,001064	2436,44	2436,44	2420,50	2548,24	2428,47	1,290	7,89	0,002128	6,407522	1,050772	1,050702	0,99199
65	20	0,1174	0,07751	1,3294	0,000813	2420,50	2420,50	2403,68	2532,97	2412,09	1,291	7,88	0,001625	6,218285	1,050881	1,050826	0,994118

66	21	0,1203	0,08531	1,3626	0,000611	2403,68	2403,68	2386,15	2516,77	2394,92	1,291	7,88	0,001222	6,028745	1,050964	1,050922	0,995743
67	22	0,1233	0,09346	1,3972	0,000452	2386,15	2386,15	2368,10	2499,84	2377,13	1,291	7,87	0,000905	5,840083	1,051027	1,050995	0,996966
68	23	0,1265	0,10197	1,4334	0,000329	2368,10	2368,10	2349,67	2482,33	2358,89	1,291	7,87	0,000659	5,6533	1,051073	1,05105	0,99787
69	24	0,1299	0,11081	1,4709	0,000236	2349,67	2349,67	2330,97	2464,39	2340,32	1,292	7,86	0,000472	5,469221	1,051107	1,05109	0,998529
70	25	0,1333	0,11999	1,51	0,000166	2330,97	2330,97	2312,10	2446,13	2321,53	1,292	7,85	0,000332	5,28852	1,051131	1,051119	0,999

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б.1 – Параметры рабочего тела.

ν	800	3400	5600	6000
α	0,96	1	1	0,98
M_1	0,5049	0,5255	0,5255	0,5151
M_{XO_2}	0,0655	0,07125	0,07125	0,0684
M_{XO}	0,00573	0	0	0,00287
M_{H_2O}	0,06963	0,0725	0,0725	0,071
M_{H_2}	0,00287	0	0	0,00143
M_{N_2}	0,393	0,4093	0,4093	0,401
M_2	0,5367	0,553	0,553	0,545

Таблица Б.2 - Параметры процесса впуска и газообмена на расчетных режимах.

ν	800	3400	5600	6000
α	0,96	1	1	0,98
T_p	985	1085	1165	1175
π_p	0,13	0,136	0,1475	0,15
ΔT	20	13,5	8	7
$\Delta \pi_\alpha$	0,00039	0,007	0,019	0,021
π_α	0,1246	0,118	0,106	0,103
$\varphi_{\square\square\square}$	0,95	1,035	1,11	1,12
γ_p	0,0487	0,044	0,0466	0,048
T_α	370	365	364	365
η_ω	0,88	0,924	0,89	0,87

Таблица Б.3 - Процесс расширения и выпуска

v	800	3400	5600	6000
κ_2	1,2561	1,2515	1,251	1,2522
v_2	1,2556	1,2513	1,2509	1,2521
π_β	0,573	0,60	0,547	0,5267
T_β	1603	1770	1793	1769
T_ρ	978	1079	1159	1164
$\Delta T_\rho, \%$	0,25	0,09	0,33	0,06

Таблица Б.4 – Параметры индикаторные и эффективные

v	800	3400	5600	6000
π_{ε_i}	1,421	1,523	1,391	1,34
π_i	1,363	1,462	1,335	1,285
η_i	0,372	0,396	0,376	0,362
γ_i	229	206	217	226
$v_{\square, \text{cp}}$	1,9	8,0	13,25	14,2
π_{\square}	0,055	0,125	0,184	0,195
π_{ε}	1,31	1,337	1,15	1,09
η_{\square}	0,96	0,914	0,86	0,85
η_{\square}	0,357	0,362	0,3244	0,31
γ_{\square}	229	226	252	266

Таблица Б.5 – Основные параметры и показатели двигателя на расчетных режимах

$v, \square\square\square^{-1}$	800	3400	5600	6000
$\Phi_{\square}, \text{cm}^2$	41,854			
$\zeta_{\square}, \text{л}$	1,19			
$N_{\square}, \text{кВт/л}$	53,8			
$N_{\square}, \text{кВт}$	10,37	45,0	63,9	64,8
$M_{\varepsilon}, \square\square$	123,8	126,6	109	103,1
$\Gamma_T, \square\square/\text{ч}$	2,38	10,19	16,14	17,3

Таблица Б.6 – $\int_0^{\varphi} \cos \varphi \, d\varphi$

φ , град. ПКВ	$\int_0^{\varphi} \cos \varphi \, d\varphi$, Σξ, град.	φ , град. ПКВ	$\int_0^{\varphi} \cos \varphi \, d\varphi$, Σξ, град.
0	0,0	190	70,6
10	0,7	200	69,5
20	2,7	210	67,5
30	6,0	220	64,8
40	10,4	230	61,3
50	15,6	240	57,0
60	21,5	250	52,1
70	27,8	260	46,6
80	34,2	270	40,6
90	40,6	280	34,2
100	46,6	290	27,8
110	52,1	300	21,5
120	57,0	310	15,6
130	61,3	320	10,4
140	64,8	330	6,0
150	67,5	340	2,7
160	69,5	350	0,7
170	70,6	360	0,0
180	71,0		

Таблица Б.7 – $\int_0^{\varphi} \sin \varphi \, d\varphi$

$\int_0^{\varphi} \sin \varphi \, d\varphi = -\cos \varphi + \cos 0 = 1 - \cos \varphi$

φ , град.	$\int_0^{\varphi} \sin \varphi \, d\varphi = 1 - \cos \varphi$					
	T	K	Пк	P _{п.п.}	K _{ПК}	P _к
0	0	-8,105	-12,550	12,550	-19,690	23,35
30	-4,007	-5,093	-9,539	10,346	-16,679	19,627
60	-1,977	-0,556	-5,002	5,378	-12,142	13,2794
90	2,376	-0,707	-5,152	5,673	-12,292	13,538
120	3,55	-3,463	-7,908	8,669	-15,048	17,366
150	2,01	-5,024	-9,470	9,681	-16,610	19,225
180	0	-5,299	-9,744	9,744	-16,884	19,494
210	-2,031	-5,075	-9,521	9,735	-16,661	19,29
240	-3,725	-3,632	-8,077	8,895	-15,217	17,626
270	-2,934	-0,872	-5,318	6,073	-12,458	13,859
300	0,551	-0,155	-4,600	4,633	-11,740	12,621
330	1,195	-1,521	-5,966	6,085	-13,106	14,449
360	0	3,292	-1,154	1,154	-8,294	8,3734
370	4,759	20,927	16,489	17,162	9,349	19,5432
390	8,752	11,125	6,679	11,010	-0,461	11,019
420	7,066	1,988	-2,458	7,481	-9,598	12,169
450	6,842	-2,034	-6,480	9,423	-13,620	16,562
480	5,684	-5,544	-9,989	11,493	-17,129	20,627
510	2,728	-6,819	-11,264	11,590	-18,404	21,749
540	0	-6,232	-10,677	10,677	-17,817	20,7717
570	-2,127	-5,315	-9,760	9,989	-16,900	19,6319
600	-3,689	-3,599	-8,044	8,850	-15,184	17,5748
630	-2,565	-0,763	-5,208	5,805	-12,348	13,64462
660	1,79	-0,503	-4,949	5,263	-12,089	13,18474
690	3,889	-4,944	-9,389	10,163	-16,529	19,40350

Таблица Б.12 – Параметры динамического расчета

φ^0	$\Delta \square_r$, МПа	ι , \square/c	\square_φ , МПа	\square , МПа	$\tau\gamma\beta$	Π_N , МПа	$1/\chi\sigma\beta$	Π_Σ , МПа	$\chi\sigma(\varphi+\beta)/\chi\sigma\beta$	Π_\square , МПа	$\sigma_{\nu}(\varphi+\beta)/\chi\sigma\beta$	Π_T , МПа	$\square, \square\square$	$M_{\square, \iota}$, Н·м
0	0,150	15687,898	-2,086	-1,936	0,000	0,000	1,000	-1,936	1,000	-1,93649	0,000	0,000	0,000	0,000
30	0,105	12312,564	-1,638	-1,533	0,144	-0,221	1,010	-1,548	0,794	-1,21692	0,625	-0,957	-4,007	-142,247
60	0,105	4364,532	-0,580	-0,475	0,255	-0,121	1,032	-0,491	0,279	-0,13286	0,993	-0,472	-1,977	-70,180
90	0,105	-3479,417	0,463	0,568	0,297	0,169	1,043	0,592	-0,297	-0,16881	1,000	0,568	2,376	84,359
120	0,105	-7843,949	1,043	1,148	0,255	0,292	1,032	1,185	-0,721	-0,8274	0,739	0,848	3,550	126,024
150	0,105	-8833,146	1,175	1,280	0,144	0,184	1,010	1,293	-0,938	-1,20047	0,375	0,480	2,010	71,369
180	0,105	-8729,064	1,161	1,266	0,000	0,000	1,000	1,266	-1,000	-1,26597	0,000	0,000	0,000	0,000
210	0,118	-8833,146	1,175	1,293	-0,144	-0,186	1,010	1,306	-0,938	-1,21285	-0,375	-0,485	-2,031	-72,105
240	0,161	-7843,949	1,043	1,205	-0,255	-0,307	1,032	1,243	-0,721	-0,86808	-0,739	-0,890	-3,725	-132,220
270	0,238	-3479,417	0,463	0,701	-0,297	-0,208	1,043	0,731	-0,297	-0,20841	-1,000	-0,701	-2,934	-104,144
300	0,448	4364,532	-0,580	-0,133	-0,255	0,034	1,032	-0,137	0,279	-0,03704	-0,993	0,132	0,551	19,566
330	1,180	12312,564	-1,638	-0,457	-0,144	0,066	1,010	-0,462	0,794	-0,36301	-0,625	0,286	1,195	42,432
360	2,873	15687,898	-2,086	0,787	0,000	0,000	1,000	0,787	1,000	0,786715	0,000	0,000	0,000	0,000
370	7,16	15307,384	-2,037	5,123	0,05	0,254	1,001	5,128	0,976	5,000	0,222	1,137	4,759	168,95
390	4,985	12312,564	-1,493	3,290	0,144	0,482	1,010	3,382	0,794	2,657995	0,625	2,091	8,752	310,695
420	2,280	4364,532	-0,529	2,546	0,255	0,433	1,032	1,754	0,279	0,474889	0,993	1,688	7,066	250,843
450	1,172	-3479,417	0,422	2,643	0,297	0,486	1,043	1,705	-0,297	-0,48607	1,000	1,635	6,842	242,895
480	0,795	-7843,949	0,951	2,668	0,255	0,468	1,032	1,897	-0,721	-1,32474	0,739	1,358	5,684	201,776
510	0,562	-8833,146	1,071	2,458	0,144	0,250	1,010	1,754	-0,938	-1,62877	0,375	0,652	2,728	96,831
540	0,328	-8729,064	1,059	2,214	0,000	0,000	1,000	1,488	-1,000	-1,48847	0,000	0,000	0,000	0,000
570	0,179	-8833,146	1,071	2,057	-0,144	-0,195	1,010	1,368	-0,938	-1,26989	-0,375	-0,508	-2,127	-75,496
600	0,150	-7843,949	0,951	1,808	-0,255	-0,304	1,032	1,231	-0,721	-0,85982	-0,739	-0,881	-3,689	-130,963
630	0,150	-3479,417	0,422	1,177	-0,297	-0,182	1,043	0,639	-0,297	-0,18219	-1,000	-0,613	-2,565	-91,045
660	0,150	4364,532	-0,529	0,144	-0,255	0,110	1,032	-0,444	0,279	-0,12029	-0,993	0,428	1,790	63,538
690	0,150	12312,564	-1,493	-0,887	-0,144	0,214	1,010	-1,503	0,794	-1,18119	-0,625	0,929	3,889	138,070
720	0,150	15687,898	-1,902	-1,791	0,000	0,000	1,000	-1,936	1,000	-1,93649	0,000	0,000	0,000	0,000

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица В1- Силы, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.

φ, град	K, Н	T, Н	P _к , Н	R _{ш.ш.} , Н	K _{рк} , Н	R _к , Н
0	0	-7,0998555	-14,5452	14,5452	-26,5261	26,52611
10	-1,568346	-6,7921952	-14,2375	14,3236	-26,2185	26,26532
20	-2,842733	-5,8490441	-13,2943	13,5949	-25,2753	25,43466
30	-3,556998	-4,444162	-11,8895	12,4101	-23,8704	24,13398
40	-3,609151	-2,9041213	-10,3494	10,9607	-22,3304	22,62016
50	-3,030176	-1,5201996	-8,9655	9,4637	-20,9465	21,1645
60	-1,981798	-0,5258261	-7,97113	8,2138	-19,9521	20,05026
70	-0,70412	-0,0435199	-7,48883	7,5219	-19,4698	19,4825
80	0,554886	-0,0708644	-7,51617	7,5366	-19,4971	19,50502
90	1,594292	-0,5042992	-7,9496	8,1079	-19,9306	19,99422
100	2,462287	-1,2696753	-8,71498	9,0561	-20,6959	20,84189
110	2,756056	-2,0366359	-9,48194	9,8744	-21,4629	21,63912
120	2,715463	-2,7287871	-10,1741	10,5302	-22,155	22,32084
130	2,429863	-3,2667692	-10,7121	10,9842	-22,693	22,82274
140	1,999141	-3,6331092	-11,0784	11,2573	-23,0594	23,14586
150	1,501521	-3,8458319	-11,2911	11,3905	-23,2721	23,32048
160	0,99043	-3,9490561	-11,3944	11,4373	-23,3753	23,39629
170	0,490298	-3,9942878	-11,4396	11,4501	-23,4205	23,42568
180	4,91E-16	-4,0113819	-11,4567	11,4567	-23,4376	23,43764
190	-0,492541	-4,0125599	-11,4579	11,4684	-23,4388	23,44399
200	-0,999423	-3,9849108	-11,4302	11,4738	-23,4112	23,43249
210	-1,520121	-3,8934706	-11,3388	11,4402	-23,3197	23,36922
220	-2,030761	-3,6905725	-11,1359	11,3195	-23,1168	23,20586
230	-2,498678	-3,3592859	-10,8046	11,0898	-22,7855	22,92214
240	-2,842401	-2,8563485	-10,3017	10,6866	-22,2826	22,46316
250	-2,972747	-2,1967634	-9,64207	10,0899	-21,623	21,82641
260	-2,811746	-1,4498731	-8,89518	9,3290	-20,8761	21,06463
270	-2,325449	-0,7355753	-8,18088	8,5050	-20,1618	20,2955
280	-1,55677	-0,1988148	-7,64412	7,8010	-19,6251	19,68672
290	-0,643824	0,0397931	-7,40551	7,4334	-19,3865	19,39715
300	0,190134	-0,0504477	-7,49575	7,4982	-19,4767	19,47763
310	0,684267	-0,3432878	-7,78859	7,8186	-19,7695	19,78138
320	0,630954	-0,5077004	-7,95301	7,9780	-19,934	19,94394
330	-0,235244	0,29391744	-7,15139	7,1553	-19,1323	19,13378
340	-2,115796	4,35333955	-3,09197	3,7466	-15,0729	15,22069
350	-3,371408	14,6008979	7,155593	7,9101	-4,82536	5,886466
360	-6,48E-15	26,4495544	19,00425	19,0042	7,023298	7,023298
363	6,400515	27,7193537	20,27405	21,2604	8,293097	10,47578
370	9,51444	19,5763621	12,13106	15,4171	0,150106	9,515624
380	9,457948	11,8168887	4,371583	10,4194	-7,60937	12,139
390	8,230372	6,62260886	-0,8227	8,2714	-12,8036	15,22079
400	7,095033	3,55948538	-3,88582	8,0894	-15,8668	17,38085
410	6,440656	1,70888498	-5,73642	8,6249	-17,7174	18,85172
420	6,209097	0,38376832	-7,06154	9,4031	-19,0425	20,02921
430	6,182202	-0,7895277	-8,23483	10,2972	-20,2158	21,13995

440	6,138866	-1,9418178	-9,38712	11,2162	-21,3681	22,23241
450	5,929469	-3,0575232	-10,5028	12,0610	-22,4838	23,2525
460	5,495937	-4,0613184	-11,5066	12,7518	-23,4876	24,12201
470	4,856775	-4,880606	-12,3259	13,2483	-24,3069	24,78733
480	4,075216	-5,478823	-12,9241	13,5514	-24,9051	25,23629
490	3,226059	-5,8628309	-13,3081	13,6936	-25,2891	25,49403
500	2,249281	-5,7610619	-13,2064	13,3965	-25,1873	25,28755
510	1,373998	-5,478422	-12,9237	12,9966	-24,9047	24,94255
520	0,674909	-5,4982487	-12,9436	12,9611	-24,9245	24,93364
530	1,86E-15	-5,0557597	-12,5011	12,5011	-24,482	24,48202
540	-0,562764	-4,5846428	-12,0299	12,0431	-24,0109	24,01749
550	-1,126706	-4,4924174	-11,9377	11,9908	-23,9187	23,9452
560	-1,691297	-4,3319029	-11,7772	11,8980	-23,7582	23,81828
570	-2,232304	-4,056844	-11,5021	11,7168	-23,4831	23,58896
580	-2,695538	-3,6239493	-11,0693	11,3927	-23,0502	23,20728
590	-2,998368	-3,0130804	-10,4584	10,8797	-22,4393	22,63877
600	-3,042185	-2,2480758	-9,69338	10,1596	-21,6743	21,88679
610	-2,737086	-1,4113749	-8,85668	9,2700	-20,8376	21,01662
620	-2,035508	-0,6438627	-8,08917	8,3413	-20,0701	20,17308
630	-0,965486	-0,123302	-7,56861	7,6299	-19,5496	19,57338
640	0,350152	-0,021642	-7,46695	7,4752	-19,4479	19,45105
650	1,701074	-0,4513422	-7,89665	8,0778	-19,8776	19,95025
660	2,827508	-1,4185241	-8,86383	9,3039	-20,8448	21,03568
670	3,481403	-2,8013275	-10,2466	10,8219	-22,2276	22,49857
680	3,493085	-4,3643082	-11,8096	12,3154	-23,7906	24,04564
690	2,802338	-5,7659278	-13,2112	13,5052	-25,1922	25,34757
700	1,557992	-6,747352	-14,1927	14,2779	-26,1736	26,21994
710	3,48E-15	-7,0998555	-14,5452	14,5452	-26,5261	26,52611
720	0	0	-7,44531	7,4453	-19,4263	19,42626

Таблица В2 - Определение суммарных сил, действующих по каждому лучу диаграммы износа шатунной шейки.

Rш.ш i	Значения Rш.ш i, кН, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rш.ш 0	12374,9	12374,9	12374,9	0	0	0	0	0	0	0	12374,9	12374,9
Rш.ш 10	12168,7	12168,7	12168,7	0	0	0	0	0	0	0	12168,7	12168,7
Rш.ш 20	11481,5	11481,5	11481,5	0	0	0	0	0	0	0	11481,5	11481,5
Rш.ш 30	10349,6	10349,6	10349,6	0	0	0	0	0	0	0	0	10349,6
Rш.ш 40	8940,03	8940,03	8940,03	0	0	0	0	0	0	0	0	8940,03
Rш.ш 50	7440,22	7440,22	7440,22	0	0	0	0	0	0	0	0	7440,22
Rш.ш 60	6130,02	6130,02	6130,02	0	0	0	0	0	0	0	0	6130,02
Rш.ш 70	5364,93	5364,93	5364,93	0	0	0	0	0	0	0	5364,93	5364,93
Rш.ш 80	5374,59	5374,59	5374,59	0	0	0	0	0	0	0	5374,59	5374,59
Rш.ш 90	5995,18	5995,18	0	0	0	0	0	0	0	0	5995,18	5995,18
Rш.ш 100	6992,55	6992,55	0	0	0	0	0	0	0	0	6992,55	6992,55
Rш.ш 110	7813,83	7813,83	0	0	0	0	0	0	0	0	7813,83	7813,83
Rш.ш 120	8451,89	8451,89	0	0	0	0	0	0	0	0	8451,89	8451,89
Rш.ш 130	8880,66	8880,66	0	0	0	0	0	0	0	0	8880,66	8880,66
Rш.ш 140	9129,68	9129,68	0	0	0	0	0	0	0	0	9129,68	9129,68
Rш.ш 150	9243,61	9243,61	0	0	0	0	0	0	0	0	9243,61	9243,61
Rш.ш 160	9277,08	9277,08	9277,08	0	0	0	0	0	0	0	9277,08	9277,08
Rш.ш 170	9282,25	9282,25	9282,25	0	0	0	0	0	0	0	9282,25	9282,25
Rш.ш 180	9286,39	9286,39	9286,39	0	0	0	0	0	0	0	9286,39	9286,39
Rш.ш 190	9300,62	9300,62	9300,62	0	0	0	0	0	0	0	9300,62	9300,62
Rш.ш 200	9313,7	9313,7	9313,7	0	0	0	0	0	0	0	9313,7	9313,7
Rш.ш 210	9293,64	9293,64	9293,64	0	0	0	0	0	0	0	0	9293,64
Rш.ш 220	9192,69	9192,69	9192,69	0	0	0	0	0	0	0	0	9192,69
Rш.ш 230	8988,57	8988,57	8988,57	0	0	0	0	0	0	0	0	8988,57
Rш.ш 240	8613,84	8613,84	8613,84	0	0	0	0	0	0	0	0	8613,84
Rш.ш 250	8041,43	8041,43	8041,43	0	0	0	0	0	0	0	0	8041,43
Rш.ш 260	7289,03	7289,03	7289,03	0	0	0	0	0	0	0	0	7289,03
Rш.ш 270	6444,75	6444,75	6444,75	0	0	0	0	0	0	0	0	6444,75
Rш.ш 280	5690,89	5690,89	5690,89	0	0	0	0	0	0	0	5690,89	5690,89
Rш.ш 290	5274,65	5274,65	5274,65	0	0	0	0	0	0	0	5274,65	5274,65
Rш.ш 300	5328,85	5328,85	0	0	0	0	0	0	0	0	5328,85	5328,85
Rш.ш 310	5659,81	5659,81	0	0	0	0	0	0	0	0	5659,81	5659,81
Rш.ш 320	5817,03	5817,03	0	0	0	0	0	0	0	0	5817,03	5817,03
Rш.ш 330	4986,64	4986,64	0	0	0	0	0	0	0	0	4986,64	4986,64
Rш.ш 340	2307,83	2307,83	2307,83	0	0	0	0	0	0	0	2307,83	2307,83
Rш.ш 350	9916,58	9916,58	9916,58	0	0	0	0	0	0	0	9916,58	9916,58
Rш.ш 360	21174,5	21174,5	21174,5	0	0	0	0	0	0	0	21174,5	21174,5

Rw.ш 370	23339,1	23339,1	23339,1	0	0	0	0	0	0	0	23339,1	23339,1
Rw.ш 380	17177,1	17177,1	17177,1	0	0	17177,12	17177,1	17177,1	0	0	17177,1	17177,1
Rw.ш 390	0	0	0	0	0	0	0	0	11500	11500	11500	11500
Rw.ш 400	8339,97	8339,97	0	0	0	0	0	0	0	0	8339,97	8339,97
Rw.ш 410	7299,49	7299,49	0	0	0	0	0	0	0	0	7299,49	7299,49
Rw.ш 420	7362,02	7362,02	0	0	0	0	0	0	0	0	7362,02	7362,02
Rw.ш 430	7904,25	7904,25	0	0	0	0	0	0	0	0	7904,25	7904,25
Rw.ш 440	8660,15	8660,15	0	0	0	0	0	0	0	0	8660,15	8660,15
Rw.ш 450	9474,61	0	0	0	0	0	0	0	0	9474,61	9474,61	9474,61
Rw.ш 460	10226,9	10226,9	0	0	0	0	0	0	0	0	10226,9	10226,9
Rw.ш 470	10833,8	10833,8	0	0	0	0	0	0	0	0	10833,8	10833,8
Rw.ш 480	11257,2	11257,2	0	0	0	0	0	0	0	0	11257,2	11257,2
Rw.ш 490	11500,1	11500,1	0	0	0	0	0	0	0	0	11500,1	11500,1
Rw.ш 500	11595,6	11595,6	0	0	0	0	0	0	0	0	11595,6	11595,6
Rw.ш 510	11263	11263	0	0	0	0	0	0	0	0	11263	11263
Rw.ш 520	10840,9	10840,9	10840,9	0	0	0	0	0	0	0	10840,9	10840,9
Rw.ш 530	10794,4	10794,4	10794,4	0	0	0	0	0	0	0	10794,4	10794,4
Rw.ш 540	10330,8	10330,8	10330,8	0	0	0	0	0	0	0	10330,8	10330,8
Rw.ш 550	9875,7	9875,7	9875,7	0	0	0	0	0	0	0	9875,7	9875,7
Rw.ш 560	9832,19	9832,19	9832,19	0	0	0	0	0	0	0	9832,19	9832,19
Rw.ш 570	9754,65	9754,65	9754,65	0	0	0	0	0	0	0	0	9754,65
Rw.ш 580	9595,14	9595,14	9595,14	0	0	0	0	0	0	0	0	9595,14
Rw.ш 590	9298,24	9298,24	9298,24	0	0	0	0	0	0	0	0	9298,24
Rw.ш 600	8813,77	8813,77	8813,77	0	0	0	0	0	0	0	0	8813,77
Rw.ш 610	8114,9	8114,9	8114,9	0	0	0	0	0	0	0	0	8114,9
Rw.ш 620	7224,91	7224,91	7224,91	0	0	0	0	0	0	0	0	7224,91
Rw.ш 630	6259,1	6259,1	6259,1	0	0	0	0	0	0	0	0	6259,1
Rw.ш 640	5483,97	5483,97	5483,97	0	0	0	0	0	0	0	5483,97	5483,97
Rw.ш 650	5308,21	5308,21	5308,21	0	0	0	0	0	0	0	5308,21	5308,21
Rw.ш 660	5973,67	5973,67	0	0	0	0	0	0	0	0	5973,67	5973,67
Rw.ш 670	7266,23	7266,23	0	0	0	0	0	0	0	0	7266,23	7266,23
Rw.ш 680	8794,73	8794,73	0	0	0	0	0	0	0	0	8794,73	8794,73
Rw.ш 690	10252,7	10252,7	0	0	0	0	0	0	0	0	10252,7	10252,7
Rw.ш 700	11391	11391	0	0	0	0	0	0	0	0	11391	11391
Rw.ш 710	12122,9	12122,9	0	0	0	0	0	0	0	0	12122,9	12122,9
ΣRw.ш i	12374,9	12374,9	0	0	0	0	0	0	0	0	12374,9	12374,9

Таблица В3 – Расчет сил, действующих на коренные шейки коленчатого вала.

1-я кореная шейка	1-й кривошип				2-я кореная шейка			2-й кривошип			3-я кореная шейка			3-й кривошип		
	Рк.ш1, Н	јкв, град	Рк1, Н	Т1, Н	Крк1, Н	Тк2, Н	Кк2, Н	Рк.ш2, Н	јкв, град	Т2, Н	Крк2, Н	Тк3, Н	Кк3, Н	Рк.ш3, Н	јкв, град	Т3, Н
10496,7	0	20993,4	0	-20993,4	2,5E-13	1544,2	1544,24	180	4,9E-13	-17904,92	1,2E-12	-18427,11	18427,11	540	1,86E-12	-18949,3
10372,6	10	20745,11	-1568,35	-20685,74	537,903	1389,8	1490,28	190	-492,54	-17906,1	-527,653	-18192,14	18199,79	550	-562,764	-18478,18
9973,1	20	19946,2	-2842,73	-19742,58	921,655	932,07	1310,8	200	-999,42	-17878,45	-1063,06	-18132,2	18163,34	560	-1126,71	-18385,96
9339,75	30	18679,5	-3557	-18337,7	1018,44	275,35	1055	210	-1520,1	-17787,01	-1605,71	-18006,23	18077,68	570	-1691,3	-18225,44
8590,51	40	17181,02	-3609,15	-16797,66	789,195	-393,23	881,735	220	-2030,8	-17584,11	-2131,53	-17767,25	17894,65	580	-2232,3	-17950,38
7854,38	50	15708,77	-3030,18	-15413,74	265,749	-919,54	957,174	230	-2498,7	-17252,83	-2597,11	-17385,16	17578,07	590	-2695,54	-17517,49
7277,46	60	14554,92	-1981,8	-14419,37	-430,302	-1165,3	1242,17	240	-2842,4	-16749,89	-2920,38	-16828,26	17079,78	600	-2998,37	-16906,62
6977,42	70	13954,84	-704,12	-13937,06	-1134,31	-1076,6	1563,9	250	-2972,7	-16090,3	-3007,47	-16115,96	16394,18	610	-3042,19	-16141,62
6987,71	80	13975,43	554,8863	-13964,41	-1683,32	-689,5	1819,06	260	-2811,7	-15343,41	-2774,42	-15324,16	15573,29	620	-2737,09	-15304,92
7242,92	90	14485,84	1594,292	-14397,84	-1959,87	-115,64	1963,28	270	-2325,4	-14629,12	-2180,48	-14583,26	14745,37	630	-2035,51	-14537,4
7680,92	100	15361,84	2462,287	-15163,22	-2009,53	535,43	2079,64	280	-1556,8	-14092,36	-1261,13	-14054,6	14111,07	640	-965,486	-14016,84
8083,41	110	16166,83	2756,056	-15930,18	-1699,94	1038,2	1991,91	290	-643,82	-13853,75	-146,836	-13884,47	13885,24	650	350,152	-13915,18
8421,33	120	16842,67	2715,463	-16622,33	-1262,66	1339,2	1840,57	300	190,134	-13943,99	945,604	-14144,44	14176,01	660	1701,074	-14344,88
8665,74	130	17331,49	2429,863	-17160,31	-872,798	1461,7	1702,49	310	684,267	-14236,83	1755,89	-14774,45	14878,42	670	2827,508	-15312,06
8820,15	140	17640,3	1999,141	-17526,65	-684,093	1562,7	1705,88	320	630,954	-14401,24	2056,18	-15548,05	15683,43	680	3481,403	-16694,87
8901,4	150	17802,81	1501,521	-17739,37	-868,383	2069,9	2244,65	330	-235,24	-13599,62	1628,92	-15928,74	16011,81	690	3493,085	-18257,85
8935,03	160	17870,06	990,4302	-17842,6	-1553,11	4151,2	4432,22	340	-2115,8	-9540,201	343,271	-14599,83	14603,87	700	2802,338	-19659,47
8947,27	170	17894,55	490,2983	-17887,83	-1930,85	9297,6	9495,97	350	-3371,4	707,3571	-906,708	-9966,768	10007,93	710	1557,992	-20640,89
8952,46	180	17904,92	4,91E-13	-17904,92	-3,5E-12	15230	15230,5	360	-6E-12	12556,01	-1,5E-12	-4218,691	4218,691	720	3,48E-12	-20993,4
8956,44	190	17912,87	-492,541	-17906,1	3446,53	15866	16236	370	6400,51	13825,81	3200,26	-3583,792	4804,707	0	0	-20993,4
8953,18	200	17906,36	-999,423	-17878,45	5256,93	11781	12900,3	380	9514,44	5682,821	3973,05	-7501,457	8488,637	10	-1568,35	-20685,74

8925,92	210	17851,85	-1520,12	-17787,01	5489,03	7855,2	9582,97	390	9457,95	-2076,652	3307,61	-10909,62	11400	20	-2842,73	-19742,58
8850,49	220	17700,99	-2030,76	-17584,11	5130,57	5156,6	7274,14	400	8230,37	-7270,932	2336,69	-12804,32	13015,78	30	-3557	-18337,7
8716,41	230	17432,83	-2498,68	-17252,83	4796,86	3459,4	5914,15	410	7095,03	-10334,06	1742,94	-13565,86	13677,37	40	-3609,15	-16797,66
8494,68	240	16989,35	-2842,4	-16749,89	4641,53	2282,6	5172,44	420	6440,66	-12184,66	1705,24	-13799,2	13904,16	50	-3030,18	-15413,74
8181,31	250	16362,61	-2972,75	-16090,3	4590,92	1290,3	4768,79	430	6209,1	-13509,77	2113,65	-13964,57	14123,62	60	-1981,8	-14419,37
7799,46	260	15598,92	-2811,75	-15343,41	4496,97	330,17	4509,08	440	6182,2	-14683,07	2739,04	-14310,06	14569,84	70	-704,12	-13937,06
7406,4	270	14812,79	-2325,45	-14629,12	4232,16	-603,12	4274,92	450	6138,87	-15835,36	3346,88	-14899,88	15271,15	80	554,8863	-13964,41
7089,04	280	14178,08	-1556,77	-14092,36	3743,12	-1429,4	4006,74	460	5929,47	-16951,06	3761,88	-15674,45	16119,56	90	1594,292	-14397,84
6934,35	290	13868,7	-643,824	-13853,75	3069,88	-2050,6	3691,74	470	5495,94	-17954,86	3979,11	-16559,04	17030,42	100	2462,287	-15163,22
6972,64	300	13945,28	190,1337	-13943,99	2333,32	-2415,1	3358,12	480	4856,77	-18774,15	3806,42	-17352,16	17764,75	110	2756,056	-15930,18
7126,63	310	14253,26	684,2669	-14236,83	1695,47	-2567,8	3077,02	490	4075,22	-19372,36	3395,34	-17997,35	18314,82	120	2715,463	-16622,33
7207,53	320	14415,06	630,9542	-14401,24	1297,55	-2677,6	2975,4	500	3226,06	-19756,37	2827,96	-18458,34	18673,72	130	2429,863	-17160,31
6800,83	330	13601,66	-235,244	-13599,62	1242,26	-3027,5	3272,45	510	2249,28	-19654,6	2124,21	-18590,63	18711,59	140	1999,141	-17526,65
4886	340	9772,003	-2115,8	-9540,201	1744,9	-4915,9	5216,37	520	1374	-19371,96	1437,76	-18555,67	18611,29	150	1501,521	-17739,37
1722,41	350	3444,815	-3371,41	707,3571	2023,16	-10050	10251,2	530	674,909	-19391,79	832,67	-18617,19	18635,8	160	990,4302	-17842,6
6278,01	360	12556,01	-6,5E-12	12556,01	4,2E-12	-15753	15752,7	540	1,9E-12	-18949,3	245,149	-18418,56	18420,2	170	490,2983	-17887,83
7617,74	370	15235,47	6400,515	13825,81	-3481,64	-16152	16523	550	-562,76	-18478,18	-281,382	-18191,55	18193,73	180	4,91E-13	-17904,92
5541,19	380	11082,37	9514,44	5682,821	-5320,57	-12034	13158,1	560	-1126,7	-18385,96	-809,624	-18146,03	18164,08	190	-492,541	-17906,1
4841,62	390	9683,246	9457,948	-2076,652	-5574,62	-8074,4	9811,84	570	-1691,3	-18225,44	-1345,36	-18051,95	18102,01	200	-999,423	-17878,45
5491,03	400	10982,05	8230,372	-7270,932	-5231,34	-5339,7	7475,26	580	-2232,3	-17950,38	-1876,21	-17868,7	17966,93	210	-1520,12	-17787,01
6267,62	410	12535,24	7095,033	-10334,06	-4895,29	-3591,7	6071,59	590	-2695,5	-17517,49	-2363,15	-17550,8	17709,18	220	-2030,76	-17584,11
6891,08	420	13782,16	6440,656	-12184,66	-4719,51	-2361	5277,12	600	-2998,4	-16906,62	-2748,52	-17079,72	17299,46	230	-2498,68	-17252,83
7434,16	430	14868,32	6209,097	-13509,77	-4625,64	-1315,9	4809,18	610	-3042,2	-16141,62	-2942,29	-16445,75	16706,88	240	-2842,4	-16749,89
7965,74	440	15931,48	6182,202	-14683,07	-4459,64	-310,92	4470,47	620	-2737,1	-15304,92	-2854,92	-15697,61	15955,11	250	-2972,75	-16090,3
8491,82	450	16983,65	6138,866	-15835,36	-4087,19	648,98	4138,39	630	-2035,5	-14537,4	-2423,63	-14940,41	15135,71	260	-2811,75	-15343,41
8979,1	460	17958,21	5929,469	-16951,06	-3447,48	1467,1	3746,67	640	-965,49	-14016,84	-1645,47	-14322,98	14417,19	270	-2325,45	-14629,12
9388,59	470	18777,17	5495,937	-17954,86	-2572,89	2019,8	3271,01	650	350,152	-13915,18	-603,309	-14003,77	14016,76	280	-1556,77	-14092,36

9696,09	480	19392,19	4856,775	-18774,15	-1577,85	2214,6	2719,23	660	1701,07	-14344,88	528,625	-14099,32	14109,22	290	-643,824	-13853,75
9898,18	490	19796,36	4075,216	-19372,36	-623,854	2030,1	2123,84	670	2827,51	-15312,06	1508,82	-14628,03	14705,64	300	190,1337	-13943,99
10009	500	20018,03	3226,059	-19756,37	127,672	1530,8	1536,07	680	3481,4	-16694,87	2082,83	-15465,85	15605,47	310	684,2669	-14236,83
9891,44	510	19782,89	2249,281	-19654,6	621,902	698,38	935,143	690	3493,09	-18257,85	2062,02	-16329,55	16459,22	320	630,9542	-14401,24
9710,31	520	19420,63	1373,998	-19371,96	714,17	-143,75	728,494	700	2802,34	-19659,47	1283,55	-16629,55	16679,01	330	-235,244	-13599,62
9701,77	530	19403,53	674,9093	-19391,79	441,541	-624,55	764,868	710	1557,99	-20640,89	-278,902	-15090,55	15093,12	340	-2115,8	-9540,201
9474,65	540	18949,3	1,86E-12	-18949,3	8,1E-13	-1022	1022,05	720	3,5E-12	-20993,4	-1685,7	-10143,02	10282,14	350	-3371,41	707,35708
9243,38	550	18486,75	-562,764	-18478,18	281,382	-1257,6	1288,7	0	0	-20993,4	-3,2E-12	-4218,691	4218,691	360	-6,5E-12	12556,014
9210,22	560	18420,45	-1126,71	-18385,96	-220,82	-1149,9	1170,9	10	-1568,3	-20685,74	2416,08	-3429,962	4195,486	370	6400,515	13825,813
9151,88	570	18303,75	-1691,3	-18225,44	-575,718	-758,57	952,303	20	-2842,7	-19742,58	3335,85	-7029,882	7781,205	380	9514,44	5682,8213
9044,33	580	18088,66	-2232,3	-17950,38	-662,347	-193,66	690,078	30	-3557	-18337,7	2950,47	-10207,18	10625,05	390	9457,948	-2076,652
8861,83	590	17723,67	-2695,54	-17517,49	-456,807	359,91	581,559	40	-3609,2	-16797,66	2310,61	-12034,3	12254,11	400	8230,372	-7270,932
8585,22	600	17170,44	-2998,37	-16906,62	-15,9039	746,44	746,61	50	-3030,2	-15413,74	2032,43	-12873,9	13033,34	410	7095,033	-10334,06
8212,9	610	16425,79	-3042,19	-16141,62	530,194	861,12	1011,26	60	-1981,8	-14419,37	2229,43	-13302,01	13487,54	420	6440,656	-12184,66
7773,87	620	15547,74	-2737,09	-15304,92	1016,48	683,93	1225,15	70	-704,12	-13937,06	2752,49	-13723,42	13996,73	430	6209,097	-13509,77
7339,61	630	14679,22	-2035,51	-14537,4	1295,2	286,5	1326,51	80	554,886	-13964,41	3368,54	-14323,74	14714,5	440	6182,202	-14683,07
7025,03	640	14050,05	-965,486	-14016,84	1279,89	-190,5	1293,99	90	1594,29	-14397,84	3866,58	-15116,6	15603,27	450	6138,866	-15835,36
6959,79	650	13919,59	350,152	-13915,18	1056,07	-624,02	1226,65	100	2462,29	-15163,22	4195,88	-16057,14	16596,3	460	5929,469	-16951,06
7222,7	660	14445,39	1701,074	-14344,88	527,491	-792,65	952,122	110	2756,06	-15930,18	4126	-16942,52	17437,68	470	5495,937	-17954,86
7785,47	670	15570,94	2827,508	-15312,06	-56,0228	-655,13	657,523	120	2715,46	-16622,33	3786,12	-17698,24	18098,68	480	4856,775	-18774,15
8527	680	17054	3481,403	-16694,87	-525,77	-232,72	574,972	130	2429,86	-17160,31	3252,54	-18266,34	18553,65	490	4075,216	-19372,36
9294,5	690	18588,99	3493,085	-18257,85	-746,972	365,6	831,643	140	1999,14	-17526,65	2612,6	-18641,51	18823,7	500	3226,059	-19756,37
9929,1	700	19858,19	2802,338	-19659,47	-650,408	960,05	1159,62	150	1501,52	-17739,37	1875,4	-18696,99	18790,81	510	2249,281	-19654,6
10349,8	710	20699,61	1557,992	-20640,89	-283,781	1399,1	1427,64	160	990,43	-17842,6	1182,21	-18607,28	18644,8	520	1373,998	-19371,96
10496,7	720	20993,4	3,48E-12	-20993,4	245,149	1552,8	1572,02	170	490,298	-17887,83	582,604	-18639,81	18648,91	530	674,9093	-19391,79

Таблица В4 – силы, действующие на 3-ю коренную шейку.

Рк.ш i	Значения Рк.ш i, Н, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Рк.ш 0	18427,11	18427,11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18427,1
Рк.ш 10	18199,79	18199,79	18199,8	0	0	0	0	0	0	0	0	18199,8
Рк.ш 20	18163,34	18163,34	18163,3	0	0	0	0	0	0	0	0	18163,3
Рк.ш 30	18077,68	18077,68	18077,7	0	0	0	0	0	0	0	0	18077,7
Рк.ш 40	17894,65	17894,65	17894,7	0	0	0	0	0	0	0	0	17894,7
Рк.ш 50	17578,07	17578,07	17578,1	0	0	0	0	0	0	0	0	17578,1
Рк.ш 60	17079,78	17079,78	17079,8	0	0	0	0	0	0	0	0	17079,8
Рк.ш 70	16394,18	16394,18	16394,2	0	0	0	0	0	0	0	0	16394,2
Рк.ш 80	15573,29	15573,29	0	0	0	0	0	0	0	0	15573,3	15573,3
Рк.ш 90	14745,37	14745,37	0	0	0	0	0	0	0	0	14745,4	14745,4
Рк.ш 100	14111,07	14111,07	0	0	0	0	0	0	0	0	14111,1	14111,1
Рк.ш 110	13885,24	13885,24	0	0	0	0	0	0	0	0	13885,2	13885,2
Рк.ш 120	14176,01	14176,01	0	0	0	0	0	0	0	0	14176	14176
Рк.ш 130	14878,42	14878,42	0	0	0	0	0	0	0	0	14878,4	14878,4
Рк.ш 140	15683,43	15683,43	0	0	0	0	0	0	0	0	15683,4	15683,4
Рк.ш 150	16011,81	16011,81	0	0	0	0	0	0	0	0	16011,8	16011,8
Рк.ш 160	14603,87	14603,87	0	0	0	0	0	0	0	0	14603,9	14603,9
Рк.ш 170	10007,93	10007,93	0	0	0	0	0	0	0	0	10007,9	10007,9
Рк.ш 180	4218,691	4218,691	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4218,69
Рк.ш 190	4804,707	4804,707	4804,71	0	0	0	0	0	0	0	0	4804,71
Рк.ш 200	8488,637	8488,637	8488,64	0	0	0	0	0	0	0	0	8488,64
Рк.ш 210	11400	11400	11400	0	0	0	0	0	0	0	0	11400
Рк.ш 220	13015,78	13015,78	13015,8	0	0	0	0	0	0	0	0	13015,8
Рк.ш 230	13677,37	13677,37	13677,4	0	0	0	0	0	0	0	0	13677,4
Рк.ш 240	13904,16	13904,16	13904,2	0	0	0	0	0	0	0	0	13904,2
Рк.ш 250	14123,62	14123,62	14123,6	0	0	0	0	0	0	0	0	14123,6
Рк.ш 260	14569,84	14569,84	14569,8	0	0	0	0	0	0	0	0	14569,8
Рк.ш 270	15271,15	15271,15	15271,2	0	0	0	0	0	0	0	0	15271,2
Рк.ш 280	16119,56	16119,56	16119,6	0	0	0	0	0	0	0	0	16119,6
Рк.ш 290	17030,42	17030,42	17030,4	0	0	0	0	0	0	0	0	17030,4
Рк.ш 300	17764,75	17764,75	0	0	0	0	0	0	0	0	17764,7	17764,7
Рк.ш 310	18314,82	18314,82	0	0	0	0	0	0	0	0	18314,8	18314,8

Rk.ш 320	18673,72	18673,72	0	0	0	0	0	0	0	0	18673,7	18673,7
Rk.ш 330	18711,59	18711,59	18711,6	0	0	0	0	0	0	0	0	18711,6
Rk.ш 340	0	18611,29	18611,3	18611,2858	18611,2858	0	0	0	0	0	0	0
Rk.ш 350	18635,8	18635,8	0	0	0	0	0	0	0	0	18635,8	18635,8
Rk.ш 360	18420,2	18420,2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18420,2
Rk.ш 370	18193,73	18193,73	18193,7	0	0	0	0	0	0	0	0	18193,7
Rk.ш 380	18164,08	18164,08	18164,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Rk.ш 390	18102,01	18102,01	18102	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Rk.ш 400	0	17966,93	17966,9	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Rk.ш 410	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	17709,2	17709,2
Rk.ш 420	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	17299,5	17299,5
Rk.ш 430	16706,88	0	0	0	0	0	0	0	0	0	16706,9	16706,9
Rk.ш 440	15955,11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15955,1	15955,1
Rk.ш 450	15135,71	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15135,7	15135,7
Rk.ш 460	14417,19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14417,2	14417,2
Rk.ш 470	14016,76	0	0	0	0	0	0	0	0	0	14016,8	14016,8
Rk.ш 480	14109,22	14109,22	0	0	0	0	0	0	0	0	14109,2	14109,2
Rk.ш 490	14705,64	14705,64	0	0	0	0	0	0	0	0	14705,6	14705,6
Rk.ш 500	15605,47	15605,47	0	0	0	0	0	0	0	0	15605,5	15605,5
Rk.ш 510	16459,22	16459,22	0	0	0	0	0	0	0	0	16459,2	16459,2
Rk.ш 520	16679,01	16679,01	0	0	0	0	0	0	0	0	16679	16679
Rk.ш 530	15093,12	15093,12	0	0	0	0	0	0	0	0	15093,1	15093,1
Rk.ш 540	10282,14	10282,14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10282,1
Rk.ш 550	4218,691	4218,691	4218,69	0	0	0	0	0	0	0	0	4218,69
Rk.ш 560	4195,486	4195,486	4195,49	0	0	0	0	0	0	0	0	4195,49
Rk.ш 570	7781,205	7781,205	7781,21	0	0	0	0	0	0	0	0	7781,21
Rk.ш 580	10625,05	10625,05	10625,1	0	0	0	0	0	0	0	0	10625,1
Rk.ш 590	12254,11	12254,11	12254,1	0	0	0	0	0	0	0	0	12254,1
Rk.ш 600	13033,34	13033,34	13033,3	0	0	0	0	0	0	0	0	13033,3
Rk.ш 610	13487,54	13487,54	13487,5	0	0	0	0	0	0	0	0	13487,5
Rk.ш 620	13996,73	13996,73	13996,7	0	0	0	0	0	0	0	0	13996,7
Rk.ш 630	14714,5	14714,5	14714,5	0	0	0	0	0	0	0	0	14714,5
Rk.ш 640	15603,27	15603,27	15603,3	0	0	0	0	0	0	0	0	15603,3
Rk.ш 650	16596,3	16596,3	0	0	0	0	0	0	0	0	16596,3	16596,3
Rk.ш 660	17437,68	17437,68	0	0	0	0	0	0	0	0	17437,7	17437,7
Rk.ш 670	18098,68	18098,68	0	0	0	0	0	0	0	0	18098,7	18098,7
Rk.ш 680	18553,65	18553,65	0	0	0	0	0	0	0	0	18553,7	18553,7
Rk.ш 690	18823,7	18823,7	0	0	0	0	0	0	0	0	18823,7	18823,7
Rk.ш 700	18790,81	18790,81	0	0	0	0	0	0	0	0	18790,8	18790,8

Рк.ш 710	18644,8	18644,8	0	0	0	0	0	0	0	0	18644,8	18644,8
ΣРк.ш i	18648,91	18648,91	0	0	0	0	0	0	0	0	0	18648,9

Таблица В5 - Суммарные силы действующие на 1-ю коренную шейку

Рк.ш i	Значения Рк.ш i, Н, для лучей											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Рк.ш 0	10496,69816	10496,69816	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10496,69816
Рк.ш 10	10372,55255	10372,55255	10372,55255	0	0	0	0	0	0	0	0	10372,55255
Рк.ш 20	9973,098705	9973,098705	9973,098705	0	0	0	0	0	0	0	0	9973,098705
Рк.ш 30	9339,748137	9339,748137	9339,748137	0	0	0	0	0	0	0	0	9339,748137
Рк.ш 40	8590,509683	8590,509683	8590,509683	0	0	0	0	0	0	0	0	8590,509683
Рк.ш 50	7854,383484	7854,383484	7854,383484	0	0	0	0	0	0	0	0	7854,383484
Рк.ш 60	7277,459477	7277,459477	7277,459477	0	0	0	0	0	0	0	0	7277,459477
Рк.ш 70	6977,417956	6977,417956	6977,417956	0	0	0	0	0	0	0	0	6977,417956
Рк.ш 80	6987,712644	6987,712644	0	0	0	0	0	0	0	0	6987,712644	6987,712644
Рк.ш 90	7242,920101	7242,920101	0	0	0	0	0	0	0	0	7242,920101	7242,920101
Рк.ш 100	7680,917644	7680,917644	0	0	0	0	0	0	0	0	7680,917644	7680,917644
Рк.ш 110	8083,414784	8083,414784	0	0	0	0	0	0	0	0	8083,414784	8083,414784
Рк.ш 120	8421,334857	8421,334857	0	0	0	0	0	0	0	0	8421,334857	8421,334857
Рк.ш 130	8665,743973	8665,743973	0	0	0	0	0	0	0	0	8665,743973	8665,743973
Рк.ш 140	8820,147776	8820,147776	0	0	0	0	0	0	0	0	8820,147776	8820,147776
Рк.ш 150	8901,403144	8901,403144	0	0	0	0	0	0	0	0	8901,403144	8901,403144
Рк.ш 160	8935,032386	8935,032386	0	0	0	0	0	0	0	0	8935,032386	8935,032386
Рк.ш 170	8947,273379	8947,273379	0	0	0	0	0	0	0	0	8947,273379	8947,273379
Рк.ш 180	8952,46136	8952,46136	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8952,46136
Рк.ш 190	8956,436778	8956,436778	8956,436778	0	0	0	0	0	0	0	0	8956,436778
Рк.ш 200	8953,182067	8953,182067	8953,182067	0	0	0	0	0	0	0	0	8953,182067
Рк.ш 210	8925,924897	8925,924897	8925,924897	0	0	0	0	0	0	0	0	8925,924897
Рк.ш 220	8850,494734	8850,494734	8850,494734	0	0	0	0	0	0	0	0	8850,494734
Рк.ш 230	8716,41297	8716,41297	8716,41297	0	0	0	0	0	0	0	0	8716,41297

Рк.ш 240	8494,675381	8494,675381	8494,675381	0	0	0	0	0	0	0	0	8494,675381
Рк.ш 250	8181,306648	8181,306648	8181,306648	0	0	0	0	0	0	0	0	8181,306648
Рк.ш 260	7799,459393	7799,459393	7799,459393	0	0	0	0	0	0	0	0	7799,459393
Рк.ш 270	7406,395031	7406,395031	7406,395031	0	0	0	0	0	0	0	0	7406,395031
Рк.ш 280	7089,041193	7089,041193	7089,041193	0	0	0	0	0	0	0	0	7089,041193
Рк.ш 290	6934,349913	6934,349913	6934,349913	0	0	0	0	0	0	0	0	6934,349913
Рк.ш 300	6972,642391	6972,642391	0	0	0	0	0	0	0	0	6972,642391	6972,642391
Рк.ш 310	7126,631553	7126,631553	0	0	0	0	0	0	0	0	7126,631553	7126,631553
Рк.ш 320	7207,528187	7207,528187	0	0	0	0	0	0	0	0	7207,528187	7207,528187
Рк.ш 330	6800,828913	6800,828913	6800,828913	0	0	0	0	0	0	0	0	6800,828913
Рк.ш 340	0	4886,001251	4886,001251	4886,001251	4886,0012	0	0	0	0	0	0	0
Рк.ш 350	1722,407414	1722,407414	0	0	0	0	0	0	0	0	1722,407414	1722,407414
Рк.ш 360	6278,006784	6278,006784	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6278,006784
Рк.ш 370	7617,737426	7617,737426	7617,737426	0	0	0	0	0	0	0	0	7617,737426
Рк.ш 380	5541,187385	5541,187385	5541,187385	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Рк.ш 390	4841,623071	4841,623071	4841,623071	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Рк.ш 400	0	5491,02617	5491,02617	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Рк.ш 410	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6267,619034	6267,619034
Рк.ш 420	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6891,079046	6891,079046
Рк.ш 430	7434,158361	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7434,158361	7434,158361
Рк.ш 440	7965,741115	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7965,741115	7965,741115
Рк.ш 450	8491,823355	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8491,823355	8491,823355
Рк.ш 460	8979,103231	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8979,103231	8979,103231
Рк.ш 470	9388,587352	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9388,587352	9388,587352
Рк.ш 480	9696,092656	9696,092656	0	0	0	0	0	0	0	0	9696,092656	9696,092656
Рк.ш 490	9898,179918	9898,179918	0	0	0	0	0	0	0	0	9898,179918	9898,179918
Рк.ш 500	10009,01697	10009,01697	0	0	0	0	0	0	0	0	10009,01697	10009,01697
Рк.ш 510	9891,444216	9891,444216	0	0	0	0	0	0	0	0	9891,444216	9891,444216
Рк.ш 520	9710,314274	9710,314274	0	0	0	0	0	0	0	0	9710,314274	9710,314274
Рк.ш 530	9701,765346	9701,765346	0	0	0	0	0	0	0	0	9701,765346	9701,765346

Рк.ш 540	9474,650239	9474,650239	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9474,650239
Рк.ш 550	9243,375623	9243,375623	9243,375623	0	0	0	0	0	0	0	0	9243,375623
Рк.ш 560	9210,224286	9210,224286	9210,224286	0	0	0	0	0	0	0	0	9210,224286
Рк.ш 570	9151,8753	9151,8753	9151,8753	0	0	0	0	0	0	0	0	9151,8753
Рк.ш 580	9044,32827	9044,32827	9044,32827	0	0	0	0	0	0	0	0	9044,32827
Рк.ш 590	8861,833689	8861,833689	8861,833689	0	0	0	0	0	0	0	0	8861,833689
Рк.ш 600	8585,220627	8585,220627	8585,220627	0	0	0	0	0	0	0	0	8585,220627
Рк.ш 610	8212,896513	8212,896513	8212,896513	0	0	0	0	0	0	0	0	8212,896513
Рк.ш 620	7773,867863	7773,867863	7773,867863	0	0	0	0	0	0	0	0	7773,867863
Рк.ш 630	7339,608197	7339,608197	7339,608197	0	0	0	0	0	0	0	0	7339,608197
Рк.ш 640	7025,027499	7025,027499	7025,027499	0	0	0	0	0	0	0	0	7025,027499
Рк.ш 650	6959,793798	6959,793798	0	0	0	0	0	0	0	0	6959,793798	6959,793798
Рк.ш 660	7222,695529	7222,695529	0	0	0	0	0	0	0	0	7222,695529	7222,695529
Рк.ш 670	7785,469391	7785,469391	0	0	0	0	0	0	0	0	7785,469391	7785,469391
Рк.ш 680	8526,998192	8526,998192	0	0	0	0	0	0	0	0	8526,998192	8526,998192
Рк.ш 690	9294,49693	9294,49693	0	0	0	0	0	0	0	0	9294,49693	9294,49693
Рк.ш 700	9929,096133	9929,096133	0	0	0	0	0	0	0	0	9929,096133	9929,096133
Рк.ш 710	10349,80428	10349,80428	0	0	0	0	0	0	0	0	10349,80428	10349,80428
ΣРк.ш i	10496,69816	10496,69816	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10496,69816

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Таблица Г.1 – Примерный состав отработавших газов.

Компоненты отработавших газов	Предельное содержание, по объему (для газов), %		Примечание.
	бензиновые двигатели	дизели	
Азот	74-77	76-78	Нетоксичен
Кислород	0,3-8,0	2-18	Нетоксичен
Пары воды	3,0-5,5	0,5-4,0	Нетоксичны
Двуокись углерода	5,0-12,0	1,0-10,0	Нетоксична
Окись углерода	5,0-10,0	0,01-0,5	Токсична
Окислы азота	0-0,8	0,0002-0,5	Токсична
Углеводороды неканцерогенные.	0,2-3,0	0,009-0,5	Токсична
Альдегиды	0-0,2	0,001-0,01	Токсична
Сажа	0-0,04	0,01-1,1	Токсична
Бензапирен	До 10-20	До 10	Канцерогенен

Таблица Г.2 – Предельно допустимые выбросы вредных веществ для
легковых автомобилей, г/км.

Правила ЕЭС	Год введения	Содержание в выхлопе, г/км			
		NO	CO	CH	Твердые частицы
EURO 1	1993	-	2,72	-	-
EURO 2	1996	-	2,2	-	-
EURO 3	2000	0,15	2,3	0,2	-
EURO 4	2005	0,08	1,0	0,1	-
EURO 5	2008	0,06	0,6	0,06	0,005
EURO 6	2014	0,04	0,4	0,04	0,002

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

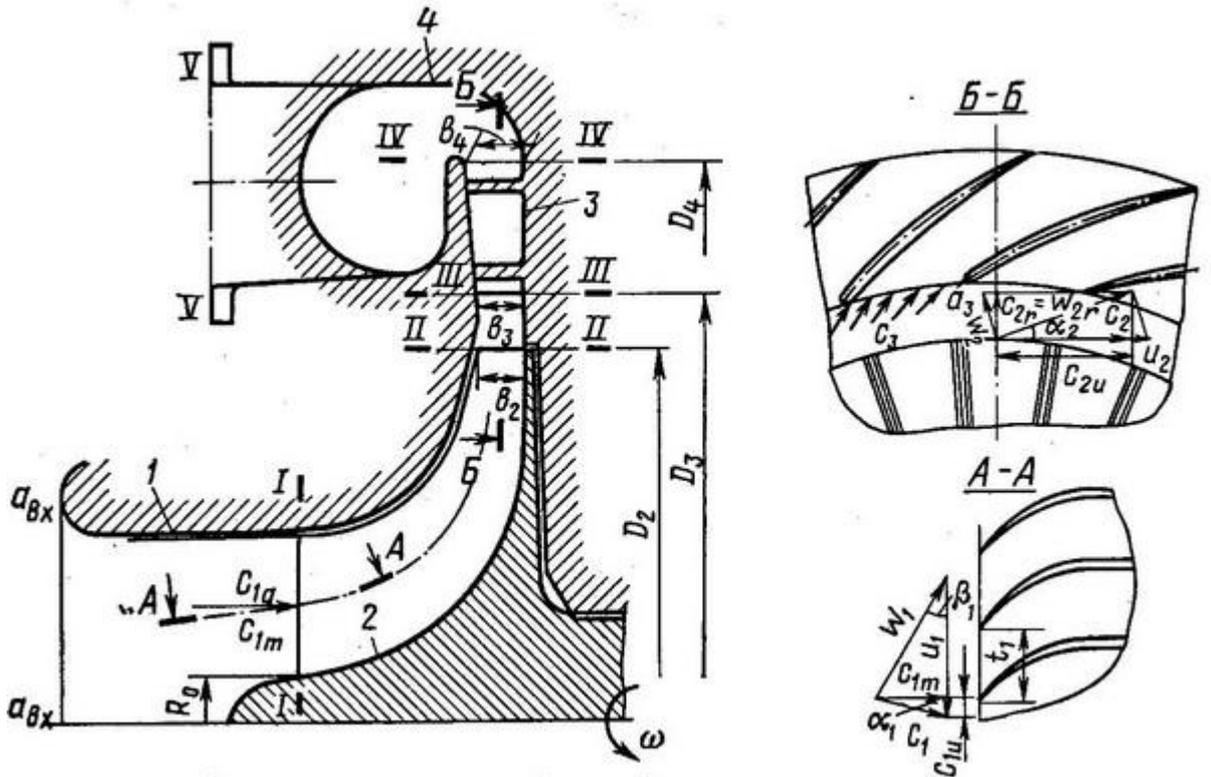


Рисунок Д.1 – Расчетная схема входного устройства

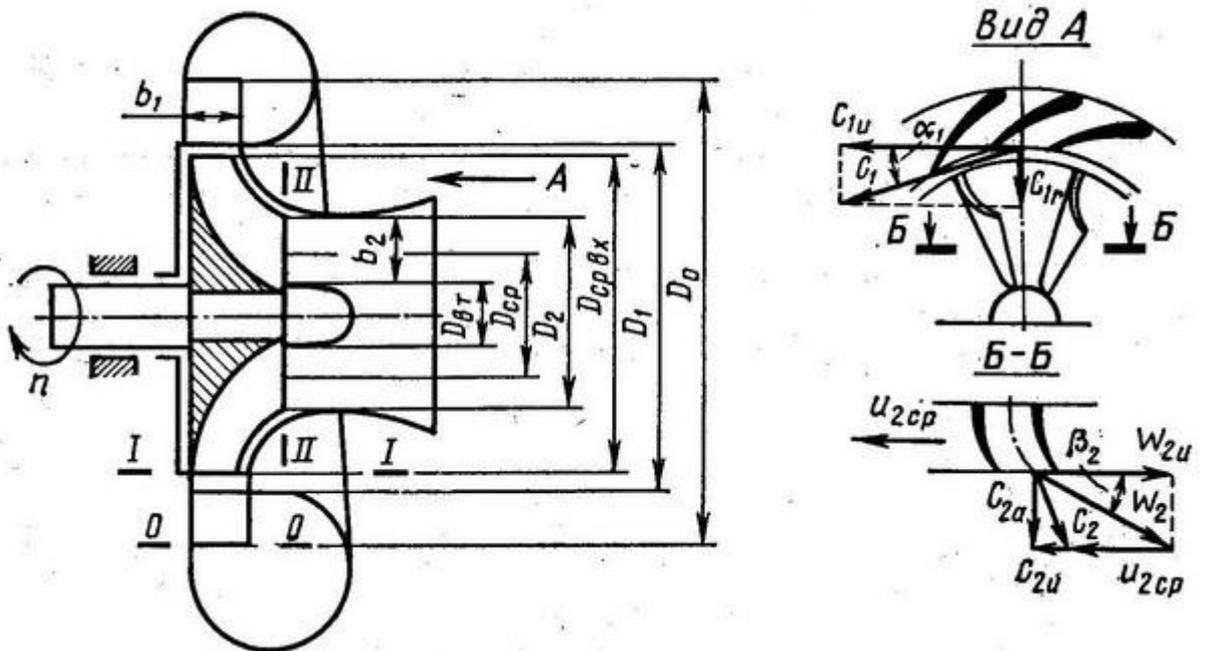


Рисунок Д.2 – Расчетная схема направляющего аппарата и колеса турбины.

Таблица Д.1 – Конструктивные параметры рабочего колеса турбины.

Параметры	Значение, м
Внутренний диаметр при $D_2/D_1 = 0,7$	$D_2 = 0,7 \cdot 0,05 = 0,035$
Втулочный диаметр при $D_{ВТ}/D_1 = 0,2$	$D_{ВТ} = 0,2 \cdot 0,05 = 0,01$
Среднеквадратичный диаметр колеса на выходе	$D_{2cp} = \sqrt{\frac{D_2^2 + D_{ВТ}^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,035^2 + 0,01^2}{2}} = 0,0258$
Ширина лопаток колеса на входе	$b_1 = b'_1 = 0,016$
Ширина колеса при $B/D_1 = 0,3$	$B = 0,3 \cdot 0,05 = 0,015$

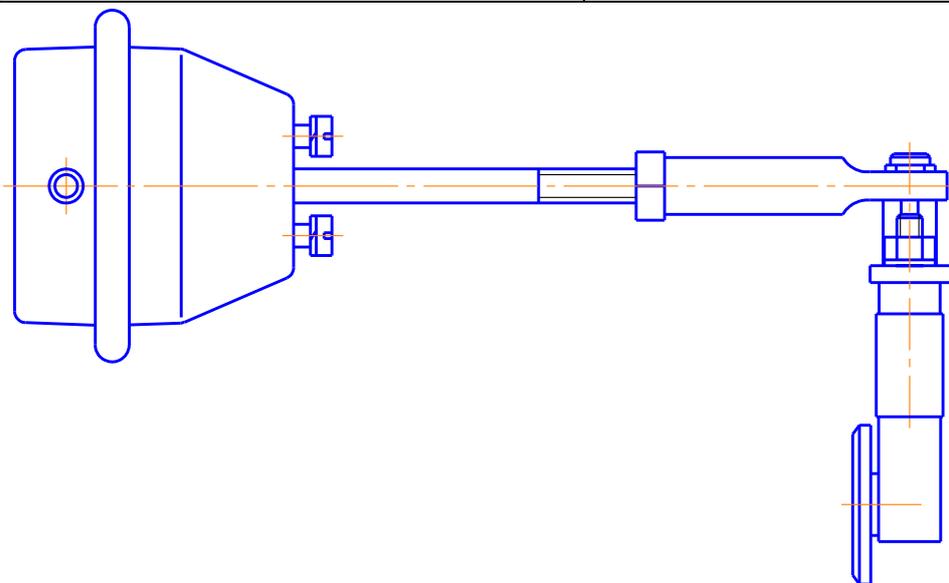


Рисунок Д.3 – Клапан перепуска отработавших газов

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Конструктивная разработка и расчет двигателя

Е.1 Поршневая группа

Е.1.1 Поршень

Напряжение изгиба в днище поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = p_{\text{ЗД}} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 7,87 \cdot \left(\frac{7,2}{7} \right)^2 = 118,83 \text{ МПа}$$

где r_i – внутренний радиус днища;

$$r_i = D/2 - (s + t + \Delta t) = 73/2 - (5 + 3,5 + 0,8) = 27,2 \text{ мм.}$$

Днище поршня должно быть усилено ребрами жесткости.

Диаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 73 - 2 \cdot (3,5 + 0,8) = 65 \text{ мм.}$$

Площадь продольного диаметрального сечения масляного канала:

$$F' = [(d_k - d_i)/2] \cdot d_m = [(65 - 54,4)/2] \cdot 1 = 8,6 \text{ мм.}$$

Максимальная сила давления газов на днище поршня:

$$P_{\text{ЗД}} = p_{\text{ЗД}} \cdot F_{\text{п}} = 7,87 \cdot 41,854 \cdot 10^{-4} = 0,033 \text{ МН.}$$

Площадь сечения x-x, м^2 :

$$F_{x-x} = \left(\frac{d_k}{4} \right) \cdot \left(d_k^2 - d_i^2 \right) \cdot n'_M \cdot F' = \left(\frac{65}{4} \right) \cdot \left(65^2 - 54,4^2 \right) \cdot 10 \cdot 8,66 \cdot 10^{-6} = 0,00091 \text{ м}^2$$

Напряжение сжатия в сечении x-x:

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{\text{ЗД}} / F_{x-x} = 0,033 / 0,00091 = 36,26 \text{ МПа;}$$

Максимальная угловая скорость холостого хода двигателя:

$$\omega_{x.\text{max}} = \frac{\pi \cdot n_{x.\text{max}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6000}{30} = 628,32 \text{ рад/с}$$

Сила возвратно-поступательно движущихся масс определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.\text{max}}^2 \cdot (1 + \lambda) \\ = 0,17 \cdot 0,0355 \cdot 628,32^2 \cdot (1 + 0,285) \cdot 10^{-6} = 0,0031 \text{ МН}$$

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная в сечении x-x, определяемая по геометрическим размерам или $m_{x-x} = (0,4 - 0,6) \cdot m_{\Pi} = 0,4 \cdot 0,419 = 0,17$ кг.

Напряжение разрыва в сечении x-x:

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 0,0031 / 0,00091 = 3,41 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке:

- среза:

$$\tau = 0,0314 \cdot p_{Zd} \cdot D / h_{\Pi} = 0,0314 \cdot 7,87 \cdot 73 / 3,5 = 5,15 \text{ МПа}$$

- изгиба:

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot p_{Zd} \cdot \frac{D}{h_{\Pi}} = 0,0045 \cdot 7,87 \cdot \frac{73}{3,5} = 15,406 \text{ МПа}$$

- сложное напряжение по третьей теории прочности:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{15,406^2 + 4 \cdot 5,15^2} = 18,53 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\max} / (D_{\text{ю}} \cdot D) = 0,0071 / (0,030 \cdot 0,073) = 3,2 \text{ МПа},$$

$$q_2 = N_{\max} / (D_{\text{г}} \cdot D) = 0,0071 / (0,055 \cdot 0,073) = 1,77 \text{ МПа};$$

Диаметр головки и юбки поршня:

$$D_{\text{г}} = D - \Delta_{\text{г}} = 73 - 0,5 = 70,5 \text{ мм},$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 73 - 0,15 = 72,85 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\text{г}} = 0,007 \cdot D = 0,5$ мм; $\Delta_{\text{ю}} = 0,002 \cdot D = 0,15$ мм;

Температура стенок цилиндра, головки поршня и юбки поршня в рабочем состоянии принимается для жидкостного охлаждения:

$$T_{\text{ц}} = 388 \text{ К}, T_{\text{г}} = 650 \text{ К}, T_{\text{ю}} = 400 \text{ К};$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии между стенкой цилиндра и головкой поршня $\Delta'_{\text{г}}$ и между стенкой цилиндра и юбкой поршня $\Delta'_{\text{ю}}$:

$$\begin{aligned} \Delta'_{\text{г}} &= D \cdot (+\alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)) - D_{\text{г}} \cdot (+\alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{г}} - T_0)) \\ &= 73 \cdot (+11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)) - 72,5 \cdot (+19 \cdot 10^{-6} \cdot (650 - 293)) = 0,085 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{\text{ю}} &= D \cdot (+\alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)) - D_{\text{ю}} \cdot (+\alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)) \\ &= 73 \cdot (+11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)) - 72,85 \cdot (+19 \cdot 10^{-6} \cdot (400 - 293)) = 0,078 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Получены положительные значения диаметральных зазоров в горячем состоянии, следовательно, на номинальном режиме работы отсутствует возможность заклинивания и поршень пригоден к работе.

Е.1.2 Поршневые кольца

Среднее давление кольца на стенку цилиндра:

$$p_{cp} = 0,152 \cdot E \cdot \frac{A_0/t}{\left(\frac{D}{t}-1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} =$$

$$= 0,152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \frac{10,5/3,5}{\left(\frac{3}{3,5}-1\right)^3 \cdot \left(\frac{3}{3,5}\right)} = 0,335 \text{ МПа}$$

где E – модуль упругости материала кольца; для легированного чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа;

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности :

$$p = p_{cp} \cdot \mu_k \quad (1,23)$$

При снижении частоты вращения двигателя и увеличении диаметра цилиндра величина p_{cp} должна иметь значение ближе к нижнему пределу. Для обеспечения хорошей приемистости кольца и надежного уплотнения давление p кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности должно изменяться по эпюре, построенной по следующим данным, рекомендованным ГОСТом. Результаты проведенных расчетов сведены в таблице Е.1.

Таблица Е.1 - Давление кольца на стенку цилиндра
в различных точках окружности

Угол п.к.в, φ	0	30	60	90	120	150	180
Отношение $\mu_k = p/p_{cp}$	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Давление кольца p , МПа	0,3518	0,3518	0,3819	0,3015	0,151	0,2245	0,955

Напряжения изгиба кольца в рабочем состоянии:

$$\sigma_{из1} = 2,61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1 \right) = 2,61 \cdot 0,335 \cdot \left(\frac{3}{3,5} - 1 \right) = 344 \text{ МПа}$$

при надевании его на поршень:

$$\begin{aligned} \sigma_{из2} &= \frac{4 \cdot E \cdot \left(-0,114 \cdot \frac{A_0}{t} \right)}{m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \cdot \left(\frac{D}{t} \right)} = \\ &= \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot \left(-0,114 \cdot \frac{10,5}{3,5} \right)}{1,57 \cdot \left(\frac{3}{3,5} - 1,4 \right) \cdot \left(\frac{3}{3,5} \right)} = 435,7 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Монтажный зазор в замке поршневого кольца

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi \cdot D \cdot \left(\alpha_k \cdot (T_k - T_0) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0) \right)$$

где $\Delta'_k = 0,06$ – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя;

α_k и $\alpha_{ц}$ – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра;

T_k и $T_{ц}$ – соответственно температура кольца и стенок цилиндра в рабочем состоянии; Принимается для жидкостного охлаждения $T_k = 550 \text{ К}$, $T_{ц} = 388 \text{ К}$.

$T_0 = 293 \text{ К}$ – начальная температура;

$$\Delta_k = 0,06 + 3,14 \cdot 73 \cdot \left(1 \cdot 10^{-6} \cdot (550 - 293) - 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293) \right) = 0,468 \text{ мм.}$$

Е.1.3 Поршневой палец

Расчетная сила, действующая на поршневой палец

- газовая:

$$P_{Zmax} = p_{Zmax} \cdot F_{п} = 7,87 \cdot 41,854 \cdot 10^{-4} = 0,033 \text{ МН}$$

- инерционная:

$$\begin{aligned} P_j &= -m_{п} \cdot \omega_m^2 \cdot R \cdot \left(+\lambda \right) \cdot 10^{-6} = \\ &= -0,419 \cdot 356^2 \cdot 0,0355 \cdot \left(+0,285 \right) \cdot 10^{-6} = -0,00242 \text{ МН} \end{aligned}$$

где $\omega_m = \pi \cdot n_m / 30 = 3,14 \cdot 3400 / 30 = 356 \text{ рад/с}$;

- расчетная:

$$P = P_{Z_{\max}} + k \cdot P_j = 0,033 + 0,8 \cdot 0,00242 = 0,031 \text{ МН}$$

где k – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца. $k = 0,76 \div 0,86$.

В расчетах принимается $k = 0,8$;

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна:

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\text{п}} \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{0,031}{0,0185 \cdot 0,028} = 59,9 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки:

$$q_{\text{б}} = \frac{P}{d_{\text{п}} \cdot l_{\text{п}} - b} = \frac{0,031}{0,0185 \cdot 0,0645 - 0,025} = 42,4 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{из}} &= \frac{P \cdot l_{\text{п}} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{\text{ш}}}{1,2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_{\text{п}}^3} = \\ &= \frac{0,031 \cdot 0,0645 + 2 \cdot 0,025 - 1,5 \cdot 0,028}{1,2 \cdot (1 - 0,649^4) \cdot 0,0185^3} = 219,8 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

где $\alpha = d_{\text{в}}/d_{\text{п}} = 0,0185/0,012 = 0,649$.

Касательные напряжения от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна:

$$\begin{aligned} \tau &= 0,85 \cdot P \cdot \left(+\alpha + \alpha^2 \right) \left(-\alpha^4 \right) d_{\text{п}}^2 = \\ &= 0,85 \cdot 0,031 \cdot \left(+0,682 + 0,682^2 \right) \left(-0,682^4 \right) \cdot 0,022^2 = \\ &= 148,16 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации:

$$\begin{aligned} \Delta d_{\text{тmax}} &= \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{\text{п}}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 = \\ &= \frac{1,35 \cdot 0,031}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,0645} \cdot \left(\frac{1 + 0,649}{1 - 0,649} \right)^3 \cdot 0,1 - 0,649 - 0,4^3 = 0,04 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Напряжения овализации на внешней поверхности пальца:

- в горизонтальной плоскости (точки 1, $\psi = 0^\circ$):

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 0^\circ} &= \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left(0,19 \cdot \frac{2 + \alpha \cdot 1 + \alpha}{1 - \alpha^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right) \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 = \\ &= \frac{15 \cdot 0,031}{0,0645 \cdot 0,0185} \cdot \left(0,19 \cdot \frac{2 + 0,649 \cdot 1 + 0,649}{1 - 0,649^2} - \frac{1}{1 - 0,649} \right) \cdot 0,1 - 0,649 - 0,4^3 = \\ &= 146,5 \text{ МПа}\end{aligned}$$

- в вертикальной плоскости (точки 3, $\psi = 90^\circ$):

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 90^\circ} &= -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left(0,174 \cdot \frac{2 + \alpha \cdot 1 + \alpha}{1 - \alpha^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right) \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 = \\ &= -\frac{15 \cdot 0,031}{0,0645 \cdot 0,0185} \cdot \left(0,174 \cdot \frac{2 + 0,682 \cdot 1 + 0,649}{1 - 0,649^2} + \frac{0,636}{1 - 0,649} \right) \cdot 0,1 - 0,649 - 0,4^3 = \\ &= -158,4 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Напряжения овализации на внутренней поверхности пальцев горизонтальной плоскости (точки 2, $\psi = 0^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{i 0^\circ} &= -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left(0,19 \cdot \frac{1 + 2 \cdot \alpha \cdot 1 + \alpha}{1 - \alpha^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right) \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 = \\ &= -\frac{15 \cdot 0,031}{0,0645 \cdot 0,0185} \cdot \left(0,19 \cdot \frac{1 + 2 \cdot 0,649 \cdot 1 + 0,649}{1 - 0,649^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - 0,649} \right) \cdot 0,1 - 0,649 - 0,4^3 = \\ &= -100,5 \text{ МПа}\end{aligned}$$

- в вертикальной плоскости (точки 4, $\psi = 90^\circ$)

$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha 90^\circ} &= \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left(0,174 \cdot \frac{1 + 2 \cdot \alpha \cdot 1 + \alpha}{1 - \alpha^2} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right) \cdot 0,1 - \alpha - 0,4^3 = \\ &= \frac{15 \cdot 0,031}{0,0645 \cdot 0,0185} \cdot \left(0,174 \cdot \frac{1 + 2 \cdot 0,649 \cdot 1 + 0,649}{1 - 0,649^2} - \frac{0,636}{1 - 0,649} \right) \cdot 0,1 - 0,649 - 0,4^3 = \text{Наи} \\ &= 220,8 \text{ МПа}\end{aligned}$$

большее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости. Это напряжение не превышает допустимого значения 300 МПа, следовательно, геометрические параметры были заданы верно.

Е.2 Шатунная группа

Е.2.1 Поршневая головка

Отношение предела усталости к пределу текучести

- при изгибе:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{420} = 0,833 \quad \text{и} \quad \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,833 - 0,17}{1 - 0,833} = 3,97;$$

- при растяжении-сжатии:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{210}{420} = 0,5 \quad \text{и} \quad \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,5 - 0,12}{1 - 0,5} = 0,76;$$

Расчет сечения I – I

- максимальное напряжение пульсирующего цикла:

$$\sigma_{max} = \frac{(n_n + m_{в.г}) \cdot \omega_{xx max}^2 \cdot R \cdot (+\lambda)}{2 \cdot h_2 \cdot l_{ш}} =$$
$$= \frac{(0,419 + 0,03) \cdot 628^2 \cdot 0,0355 \cdot (+0,285) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,003 \cdot 0,028} = 48,1 \text{ МПа}$$

где $m_{в.г} = 0,06 \cdot m_{ш} = 0,06 \cdot 0,502 = 0,03$ кг - масса части головки выше сечения I-I;

Среднее напряжение и амплитуда напряжений

$$\sigma_{m_0} = \sigma_{a_0} = \sigma_{max} / 2 = 48,1 / 2 = 24,05 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{ак_0} = \sigma_{a_0} \cdot k_{\sigma} / (\epsilon_m \cdot \epsilon_{п}) = 24,05 \cdot 1,272 / (0,86 \cdot 0,9) = 39,52 \text{ МПа};$$

где k_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений (головка не имеет резких переходов и концентрация напряжений зависит от качественной структуры материала):

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_{в} - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1,272;$$

$\epsilon_m = 0,86$ - масштабный коэффициент, определяется по таблице 11.7 [I, стр. 253] при максимальном размере сечения I – I, составляющим 28 мм;

$\epsilon_{п} = 0,9$ - коэффициент поверхностной чувствительности, определяется по таблице 11.8 [I, стр. 253] для чистового обтачивания внутренней поверхности головки.

Отношение амплитуды напряжений к среднему напряжению, и сравнение его с отношением предела усталости к пределу текучести при растяжении-сжатии:

$$\frac{\sigma_{ак0}}{\sigma_{m0}} = \frac{39,52}{24,05} = 1,64 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,76;$$

следовательно, запас прочности в сечении I – I определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ак0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}) = 210 / (39,52 + 0,12 \cdot 24,05) = 4,95.$$

Напряжения от запрессованной втулки:

- суммарный натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,0215 = 0,0615 \text{ мм},$$

где $\Delta = 0,04$ – натяг посадки бронзовой втулки;

$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_r) \cdot \Delta T = 24,4 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 = 0,0215 \text{ мм}$ – температурный натяг; $\Delta T = 110 \text{ К}$ – средний подогрев головки и втулки;

Удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой:

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left(\frac{d_r^2 + d^2}{E_{ин}} \left[\frac{d_r^2 - d^2}{2} + \mu \right] + \frac{d^2 + d_n^2}{E_B} \left[\frac{d^2 - d_n^2}{2} - \mu \right] \right)} =$$

$$= \frac{0,0615}{d \cdot \left(\frac{0,4^2 + 24,4^2}{2,2 \cdot 10^5} \left[\frac{0,4^2 - 24,4^2}{2} + 0,3 \right] + \frac{4,4^2 + 22^2}{1,15 \cdot 10^5} \left[\frac{4,4^2 - 22^2}{2} - 0,3 \right] \right)} =$$

$$= 24,2 \text{ МПа}$$

где $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона;

Напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности головки:

$$\sigma'_i = 24,2 \cdot \frac{d_r^2 + d^2}{d} \left[\frac{d_r^2 - d^2}{2} + \mu \right] =$$

$$= p \cdot \frac{0,4^2 + 24,4^2}{d} \left[\frac{0,4^2 - 24,4^2}{2} + 0,3 \right] = 131,20 \text{ МПа}$$

Напряжение от суммарного натяга на внешней поверхности головки:

$$\sigma'_a = p \cdot 2 \cdot d^2 / (d_r^2 - d^2) = 24,2 \cdot 2 \cdot 24,4^2 / (0,4^2 - 24,4^2) = 87,7 \text{ МПа}$$

Расчет сечения А – А на изгиб:

Максимальная сила, растягивающая головку на режиме $n = n_N$:

$$P_{jn} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\lambda + \mu) = -0,419 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot (0,285 + 0,0008) = -6563,6 \text{ Н}$$

где $\omega = \pi \cdot n_N / 30 = 586 \text{ рад/с}$;

Нормальная сила и изгибающий момент в сечении O – O:

$$N_{j0} = -P_{j0} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.3}) = -6563,6 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 105) = 3203 \text{ Н}$$

$$M_{j0} = -P_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.3} - 0,0297) = -6563,6 \cdot 0,0137 \cdot (0,00033 \cdot 105 - 0,0297) = 0,45 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где $\varphi_{ш.3} = 105^\circ$ - угол заделки;

$r_{cp} = (d_r + d) / 4 = (30,4 + 24,4) / 4 = 13,7 \text{ мм}$ – средний радиус головки;

Нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от растягивающей силы:

$$N_{j\varphi_{ш.3}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.3} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) = 3203 \cdot \cos 105 - 0,5 \cdot 6563,6 \cdot (\sin 105 - \cos 105) = 2354,6 \text{ Н}$$

$$M_{j\varphi_{ш.3}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (-\cos \varphi_{ш.3}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) = 0,45 + 3203 \cdot 0,0137 \cdot (-\cos 105) + 0,5 \cdot 6563,6 \cdot 0,0137 \cdot (\sin 105 - \cos 105) = 0,623 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напряжение на внешнем волокне от растягивающей силы:

$$\sigma_{aj} = \left(2 \cdot M_{j\varphi_{ш.3}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.3}} \right) \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \left(2 \cdot 0,623 \cdot \frac{6 \cdot 0,0137 + 0,003}{0,003 \cdot (0,0137 + 0,003)} + 0,827 \cdot 2354,6 \right) \cdot \frac{10^{-6}}{0,028 \cdot 0,003} = 37,03 \text{ МПа}$$

где $K = E_{ш} \cdot F_r / (E_{ш} F_r + E_B F_B) = 2,2 \cdot 10^5 \cdot 168 / (2,2 \cdot 10^5 \cdot 168 + 1,8 \cdot 10^5 \cdot 67,2) = 0,827$;

$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш} = (30,4 - 24,4) \cdot 28 = 168 \text{ мм}^2$;

$F_B = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (24,4 - 22) \cdot 28 = 67,2 \text{ мм}^2$;

Суммарная сила, сжимающая головку:

$$P_{сж} = (z_d - p_0) \cdot F_{II} - m_{II} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) =$$

$$= (0,87 - 0,125) \cdot 0,00418 \cdot 10^6 - 0,419 \cdot 0,0355 \cdot 586^2 \cdot (\cos 370 + \lambda \cdot \cos 740) =$$

$$= 5106,2 \text{ Н}$$

Нормальная сила и изгибающий момент в расчетном сечении от:

- сжимающей силы:

$$N_{сж\varphi_{ш.3}} = P_{сж} \cdot \left(\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.3} \right) \right) =$$

$$= 5106,2 \cdot (0,0005 + 0,002) = 12,77 \text{ Н};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.3}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left(\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (-\cos \varphi_{ш.3}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.3} \right) \right) =$$

$$= 5106,2 \cdot 0,0137 \cdot (0,0001 + 0,0005 \cdot 1,2588 - 0,002) = -0,089 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

где $N_{сж0}/P_{сж} = 0,0005$ и $M_{сж0}/(P_{сж} \cdot r_{ср}) = 0,0001$ определяются по таблице 52

$$f_{\varphi_{ш.3}} = \frac{\sin \varphi_{ш.3}}{2} - \frac{\varphi_{ш.3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.3} = 0,002$$

$$f_{\cos \varphi_{ш.3}} = 1 - \cos \varphi_{ш.3} = 1,2588$$

Определяется с помощью таблицы 53 [II, стр.287].

Напряжение на внешнем волокне от сжимающей силы:

$$\sigma_{асж} = \left(2 \cdot M_{сж\varphi_{ш.3}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_r}{h_r \cdot (r_{ср} + h_r)} + K \cdot N_{сж\varphi_{ш.3}} \right) \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} =$$

$$= \left(2 \cdot (-0,089) \cdot \frac{6 \cdot 0,0137 + 0,003}{0,003 \cdot (0,0137 + 0,003)} + 0,827 \cdot 12,77 \right) \cdot \frac{10^{-6}}{0,028 \cdot 0,003} =$$

$$= -1,86 \text{ МПа}$$

Максимальное и минимальное напряжения ассиметричного цикла:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 87,7 + 131,2 = 218,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{acc} = 87,7 + (-1,86) = 85,84 \text{ МПа};$$

Среднее напряжение и амплитуда напряжения:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{218,9 + 85,84}{2} = 152,37 \text{ МПа},$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{218,9 - 85,84}{2} = 66,53 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ак} = \sigma_a \cdot k_{\sigma} / (k_M \cdot \varepsilon_{II}) = 66,53 \cdot 1,272 / (0,86 \cdot 0,9) = 109,34 \text{ МПа},$$

Так как $\sigma_{ак} / \sigma_m = 109,34 / 152,37 = 0,718 < \left[\sigma - \alpha_\sigma \right] \left[-\beta_\sigma \right] = 3,97$, то запас прочности в сечении А – А определяется по пределу текучести:

$$n_{т\sigma} = \sigma_T / \left[\sigma_{ак} + \sigma_m \right] = 420 / \left[109,34 + 152,37 \right] = 1,61.$$

Е.2.2 Кривошипная головка.

Максимальная сила инерции:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x,x,max}^2 \cdot R \left[m_{ш.п} + m_{ш.к} + \lambda \right] \left[m_{ш.к} - m_{кр} \right] \cdot 10^{-6} = \\ &= -628^2 \cdot 0,0137 \cdot \left[0,419 + 0,138 \right] \left[0,364 - 0,1255 \right] \cdot 10^{-6} = \\ &= -0,005 \text{ МН}, \end{aligned}$$

где $m_{кр} = 0,25 \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 0,502 = 0,1255$ – масса крышки кривошипной головки;

Момент сопротивления расчётного сечения:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{I_k \cdot \left[0,5 \cdot c_6 - r_1 \right]}{6} = \\ &= \frac{0,026 \cdot \left[0,5 \cdot 0,062 - 0,026 \right]}{6} = 2,58 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

где $r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2 \cdot t_b) = 0,5 \cdot (48 + 2 \cdot 2) = 26$ мм;

Момент инерции вкладыша и крышки:

$$J_B = I_k \cdot t_B^3 = 26 \cdot 2^3 \cdot 10^{-12} = 208 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4;$$

$$J = I_k \cdot \left[0,5 \cdot c_6 - r_1 \right]^3 \cdot 10^{-12} = 26 \cdot (0,5 \cdot 62 - 26)^3 \cdot 10^{-12} = 3250 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4.$$

Напряжение изгиба крышки и вкладыша:

$$\begin{aligned} \sigma_{из} &= P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_6}{\left[+ \frac{J_B}{J} \right] W_{из}} + \frac{0,4}{F_r} \right] = \\ &= 0,005 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,062}{\left[+ \frac{208 \cdot 10^{-12}}{3250 \cdot 10^{-12}} \right] 2,58 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{0,000182} \right] = \\ &= 37 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где $F_r = I_k \cdot 0,5 \cdot \left[c_6 - d_{ш.ш.} \right] = 0,000122 \text{ м}^2$.

Е.2.3 Стержень шатуна.

Сила, сжимающая шатун, достигает максимального значения в начале рабочего хода при p_{zd} и определяется по данным динамического расчета:

$$P_{сж} = P_r + P_j = 7160 + 4985 = 12145 \text{ Н} = 0,012145 \text{ МН}$$

Площадь и моменты инерции расчётного сечения В – В:

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - \left(b_{ш} - a_{ш} \right) \cdot \left(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш} \right) = 20 \cdot 15 - (15 - 3) \cdot (20 - 2 \cdot 3) = 132 \text{ мм}^2 = 132 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - \left(b_{ш} - a_{ш} \right) \cdot \left(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш} \right)^3}{12} = \frac{15 \cdot 20^3 - (5 - 3) \cdot (20 - 2 \cdot 3)^3}{12} = 7256 \text{ мм}^4 = 72,6 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4,$$

$$J_y = \frac{h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - \left(b_{ш} - a_{ш} \right) \cdot \left(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш} \right)^3}{12} = \frac{20 \cdot 15^3 - (20 - 3) \cdot (5 - 2 \cdot 3)^3}{12} = 4592,3 \text{ мм}^4 = 46 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4.$$

От сжимающей силы $P_{сж}$ в сечении В – В возникают максимальные напряжения сжатия и продольного изгиба:

- в плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,1042 \cdot 0,012145}{132 \cdot 10^{-6}} = 101,6 \text{ МПа},$$

где

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}}{J_x} \cdot F_{cp} = 1 + \frac{800}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{124,6^2}{7256} \cdot 132 = 1,1042,$$

$\sigma_e = \sigma_B = 800 \text{ МПа}$ – предел упругости материала шатуна;

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,03 \cdot 0,012145}{132 \cdot 10^{-6}} = 94,8 \text{ МПа},$$

где

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{cp} = 1 + \frac{800}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \cdot \frac{86,6^2}{4 \cdot 4592,3} \cdot 132 = 1,03,$$

$L_1 = L_{ш} - (d + d_1)/2 = 124,6 - (26 + 65)/2 = 86,6 \text{ мм}.$

Минимальное напряжение от растягивающей силы:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{cp}} = \frac{-0,0115}{18,8 \cdot 10^{-5}} = -61,2 \text{ МПа.}$$

Средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{101,6 - 61,96}{2} = 19,82 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{94,8 - 61,2}{2} = 16,8 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{101,6 + 61,2}{2} = 81,4 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{94,8 + 61,2}{2} = 78 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{81,4 \cdot 1,272}{0,85 \cdot 1} = 121,8 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{78 \cdot 1,272}{0,85 \cdot 1} = 116,7 \text{ МПа,}$$

где

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (400 - 400) = 1,272.$$

Так как

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{121,8}{19,82} = 6,14 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{\beta_{\sigma}} = 0,76,$$

то запасы прочности в сечении В – В определяется по пределу усталости:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}} = \frac{350}{121,8 + 0,17 \cdot 19,82} = 2,79,$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}} = \frac{350}{116,7 + 0,17 \cdot 16,8} = 2,93.$$

Е.2.4 Шатунные болты

Сила предварительной затяжки:

$$P_{np} = (2 \div 3) \cdot P_{jp} / i_{\delta} = 3 \cdot 0,005 / 2 = 0,0075 \text{ МН};$$

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_{\delta} = P_{np} + \chi \cdot P_{jp} / i_{\delta} = 0,0075 + 0,2 \cdot 0,005 / 2 = 0,02365 \text{ МН};$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; по опытным данным χ изменяется в пределах $0,15 \div 0,2$. В расчетах принимается $\chi = 0,2$.

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте:

$$\sigma_{\max} = 4P_{\delta} / \left(\pi d_B^2 \right) = 4 \cdot 0,008 / (3,14 \cdot 0,0096^2) = 110,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = 4P_{np} / \left(\pi d_B^2 \right) = 4 \cdot 0,0075 / (3,14 \cdot 0,0096^2) = 103,7 \text{ МПа};$$

где d_B – внутренний диаметр резьбы болта;

$$d_B = d - 1,4 \cdot t = 11 - 1,4 \cdot 1,0 = 9,6 \text{ мм} = 0,0096 \text{ м};$$

Среднее напряжение и амплитуды цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (110,6 + 103,7) / 2 = 107,15 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (110,6 - 103,7) / 2 = 3,45 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}) = 3,45 \cdot 3,43 / (0,95 \cdot 1) = 12,5 \text{ МПа}$$

где

$$k_{\sigma} = 1 + g \cdot (\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,81 \cdot (4 - 1) = 3,43;$$

$$\sigma_B = 980 \text{ МПа и } \alpha_{k\sigma} = 4,0;$$

$$\varepsilon_M = 0,95 \text{ при } d = 11 \text{ мм}; \quad \varepsilon_{II} = 0,82 \text{ (грубое обтачивание)}$$

Так как

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{12,5}{107,15} = 0,12 < \frac{(\beta - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = 0,328,$$

то запас прочности определяем по пределу текучести:

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{(\sigma_{ak} + \sigma_m)} = \frac{800}{12,5 + 107,15} = 6,7$$

Е.3 Корпус двигателя.

Е.3.1 Цилиндры.

В рассчитываемом двигателе гильзы цилиндров отлиты заодно с блок-картером.

Толщина гильзы определяется на основании статистических данных:

$$\delta = 0,05 \cdot D + 2 \text{ мм} = 0,05 \cdot 73 + 2 = 5,5 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина стенки гильзы:

$$\begin{aligned} \delta_{r,p} &= 0,5 \cdot D \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + 0,4 \cdot p_z}{\sigma_z - 1,3 \cdot p_z} - 1 \right)} \\ &= 0,5 \cdot 73 \cdot \sqrt{\left(\frac{60 + 0,4 \cdot 7,87}{60 - 1,3 \cdot 7,87} - 1 \right)} = 4,6 \text{ мм;} \end{aligned}$$

где $\sigma_z = 60$ МПа – допустимое напряжение на растяжение для чугуна.

Напряжение растяжения в гильзе от действия максимального давления газов:

$$\sigma_p = p_{z\max} \cdot D / \delta_r = 7,87 \cdot 73 / 5,5 = 52,2 \text{ МПа.}$$

Температурные напряжения в гильзе:

$$\sigma_t = \alpha_{\text{ц}} \cdot \Delta T \cdot \mu = 0 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot (-0,25) = 88 \text{ МПа,}$$

где $\Delta T = 120$ К – температурный перепад между внутренней и наружной поверхностью гильзы.

Суммарные напряжения в гильзе от давления газов и перепада температур:

- на наружной поверхности

$$\sigma'_\Sigma = \sigma_p + \sigma_t = 52,2 + 88 = 140,2 \text{ МПа;}$$

- на внутренней поверхности

$$\sigma''_\Sigma = \sigma_p - \sigma_t = 52,2 - 88 = -27,8 \text{ МПа.}$$

Е.3.2 Шпильки головки блока цилиндров.

Отношение предела усталости при растяжении-сжатии к пределу текучести:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{260}{700} = 0,372 \quad \text{и} \quad \frac{\sigma_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,372 - 0,14}{1 - 0,372} = 0,369.$$

Проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра при верхнем расположении клапанов:

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} = 1,2 \cdot 0,0041854 = 0,005 \text{ м}^2.$$

Сила давления газов, приходящаяся на одну шпильку:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_k / i_{\text{ш.п}} = 7,87 \cdot 0,005 / 4 = 0,0098 \text{ МН}$$

Сила предварительной затяжки:

$$P_{\text{пр}} = m \cdot \chi \cdot P'_{z \max} = 3 \cdot 0,2 \cdot 0,0098 = 0,024 \text{ МН}$$

где $m = 3$ – коэффициент затяжки шпильки для соединений с прокладками;

$\chi = 0,2$ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Суммарная сила, растягивающая шпильку без учета силы P_t :

$$P_{p \max} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot P'_{z \max} = 0,024 + 0,2 \cdot 0,0098 = 0,026 \text{ МПа.}$$

Минимальная сила, растягивающая сила:

$$P_{p \min} = P_{\text{пр}} = 0,024 \text{ МН.}$$

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в шпильке:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{p \max}}{F_{0p}} = \frac{P_{p \max}}{\pi \cdot d_B^2 / 4} = \frac{0,026}{3,14 \cdot 0,0106^2 / 4} = 295 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{P_{p \min}}{F_{0p}} = \frac{P_{p \min}}{\pi \cdot d_B^2 / 4} = \frac{0,024}{3,14 \cdot 0,0106^2 / 4} = 283 \text{ МПа;}$$

где $F_{0p} = \pi d_B^2 / 4$ – площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы.

Среднее напряжение и амплитуда:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{295 + 283}{2} = 289 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{295 - 283}{2} = 6 \text{ МПа}$$

$$\text{Величина } \sigma_{\phi} = \alpha_{\sigma} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_{\sigma} \cdot \varepsilon_{\Pi}) = 10 \cdot 3,22 / (0,98 \cdot 0,82) = 40 \text{ МПа,}$$

где $k_{\sigma} = 1 + q \cdot (\alpha_{k\sigma} - 1) = k_{\sigma} = 1 + 0,74 \cdot (40 - 1) = 3,22$;

$\alpha_{k\sigma} = 4,0$ – теоретический коэффициент концентрации напряжений;

$q = 0,74$ – коэффициент чувствительности, определяется при $\sigma_{\text{®}} = 850$

МПа и $\alpha_{\text{к}\sigma} = 4,0$;

$\varepsilon_{\text{f}} = 0,98$ при $d = 12$ мм;

$\varepsilon_{\text{l}} = 0,82$ при грубом обтачивании;

Так как

$$\frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_{\text{м}}} = \frac{40}{289} = 0,139 < \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,369,$$

то запас прочности шпильки определяется по пределу текучести:

$$n_{\text{т}\sigma} = \sigma_{\text{т}} / (\sigma_{\text{ак}} + \sigma_{\text{м}}) \approx 700 / (40 + 289) \approx 2,12 .$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Ж.1 Расчет системы смазки

Циркуляционный расход $V_{ц}$ масла зависит от количества отводимого им от двигателя тепла Q_m :

$$Q_m = 0,021 \cdot Q_e = 0,021 \cdot 197 = 4,14 \text{ кДж/с.}$$

Теплоемкость масла $c_m = 2,094 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$;

Плотность масла $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$.

Температура нагрева масла в двигателе $\Delta T_m = 10 \text{ К}$.

Циркуляционный расход масла:

$$V_{ц} = Q_m / (\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m) = 4,14 / (900 \cdot 2,094 \cdot 10) = 0,00022 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе:

$$V' = 2 \cdot V_{ц} = 2 \cdot 0,00022 = 0,00044 \text{ м}^3/\text{с}$$

Объемный коэффициент подачи принимается равным $\eta_m = 0,7$.

Расчетная производительность насоса:

$$V_p = V' / \eta_m = 0,00044 / 0,7 = 0,00063 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Модуль зацепления зуба $m = 4,5 \text{ мм} = 0,0045 \text{ м}$.

Высота зуба $h = 2 \cdot m = 2 \cdot 0,0045 = 0,009 \text{ м}$.

Число зубьев шестерен:

- ведущей $z = 11$.

- ведомой $z = 13$.

Диаметр начальной окружности шестерни:

$$D_0 = z \cdot m = 11 \cdot 4,5 = 49,5 \text{ мм} = 0,0495 \text{ м}.$$

Диаметр внешней окружности шестерни:

$$D = m \cdot (z + 2) = 4,5 \cdot (11 + 2) = 58,5 \text{ мм} = 0,0585 \text{ м}.$$

Окружная скорость на внешнем диаметре шестерни принимается $u_n = 6,5 \text{ м/с}$.

Частота вращения шестерни (насоса):

$$n_n = u_n \cdot 60 / (\pi \cdot D) = 6,5 \cdot 60 / (3,14 \cdot 0,0585) = 2123 \text{ мин}^{-1}.$$

Длина зуба шестерни:

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n} = \frac{60 \cdot 0,00063}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0045^2 \cdot 11 \cdot 2123} = 0,013 \text{ м}.$$

Рабочее давление масла в системе $p = 40 \cdot 10^4$ Па.

Механический к.п.д. масляного насоса принимается $\eta_m = 0,87$.

Мощность, затрачиваемого на привод масляного насоса:

$$N_n = V_p \cdot p / (\eta_{м.н} \cdot 10^3) = 0,00063 \cdot 40 \cdot 10^4 / (0,87 \cdot 10^3) = 0,29 \text{ кВт}.$$

Ж.2 Расчет системы охлаждения.

Ж.2.1 Расчет насоса охлаждающей жидкости.

По данным теплового баланса, количество тепла, отводимого от двигателя системой охлаждения $Q_B = 52844$ Дж/с

Циркуляционный расход воды в системе охлаждения:

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{C_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}}, \quad (1,29)$$

где $C_{ж}$ - средняя теплоемкость воды; $C_{ж} = 4187$ Дж/кг·К;

$\rho_{ж}$ - средняя плотность воды; $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³;

$\Delta T_{ж}$ - температурный перепад воды в радиаторе; $\Delta T_{ж} = 9,6$ К при принудительной циркуляции.

$$G_{ж} = \frac{52844}{4187 \cdot 1000 \cdot 9,6} = 0,0013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Расчетная производительность насоса определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{ж.р.} = \frac{G_{ж}}{\eta}, \quad (1,30)$$

где η - коэффициент подачи. $\eta = 0,8 \div 0,9$; в расчете принимается $\eta = 0,82$

$$G_{\text{ж.р.}} = \frac{0,0013}{0,82} = 0,0016 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Входное отверстие насоса должно обеспечивать подвод расчетного количества воды. Это достигается при выполнении условия:

$$\frac{G_{\text{ж.р.}}}{c_1} = \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2), \quad (1,31)$$

где c_1 - скорость воды на входе. Принимается $c_1 = 1,8$ м/с;

r_0 - радиус ступицы крыльчатки. В расчете принято $r_0 = 0,01$;

r_1 - радиус входного отверстия крыльчатки;

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.р.}}}{\pi \cdot c_1} + r_0^2} = \sqrt{\frac{0,0016}{3,14 \cdot 1,8} + 0,01^2} = 0,02 \text{ м}$$

Скорость воды на входе в насос:

$$c_0 = 0,75 \cdot c_1 = 0,75 \cdot 2 = 1,5 \text{ м/с}$$

Проходная площадь всасывающего патрубка:

$$F_0 = \frac{G_{\text{ж.р.}}}{c_0} = \frac{0,0016}{1,5} = 0,0011 \text{ м}^2$$

Диаметр всасывающего патрубка:

$$D_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0011}{3,14}} = 0,0374 \text{ м}$$

Величины углов между абсолютной скоростью c_2 на выходе из колеса и окружной скоростью u_2 принимается $\alpha_2 = 10^\circ$; между относительной скоростью ω_2 и продолжением вектора скорости - $\beta_2 = 45^\circ$. Напор лопаточного колеса принимается равным $P_{\text{ж}} = 120000$ Па, гидравлический к.п.д. колеса $\eta_r = 0,65$.

Окружная скорость потока воды на выходе из колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg}\alpha_2 + \operatorname{ctg}\beta_2} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_2}} =$$

$$= \sqrt{1 + \operatorname{tg}10^\circ + \operatorname{ctg}45^\circ} \cdot \sqrt{\frac{120000}{1000 \cdot 0,65}} = 14,7 \text{ м/с}$$

Коэффициент быстроходности насоса принимается $n_s = 140$. При этом значении n_s к.п.д. насоса приближается к максимальной величине.

Частота вращения крыльчатки насоса принимается $n_{\text{н.в.}} = 4600 \text{ мин}^{-1}$:

Радиус крыльчатки колеса на выходе:

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{\text{н.в.}}} = \frac{30 \cdot 14,7}{3,14 \cdot 4600} = 0,03 \text{ м}$$

Окружная скорость входа потока:

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} = \frac{14,7 \cdot 0,02}{0,03} = 9,8 \text{ м/с}$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом $\operatorname{tg}\beta_1 = 2/7,6 = 0,2632$, откуда $\beta_1 = 14^\circ 48'$. Толщина лопатки на входе $\delta_1 = 3 \text{ мм}$, число лопаток $z = 6$.

Ширина лопатки крыльчатки на входе:

$$b_1 = \frac{G_{\text{ж.р.}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - z \cdot \frac{\delta_1}{\sin\beta_1}\right) \cdot c_1} = \frac{0,0016}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,02 - 6 \cdot \frac{3 \cdot 10^{-3}}{\sin 14^\circ 48'}\right) \cdot 2} = 0,015 \text{ м},$$

Радиальная скорость на выходе из колеса:

$$c_{2r} = \frac{P_{\text{ж}}}{u_2 \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \eta_r} \cdot \operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{120000}{14,7 \cdot 1000 \cdot 0,65} \cdot \operatorname{tg}10^\circ = 2,2 \text{ м/с}$$

Абсолютная скорость:

$$c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin\alpha} = \frac{2,2}{\sin 10^\circ} = 12,67 \text{ м/с}$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$\omega_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \beta_2} = \frac{2,2}{\sin 45^\circ} = 3,11 \text{ м/с}$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$\omega_1 = \frac{c_1}{\sin \beta_1} = \frac{1,8}{\sin 14^\circ 48'} = 7,05 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на выходе:

$$b_2 = \frac{G_{\text{ж.п.}}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \frac{\delta_2}{\sin \beta_2}\right) \cdot c_{2r}} = \frac{0,0016}{\left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,03 - 6 \cdot \frac{3 \cdot 10^{-3}}{\sin 45^\circ}\right) \cdot 2,2} = 0,0045 \text{ м}$$

Мощность, потребляемая насосом:

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{G_{\text{ж.п.}} \cdot P_{\text{ж}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (1,32)$$

где $\eta_{\text{м}}$ - механический КПД водяного насоса; $\eta_{\text{м}} = 0,82$;

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{0,0016 \cdot 120000}{1000 \cdot 0,82} = 0,24 \text{ кВт}$$

Ж.2.2 Расчет радиатора.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}}, \quad (1,33)$$

где $Q_{\text{возд}}$ - количество тепла, отводимого от двигателя и передаваемого от воды к охлаждающему воздуху; $Q_{\text{возд}} = Q_{\text{в}} = 52844 \text{ Дж/с}$;

$c_{\text{возд}}$ - средняя теплоёмкость воздуха; $c_{\text{возд}} = 1000 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;

$\Delta T_{\text{возд}}$ - температурный перепад воздуха в решетке радиаторе; принимается $\Delta T_{\text{возд}} = 24 \text{ К}$.

$$G'_{\text{возд}} = \frac{52844}{1000 \cdot 24} = 2,21 \text{ кг/с}.$$

Массовый расход воды, проходящей через радиатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} = 0,0016 \cdot 1000 = 1,6 \text{ кг/с}.$$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{вх.возд}} + (T_{\text{вх.возд}} + T_{\text{возд}})}{2}, \quad (1,34)$$

где $T_{\text{вх.возд}}$ - расчетная температура воздуха перед радиатором; принимается $T_{\text{вх.возд}} = 40 \text{ }^\circ\text{C} = 313 \text{ К}$.

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 24)}{2} = 325 \text{ К}.$$

Средняя температура воды в радиаторе:

$$T_{\text{ср.вод}} = \frac{T_{\text{вх.вод}} + (T_{\text{вх.вод}} + \Delta T_{\text{в}})}{2},$$

где $T_{\text{вх.вод}}$ - температура воды перед радиатором; $T_{\text{вх.вод}} = 90 \text{ }^\circ\text{C} = 363 \text{ К}$;

$\Delta T_{\text{в}}$ - температурный перепад воды в радиаторе; при принудительной циркуляции $\Delta T_{\text{в}} = 9,6 \text{ К}$.

$$T_{\text{ср.вод}} = \frac{363 + (363 + 9,6)}{2} = 358,2 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{в}} \cdot \varphi'}{K (T_{\text{ср.вод}} - T_{\text{ср.возд}})}, \quad (1,35)$$

где K - коэффициент теплопередачи; $K = 160 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; φ' - коэффициент, учитывающий загрязненность радиатора в эксплуатации; принимается $\varphi' = 1,1$

$$F = \frac{52844 \cdot 1,1}{160 \cdot (358,2 - 325)} = 10,9 \text{ м}^2$$

Ж.2.3 Расчет вентилятора.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

$$\rho_{\text{ВОЗД}} = \frac{p_0 \cdot 10^6}{R_B \cdot T_{\text{CP.ВОЗД}}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 325} = 1,07 \text{ кг/м}^3$$

Производительность вентилятора:

$$G_{\text{ВОЗД}} = \frac{G'_{\text{ВОЗД}}}{\rho_{\text{ВОЗД}}}, \quad (1,36)$$

где $G'_{\text{ВОЗД}}$ – массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором; $G'_{\text{ВОЗД}} = 2,0656 \text{ кг/с}$

$$G'_{\text{ВОЗД}} = \frac{2,21}{1,07} = 2,1 \text{ м/с}$$

Фронтальная поверхность радиатора:

$$F_{\text{ФР}} = \frac{G_{\text{ВОЗД}}}{\omega_{\text{ВОЗД}}}, \quad (1,37)$$

где $\omega_{\text{ВОЗД}}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля; принимаем $\omega_{\text{ВОЗД}} = 20 \text{ м/с}$.

$$F_{\text{ФР}} = \frac{2,21}{20} = 0,11 \text{ м}^2$$

Диаметр вентилятора:

$$D_{\text{ВЕНТ}} = 2 \cdot \sqrt{F_{\text{ФР}}/3,14} = 2 \cdot \sqrt{0,11/3,14} = 0,38 \text{ м}$$

Окружная скорость вентилятора:

$$U = \psi_L \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{ТР}}/\rho_{\text{ВОЗД}}}, \quad (1,38)$$

где ψ_L – безразмерный коэффициент; для литых профилированных лопастей $\psi_L = 2,9$; $\Delta p_{\text{ТР}}$ - напор, создаваемый вентилятором; принимаем $\Delta p_{\text{ТР}} = 800 \text{ Па}$;

$$U = 2,9 \cdot \sqrt{800/1,07} = 79,3 \text{ м/с}$$

Частота вращения вентилятора:

$$n_{\text{ВЕНТ}} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_{\text{ВЕНТ}}} = \frac{60 \cdot 79,3}{3,14 \cdot 0,38} = 3988 \text{ об/мин}$$

Относительная осевая скорость воздуха в вентиляторе принимается $C_a = 0,35$.

Диаметр втулки вентилятора:

$$d_{\text{ВТ}} = \sqrt{D_{\text{ВЕНТ}}^2 - \frac{4 \cdot G_{\text{ВОЗД}}}{\pi \cdot U \cdot C_a}} = \sqrt{0,38^2 - \frac{4 \cdot 2,21}{3,14 \cdot 79,3 \cdot 0,35}} = 0,21 \text{ м}$$

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора:

$$N_{\text{ВЕНТ}} = \frac{G_{\text{ВОЗД}} \cdot \Delta p_{\text{ТР}}}{1000 \cdot \eta_{\text{В}}}, \quad (1,39)$$

где $\eta_{\text{В}}$ - КПД вентилятора; $\eta_{\text{В}} = 0,6$

$$N_{\text{ВЕНТ}} = \frac{2,21 \cdot 800}{1000 \cdot 0,6} = 2,95 \text{ кВт}$$

Форм. Зав. №	№	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
	31	16.БР.ЭМСЧ.00500.031	Кольца компрессионные верхние	8	
	32	16.БР.ЭМСЧ.00500.032	Кольца компрессионные нижние	8	
	33	16.БР.ЭМСЧ.00500.033	Кольца стопорные	16	
	34	16.БР.ЭМСЧ.00500.034	Крышка головки цилиндров	2	
	35	16.БР.ЭМСЧ.00500.035	Крышка защитная задняя	1	
	36	16.БР.ЭМСЧ.00500.036	Крышка защитная передняя	1	
	37	16.БР.ЭМСЧ.00500.037	Муфта опоры ресивера	4	
	38	16.БР.ЭМСЧ.00500.038	Палец поршневой	8	
	39	16.БР.ЭМСЧ.00500.039	Полукольцо упорного подшипника	1	
	40	16.БР.ЭМСЧ.00500.040	Полукольцо упорного подшипника	1	
	41	16.БР.ЭМСЧ.00500.041	Поршень	8	
	42	16.БР.ЭМСЧ.00500.042	Пружина клапана	32	
	43	16.БР.ЭМСЧ.00500.043	Ремень зубчатый	1	
	44	16.БР.ЭМСЧ.00500.044	Сухарь клапана	64	
	45	16.БР.ЭМСЧ.00500.045	Тарелка пружины	32	
	46	16.БР.ЭМСЧ.00500.046	Труба впускная	1	
	47	16.БР.ЭМСЧ.00500.047	Шкив зубчатый впускного распределительного вала	2	
	48	16.БР.ЭМСЧ.00500.048	Шкив зубчатый водяного насоса	1	
	49	16.БР.ЭМСЧ.00500.049	Шкив зубчатый коленчатого вала	1	
	50	16.БР.ЭМСЧ.00500.050	Штуцер крепления фильтра	1	
16.БР.ЭМСЧ.005.00.000					Лист 3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	