

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

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность(профиль))

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)**

На тему Проектирование двухтактного поршневого двигателя для нужд малой авиации

Студент

А.В.Стариков

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Кандидат технических наук, П.В. Ивашин

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

## **Аннотация**

Выпускная квалификационная работа посвящена проектированию двухтактного поршневого двигателя для нужд малой авиации. В работе был выполнен комплекс инженерных расчётов, включая тепловой расчёт, кинематический и динамический расчёты, а также расчёт эффективности системы воздушного охлаждения, выполненной из литейного магниевых сплава с теплопроводностью  $55 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

Выпускная квалификационная работа включает в себя пояснительную записку объёмом 60 страниц, содержащую 15 таблиц, 24 рисунка, а также графическую часть из 7 листов

## **Abstract**

The bachelor's thesis is dedicated to the design of a two-stroke piston engine for small aviation needs. The research explores the historical development of UAV propulsion systems and performs detailed engineering analyses including thermal, kinetic and dynamic calculations. Particular attention is given to efficiency computation and comparison of magnesium alloy air-cooling systems.

The bachelor's thesis includes 60 pages with 15 tables, 24 figures, and 7 drawings

## Содержание

Введение .....	5
1. Анализ уровня техники .....	7
1.1 История двигателей для малой авиации .....	7
1.2 Основные требования, предъявляемые к авиационным двигателям .....	8
1.3 Воздушное охлаждение двигателя .....	9
2. Тепловой расчет и внешний тепловой баланс проектируемого двигателя .....	13
2.1 Тепловой расчёт .....	13
1.2 Тепловой баланс .....	24
3 Кинематический и динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя.....	27
3.1 Кинематический расчёт кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	27
3.2 Динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	30
4. Расчёт ребрения цилиндра и сравнение его эффективности при использовании различных сплавов .....	36
Заключение .....	56
Список используемой литературы и используемых источников .....	57

## Введение

Современные беспилотные летательные аппараты (БПЛА) стали неотъемлемой частью технологического прогресса, находя применение в самых разнообразных сферах человеческой деятельности. Они активно используются в военных операциях, мониторинге окружающей среды, сельском хозяйстве, картографии, логистике, а также в задачах поиска и спасения. Одним из ключевых факторов, определяющих эффективность и функциональность БПЛА, является их силовая установка, которая обеспечивает необходимую тягу, продолжительность полёта и маневренность.

Актуальность работы по проектированию поршневого двигателя для БПЛА обусловлена стремительным развитием рынка беспилотных технологий и соответственно возрастающими требованиями к характеристикам силовых установок. Несмотря на развитие электрических и газотурбинных силовых установок, поршневые двигатели остаются востребованными благодаря, длительному времени полёта в отличие от электрических двигателей и низкой стоимости в отличие от газотурбинных силовых установок. Актуальность БПЛА подтверждается статистикой, сделанной Стокгольмским институтом изучения проблем мира (SIPRI Arms Transfer Database), из которой следует что 58% реализованных на экспортных рынках в период с 1991 по 2024 год беспилотных летательных аппаратов были оснащены именно поршневыми двигателями (рисунок 1) [25]. В связи с этим разработка поршневого двигателя, который пригоден для использования в БПЛА, становится важной задачей.

Целью дипломного проекта является: расчёт системы воздушного охлаждения двигателя при применении магниевого литейного сплава с теплопроводностью  $55 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

Для достижения этой цели необходимо подобрать соответствующую методику аналитического расчёта системы воздушного охлаждения двигателя

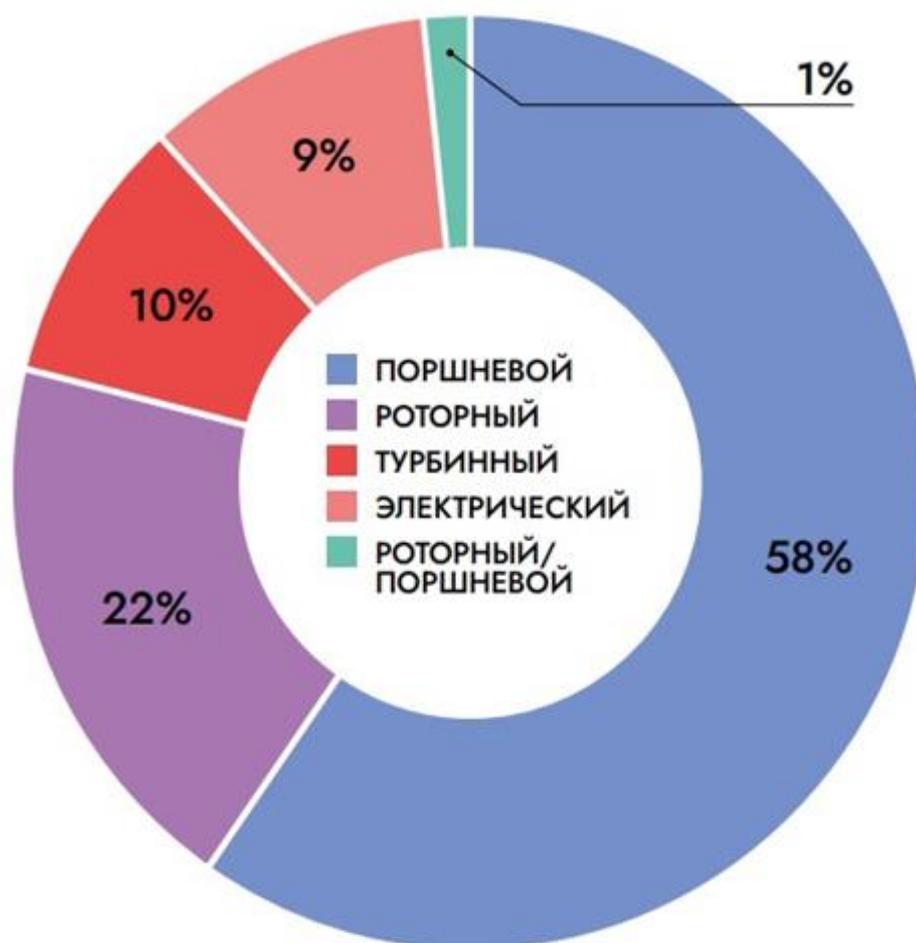


Рисунок 1 – Статистика Стокгольмского международного института исследований проблем мира (SIPRI), типам силовых установок, в БПЛА

## **1. Анализ уровня техники**

### **1.1 История двигателей для малой авиации**

Первые попытки создания беспилотных аппаратов с ДВС относятся к 1910-м годам, когда инженеры пытались решить ряд задач военного характера. В 1916 году американский изобретатель Элмер Сперри представил “воздушную торпеду” — устройство, оснащённое бензиновым двигателем. Этот аппарат, несмотря на примитивную конструкцию, стал важным шагом в развитии беспилотной авиации. Однако отсутствие точной системы наведения ограничило его применение. Параллельно в Европе велись схожие эксперименты. СССР в 1920-х годах для учебных мишеней адаптировали мотоциклетные двигатели М-72, а в Германии к 1930-м создали радиоуправляемую мишень FZG – 43 с оппозитным двухцилиндровым двигателем мощностью 5 – 7 кВт. Эти ранние ДВС имели крайне ограниченный ресурс (не более 50 часов) из-за быстрого износа деталей и перегрева, но их простота и дешевизна делали их пригодными для краткосрочных задач.

Вторая мировая война подтолкнула темпы развития беспилотных технологий. Германия, стремясь получить преимущество, разработала самолёт — снаряд “Фау - 1” с пульсирующим воздушно – реактивным двигателем, которая хоть и не была двигателем внутреннего сгорания в классическом понимании, но она продемонстрировала потенциал беспилотных систем. В США в это время производили воздушные мишени OQ – 2 Radioplane, мишени для обучения зенитных расчётов, которые оборудованы поршневым двигателем от мотоцикла Harley-Davidson. Однако после войны интерес к поршневым двигателям для БПЛА снизился — на первое место вышли реактивные технологии. Тем не менее, в СССР работы продолжались: к 1960-м годам для комплекса “Стриж” создали специализированный двухтактный двигатель.

1970-ые годы ознаменовались переходом от военных к гражданским применениям. Японская компания Zenoh, ранее производившая двигатели для бытовой техники, выпустила серию G — первые двигатели, разработанные для авиамоделизма. В это же время Советский Союз для беспилотного разведчика Ту-123

“Ястреб” создал оппозитный двухтактный двигатель мощностью 30кВт и ресурсом до 200 часов непрерывной работы

С 1980 по 2000-ые годы стали эпохой глобализации и технологической революции. Немецкая фирма 3W Modellmotoren в 1985 году представила двигатель 3W-28 с частотой вращения до 12000 оборотов в минуту, что было достигнуто за счёт использования алюминиевых сплавов с никель-керамическим покрытием.

История поршневых ДВС для БПЛА — это история постепенного развития. От грубых чугунных моторов начала 20-го века до современных двигателей, в конструкциях которых применяют различные сплавы. Сегодня, несмотря на конкуренцию с электродвигателями, поршневые двигатели сохраняют позиции в сегменте тяжёлых БПЛА.

## **1.2 Основные требования, предъявляемые к авиационным двигателям**

К двигателям, используемым в авиации, предъявляется совокупность требований, касающихся как конструкции, так и условий эксплуатации. Так в работе А.Е Заикина, В. Г. Гаршина и А. Е. Воронцова [8] изложены требования, которым должен соответствовать авиационный двигатель:

1. «Двигатель должен соответствовать назначению летательного аппарата
2. Двигатель должен иметь насколько возможный меньший вес; чем меньше вес двигателя, тем больше грузоподъёмность самолёта
3. Силовой установке необходимо иметь по возможности наименьшие габариты (длину, ширину, высоту и диаметр). Чем меньше поперечный габарит двигателя, тем меньше лобовое сопротивление летательного аппарата
4. Двигатель должен быть экономичным для большей грузоподъёмности и дальности полёта. Экономичность определяется удельным расходом топлива, который определяется в тепловом расчёте.
5. Двигатель должен быть надёжным в работе. Под надёжностью двигателя понимают способность его работать без необходимых остановок из-за

дефектов или поломок деталей и без снижения мощности в течении определённого срока.

6. Авиационный двигатель должен сохранять свою мощность при изменении высоты полёта
7. Двигатель должен быть динамически уравновешен. Для динамического уравновешивания необходимо создать условия, когда переменные по величине и направлению неуравновешенные силы в двигателе взаимно уравновешивают друг друга.
8. Конструкция двигателя должна обеспечивать удобство осмотра и подхода к агрегатам, которым необходим периодическая регулировка, осмотр при эксплуатации.
9. Двигатель должен обладать лёгкостью запуска
10. Силовая установка должна обладать безопасностью в пожарном отношении
11. Авиационный двигатель должен работать при любых углах наклона самолёта и в перевернутом положении
12. Двигатель должен работать на общепринятых сортах топлива и масла.»

### **1.3 Воздушное охлаждение двигателя**

А.Е Заикин вместе с соавторами в своей книге [8] подробно рассмотрели систему воздушного охлаждения для авиационных двигателей.

Принцип воздушного охлаждения основан на непосредственной теплопередаче от деталей двигателя к атмосферному воздуху. Охлаждение осуществляется за счёт конвективного теплообмена при обтекании воздушным потоком внешних поверхностей цилиндров и других нагреваемых элементов, что позволяет стабилизировать их температурный режим в допустимых границах.

С целью повышения эффективности охлаждения цилиндров и головок их оснащают рёбрами, что позволяет значительно увеличить площадь поверхности, участвующей в теплообмене с набегающим воздушным потоком.

Поперечный профиль рёбер преимущественно проектируют в форме прямоугольника или трапеции (рисунок 2).

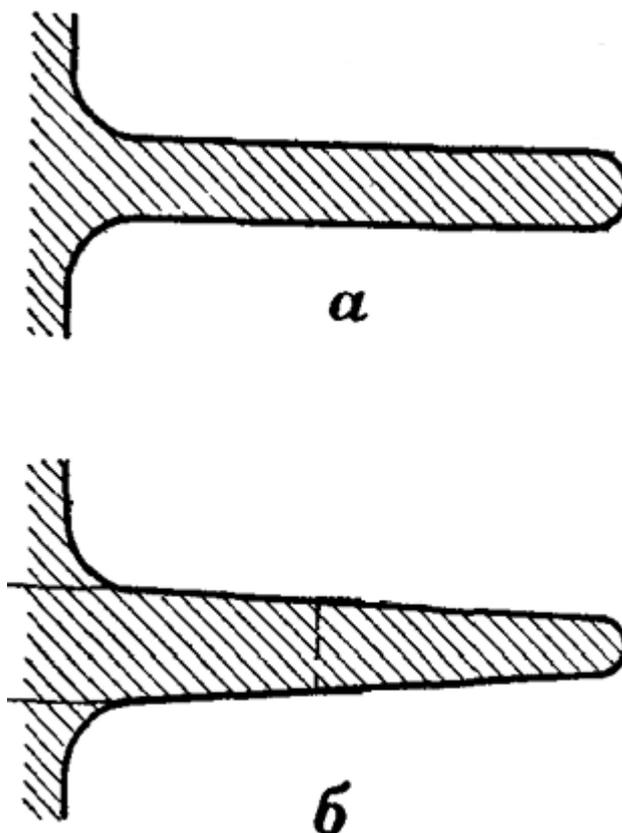


Рисунок 2 – Профиль рёбер: а — прямоугольный; б — трапециевидный

Такая форма рёбер оптимально сочетает высокие показатели теплоотдачи с необходимыми прочностными характеристиками.

Исходя из источника [8] «Эффективность и равномерность охлаждения цилиндров двигателя зависят от расположения цилиндров и от подвода охлаждающего воздуха». Из того же источника [8] «Наиболее эффективное и равномерное охлаждение цилиндров наблюдается в двигателях со звездообразным расположением цилиндров».

Равномерный теплоотвод не может быть достигнут исключительно за счёт рационального расположения рёбер и цилиндров – для этого требуется специальная система распределения охлаждающего воздуха.

Вихреобразование в кормовой части цилиндра при свободном обтекании приводит к снижению коэффициента теплоотдачи на задней поверхности.

Одновременно отмечается низкая эффективность охлаждающего потенциала воздуха, проходящего в межцилиндровом пространстве.

Как отмечают исследователи в области авиационного двигателестроения [8], ключевым решением для равномерного охлаждения цилиндров является применение специальных направляющих элементов: «Для того, чтобы воздух равномерно охлаждал цилиндры двигателя, применяют дефлекторы. Дефлекторы изготавливаются из дюралюминия или стали и устанавливаются по контуру оребренной части цилиндра или головки, образуя закрытые каналы, проходя по которым воздух омывает почти равномерно все участки цилиндра».

Дефлекторы демонстрируют высокую эффективность в системах воздушного охлаждения, что делает их перспективным решением для двигателей с рядной компоновкой цилиндров (рисунок 3).

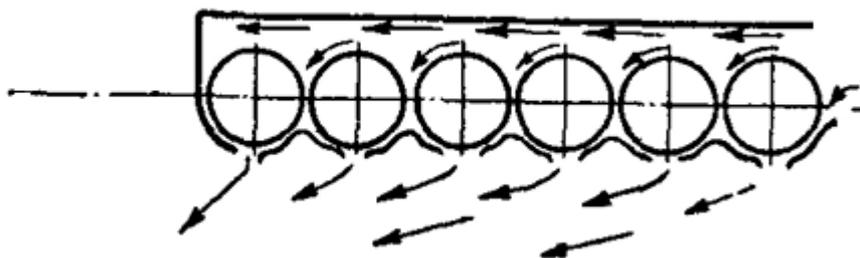


Рисунок 3 – Схема воздушного охлаждения рядного двигателя с применением дефлекторов

В книге А.Е. Заикина [8] приводятся следующие преимущества двигателей с воздушным охлаждением:

- «— Меньшая уязвимость при повреждении или в боевой обстановке от огня противника.
- Облегчение условий эксплуатации и повышение надёжности работы двигателя вследствие отсутствия охлаждающей жидкости и агрегатов системы жидкостного охлаждения.
- Уменьшение веса силовой установки из-за отсутствия охлаждающей жидкости и агрегатов системы жидкостного охлаждения».

К недостаткам двигателей с воздушным охлаждением относится:

- «— Меньшая возможность форсирования по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения (двигатели воздушного охлаждения охлаждаются менее эффективно и менее равномерно, вследствие этого из-за опасности перегрева ограничивается их форсирование)
- Запуск двигателя воздушного охлаждения в зимнее время осуществить значительно труднее, чем запуск двигателя жидкостного охлаждения.»

Для улучшения системы воздушного охлаждения как указывалось ранее можно применить специальные дефлекторы или кожухи, которые позволят охлаждать заднюю часть цилиндра двигателя. Так же можно прибегнуть к увеличению площади рёбер охлаждения для большего теплоотвода в атмосферу.

## 2. Тепловой расчет и внешний тепловой баланс проектируемого двигателя

Тепловой расчет двигателя служит для определения параметров газов в рабочем процессе двигателя, а также позволяет определить его размеры и мощностные, индикаторные и экономические показатели [5].

Для проведения теплового расчёта был использован программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, который выполняет расчёт по методике профессора И. И. Вибе [4].

В ходе теплового расчёта рассматриваются пять эксплуатационных режимов работы двигателя, соответствующих 2000, 3000, 4000, 8000 и 8500 оборотам в минуту.

В таблице 1 представлены основные эксплуатационно-технические параметры двигателя, принятого в качестве базовой модели для проектирования.

Таблица 1 – Исходные данные для теплового расчёта

Тактность, $\tau$	2
Кол-во цилиндров, $i$	1
Диаметр цилиндра, $D$ мм	36
Ход поршня, $S$ мм	30
Длина шатуна, $l$ мм	54
Рабочий объем, $V_h$ см <sup>3</sup>	30.5
Степень сжатия $\epsilon$	9,6
Атмосферное давление, $p_0$ , бар	1
Температура окружающей среды, $T_0$ , К	288

### 2.1 Тепловой расчёт

Таблица 2 содержит информацию о среднем элементном составе и молекулярной массе бензина.

Таблица 2

Углерод, С	Водород, Н	Кислород, О	Молекулярная масса топлива, $m_T$
0,855	0,145	0	1,15

Значение низшей теплоты сгорания топливной смеси может быть вычислено с использованием формулы (1)

$$H_u = 33,91C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,51 \cdot 9H \cdot 1000 \quad (1)$$

Расчёт необходимого количества воздуха (кг), которое обеспечивает полное

окисление топлива, выполняется согласно формуле (2)

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad (2)$$

Расчёт необходимого количества воздуха (кмоль), которое обеспечивает полное окисление топлива, выполняется согласно формуле (2)

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad (3)$$

Масса горючей смеси определяется по выражению (4)

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} \quad (4)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания определится следующими зависимостями:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K}$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0$$

$$M_{H_2} = 2K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0,208 \cdot L_0$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0$$

Где  $K$  – постоянная бензина и равна 0,5

Общее количество продуктов сгорания найдётся суммой (5)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} \quad (5)$$

Давление остаточных газов вычисляется с помощью формулы (6)

$$p_r = p_0 \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2) \quad (6)$$

Где

$$A_p = (p_{rN} - p_0 \cdot 1,035) \cdot \frac{10^8}{n_N \cdot p_0}$$

$$p_{rN} = 1,25 \cdot p_0 = 1,25 \cdot 0,1013 = 0,13125$$

Температура подогрева свежего заряда  $\Delta T$  для карбюраторных двигателей, согласно методике расчёта [4], принимается равной 279,16 К

Плотность заряда на впуске находится из формулы (7)

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^6}{287 \cdot T_0} \quad (7)$$

Потери давления на впуске вычисляются из отношения (8)

$$\Delta p_a = \frac{2,8 \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}}{2} \quad (8)$$

Где  $A_n = 95/n$

Давление в конце впуска определяется формулой (9)

$$p_a = p_0 - \Delta p_a \quad (9)$$

Коэффициент остаточных газов найдем исходя из уравнения (10)

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} \quad (10)$$

Температура в конце впуска равна результату отношения (11)

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (11)$$

Коэффициент наполнения при коэффициенте дозарядки находится по формуле (12)

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} \cdot (\varphi_{\text{доз}} \cdot \varepsilon \cdot p_a - p_r) \quad (12)$$

Удельный объем рабочего тела в конце процесса наполнения найдём из зависимости (13)

$$V_a = 8,314 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T_a}{\mu_B \cdot p_a} \quad (13)$$

Где молярная масса воздуха  $\mu_B = 28,95$  г/моль

Где  $\varphi_{\text{доз}}$  – коэффициент дозарядки, согласно методике [23]: «принимается для карбюраторного двигателя, равным 1,10»

Давление в конце сжатия находится из зависимости (14)

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (14)$$

Температура в конце сжатия определяется выражением (15)

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (15)$$

Где показатель политропы сжатия  $n_1$  для карбюраторного из методики [4] двигателя принимается равным 1,377

Степень последующего расширения найдётся из отношения (16)

$$\delta = \frac{V_a}{V_z} \quad (16)$$

Где  $V_z$  - текущее значение объема рабочего тела. Принимается согласно методике [4] равное 0,2

Величина тепловых потерь, обусловленных неполным завершением химической реакции, рассчитывается по уравнению (17)

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad (17)$$

Теплота сгорания рабочей смеси найдётся из формулы (18)

$$H_{\text{раб.смеси}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \quad (18)$$

Температура конца сгорания в Цельсиях определится уравнением (19)

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} \quad (19)$$

Где

$$A = \frac{1}{M_2} \cdot (M_{CO_2} \cdot 0,003349 + M_{H_2O} \cdot 0,004438 + M_{CO} \cdot 0,00143 + M_{N_2} \cdot 0,001457 + M_{H_2} \cdot 0,00178)$$

$$B = \frac{1}{M_2} \cdot (M_{CO_2} \cdot 39,123 + M_{H_2O} \cdot 26,67 + M_{CO} \cdot 22,49 + M_{N_2} \cdot 21,951 + M_{H_2} \cdot 19,678)$$

$$C = \xi \cdot H_{\text{раб.смеси}} + (mc \cdot v)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c$$

Где  $\xi$  -коэффициент использования теплоты, равная 0,9 для карбюраторных двигателей согласно методическому пособию [4]

$(mc \cdot v)_{t_0}^{t_c}$  – теплоёмкость воздуха, который согласно методическому пособию [4] равен 21,971

Температура конца сгорания в Кельвинах вычисляется из суммы (20)

$$T_z = t_z + 273,15 \quad (20)$$

Давление выпуска найдётся из соотношения (21)

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (21)$$

Где  $n_2$  – средний показатель политропы расширения, для карбюраторного двигателя  $n_2 = 1,251$ , следуя методике расчёта [4]

Температура выпуска определяется из формулы (22)

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (22)$$

Показатель повышения давления в цилиндре в результате сгорания топливной смеси может быть найден из отношения (23)

$$\lambda_{\text{степ.пов.давле}} = \frac{p_z}{p_c} \quad (23)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление из уравнения (24)

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (24)$$

Индикаторное давление определим из произведения (2.25)

$$P_i = p'_i \cdot \varphi_{\text{п}} \quad (2.25)$$

Где коэффициент полноты диаграммы по методике [4] составляет  $\varphi_{\text{п}} = 0,95$

Индикаторный коэффициент полезного действия найдем по формуле (26)

$$\eta_i = 8,314 * \frac{M_1 \cdot P_i \cdot T_0}{p_0 \cdot \eta_V \cdot Hu} \quad (26)$$

Удельный индикаторный расход топлива выводится из отношения (27)

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i * Hu} \cdot 10^3 \quad (27)$$

Средняя скорость поршня найдётся из формулы (28)

$$v_n = \frac{S * 10^{-3} \cdot n}{30} \quad (28)$$

Механическое давление определится из выражения (29)

$$P_M = 0,034 + 0,0113 \cdot v_n \quad (29)$$

Среднее эффективное давление вычисляется из разности (30)

$$P_e = P_i - P_M \quad (30)$$

Значение механического КПД равно отношению (31)

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_{iT}} \quad (31)$$

Результат эффективного КПД найдётся из формулы (32)

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (32)$$

Удельный эффективный расход топлива выводится по формуле (33)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} \quad (33)$$

Мощность двухтактного двигателя найдём из уравнения (34)

$$N_e = P_e \cdot i \cdot V_h \cdot n / 60 \quad (34)$$

Часовой расход топлива определим исходя из произведения (35)

$$G_T = N_e \cdot g_e \quad (35)$$

Крутящий момент равен отношению (36)

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_e}{\pi \cdot n} \quad (36)$$

Далее вычислим механический КПД из отношения (37)

$$\eta_m = P_e / P_i \quad (37)$$

Эффективный КПД найдётся из произведения (38)

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (38)$$

Результаты расчётов основных мощностных, эффективных и индикаторных показателей сведём в таблицу 3. Результаты основных параметров газообмена занесём в таблицу 4. Параметры сгорания внесём в таблицу 5. Основные внутрицилиндровые параметры сведём в таблицу 6.

Таблица 3 – Основные мощностные, эффективные и индикаторные показатели

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		2000	3000	4000	8000	8500
Частота оборотов, мин <sup>-1</sup>	n	2000	3000	4000	8000	8500
Мощность кВт	N <sub>e</sub>	0,48984	0,86614	1,2389	2,4893	2,7267
Среднее эффективное давление, бар (перевести в Мпа)	P <sub>e</sub>	4,6854	5,3892	6,197	6,4895	6,2959
Крутящий момент, [Нм]	M <sub>e</sub>	2,2773	2,6194	2,8661	3,1797	3,1013
Удельный эффект, расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	g <sub>e</sub>	0.69422	0.53945	0.48380	0.43014	0.40911

Продолжение таблицы 3

Эффективный КПД	$\eta_e$	0.11737	0.15093	0.17089	0.19012	0,20
Среднее индикаторное давление, [бар]	$P_i$	5,2389	5,9064	6,8805	7,4557	7,2021
Индикаторный КПД	$\eta_i$	0.12870	0.16553	0.18777	0.21319	0,2248
Средняя скорость поршня, [м/с]	$C_m$	2	3	4	8	8,5
Механический КПД	$\eta_{мех}$	0.8971	0.9013	0.9023	0.8764	0,8785

Таблица 4 – Параметры газообмена

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		2000	3000	4000	8000	8500
Частота оборотов, мин <sup>-1</sup>	$n$	2000	3000	4000	8000	8500
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0.50630	0.53625	0.53519	0.50692	0.49497
Коэффициент остаточных газов	$\gamma_f$	0.15350	0.11904	0.11958	0.15181	0.16446

Таблица 5 – Параметры сгорания

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		2000	3000	4000	8000	8500
Частота оборотов, мин <sup>-1</sup>	$n$	2000	3000	4000	8000	8500
Максимальное давление цикла, [бар]	$P_z$	25.993	26.467	31.598	32.032	31.010
Максимальная температура цикла, [K]	$T_z$	2465.1	2561	2585.7	2573.1	2552.9

Таблица 6 – Внутрицилиндровые параметры

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		2000	3000	4000	8000	8500
Частота оборотов, мин <sup>-1</sup>	$n$	2000	3000	4000	8000	8500
Давление начала сжатия, [бар]	$P_a$	1.1672	1.2085	1.2370	1.3073	1.3065
Температура начала сжатия, [K]	$T_a$	417.50	425.82	431.94	465.13	469.44
Давление конца сжатия, [бар]	$P_c$	12.834	13.467	13.887	14.696	14.681
Температура конца сжатия, [K]	$T_c$	737.02	752.01	763.21	815.08	821.83
Давление начала выпуска, [бар]	$P_b$	4.1089	4.8037	4.8209	5.0185	4.9707
Температура начала выпуска, [K]	$T_b$	1498.2	1662.1	1628.0	1688.2	1687.9

По полученным результатам построим индикаторные диаграммы двигателя. Индикаторная диаграмма — это графическое отображение изменения давления газа в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота

кривошипа. Такая диаграмма называется развёрнутой (рисунок 4) и даёт наглядный вид как изменяется давление в цилиндре

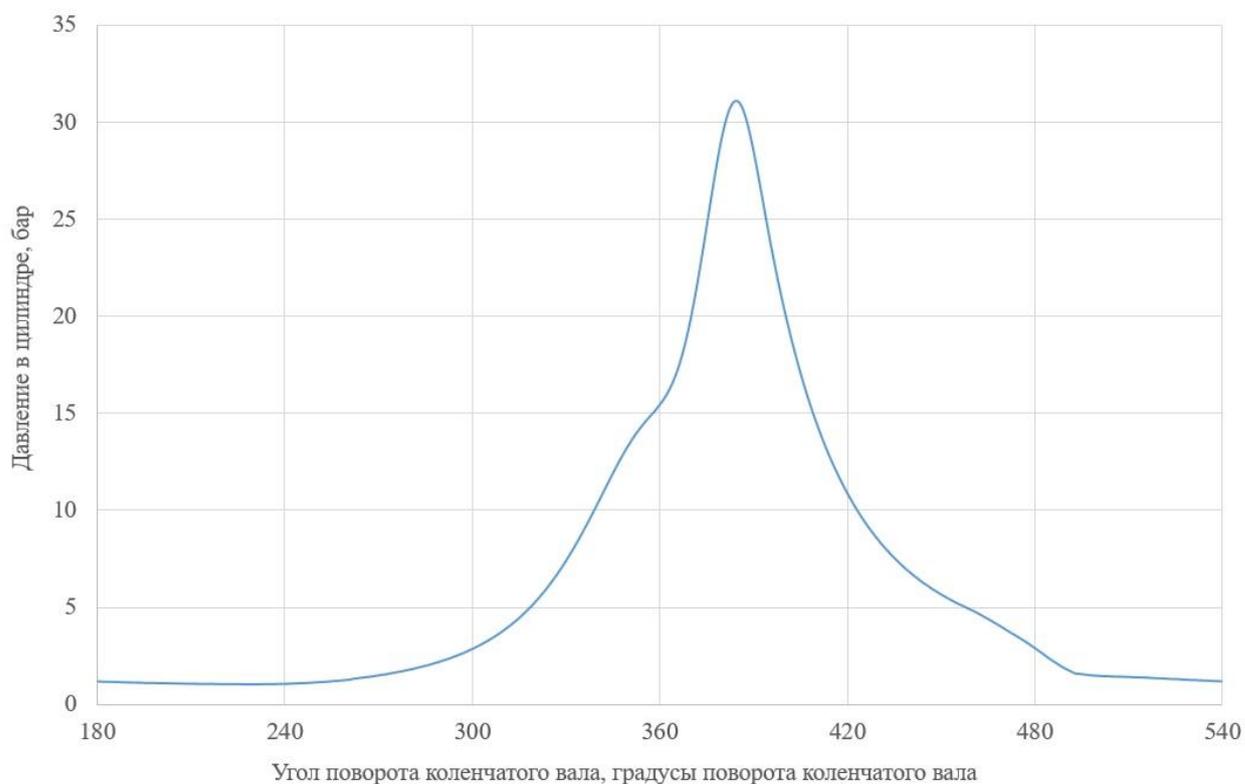


Рисунок 4 – Развёрнутая индикаторная диаграмма

Диаграмма зависимости давления в цилиндре от объема камеры сгорания называется свернутой диаграммой (рисунок 5). Свернутая диаграмма показывает рабочий цикл двигателя

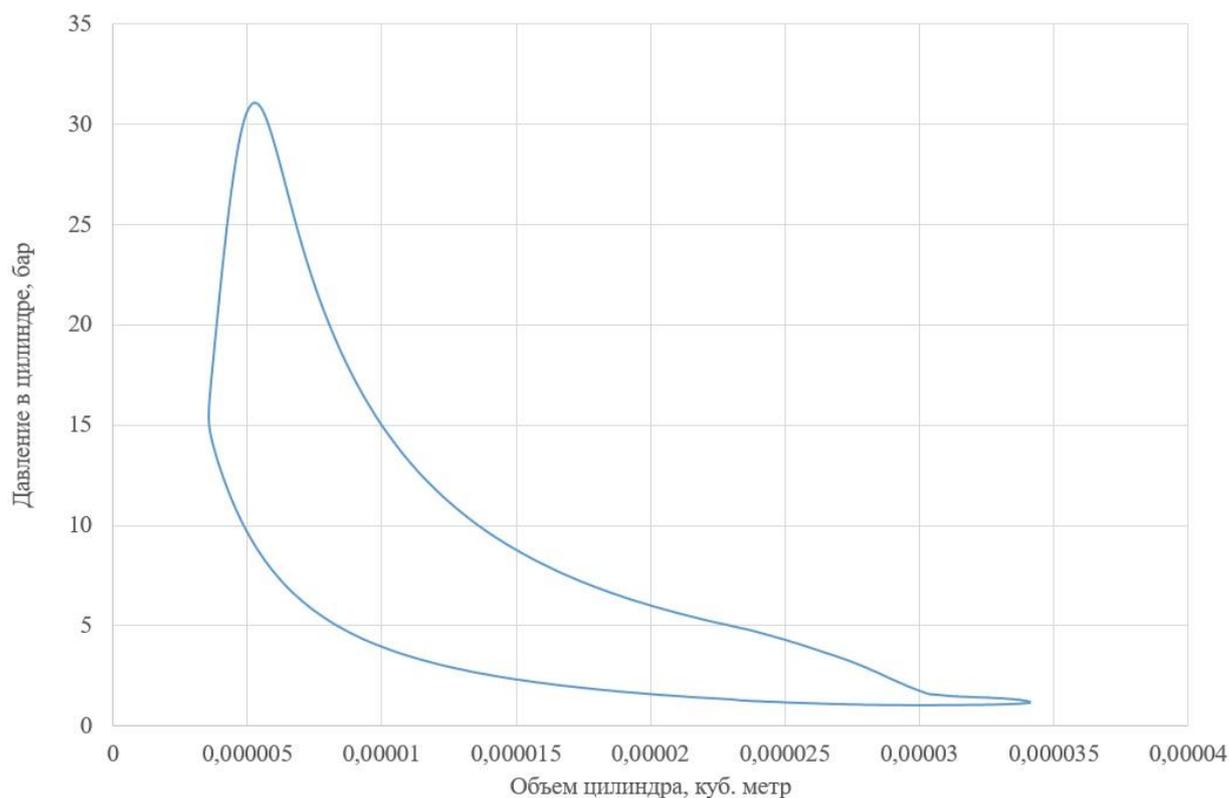


Рисунок 5 – Свёрнутая индикаторная диаграмма

Далее построим внешнюю скоростную характеристику (ВСХ) двигателя по результатам теплового расчёта. ВСХ – совокупность зависимостей от оборотов коленчатого вала таких характеристик как:

- Эффективная мощность  $N_e$ , которая визуалью показывает на каких оборотах происходит пик мощности (рисунок 6).
- Эффективный крутящий момент  $M_e$ , которая показывает, как изменяются тяговые характеристики на разных оборотах (рисунок 6).
- Эффективный КПД  $\eta_e$ , которая показывает, как изменяется энергоэффективность двигателя на разных оборотах (рисунок 7).
- Эффективный расход топлива  $g_e$ , которая выявляет наиболее экономичные режимы работы (рисунок 7).

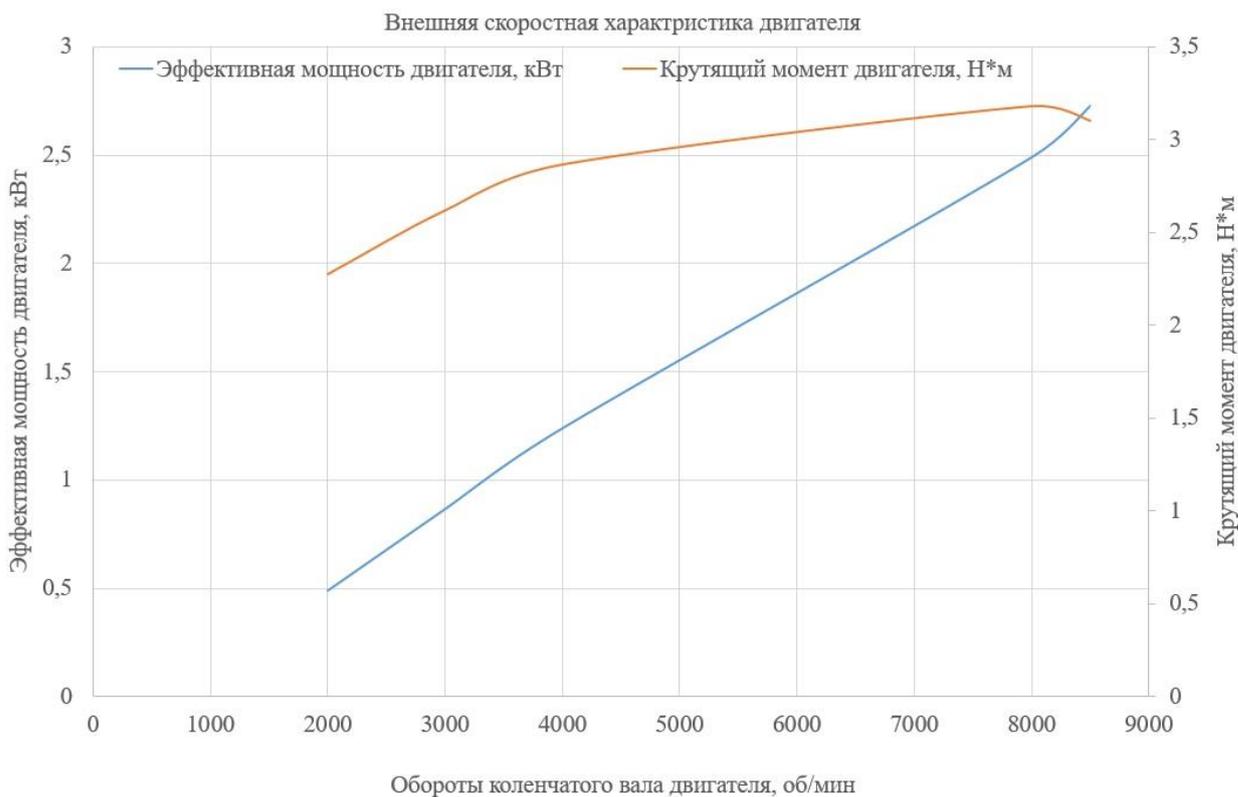


Рисунок 6 – ВСХ зависимости эффективной мощности, крутящего момента от оборотов коленчатого вала

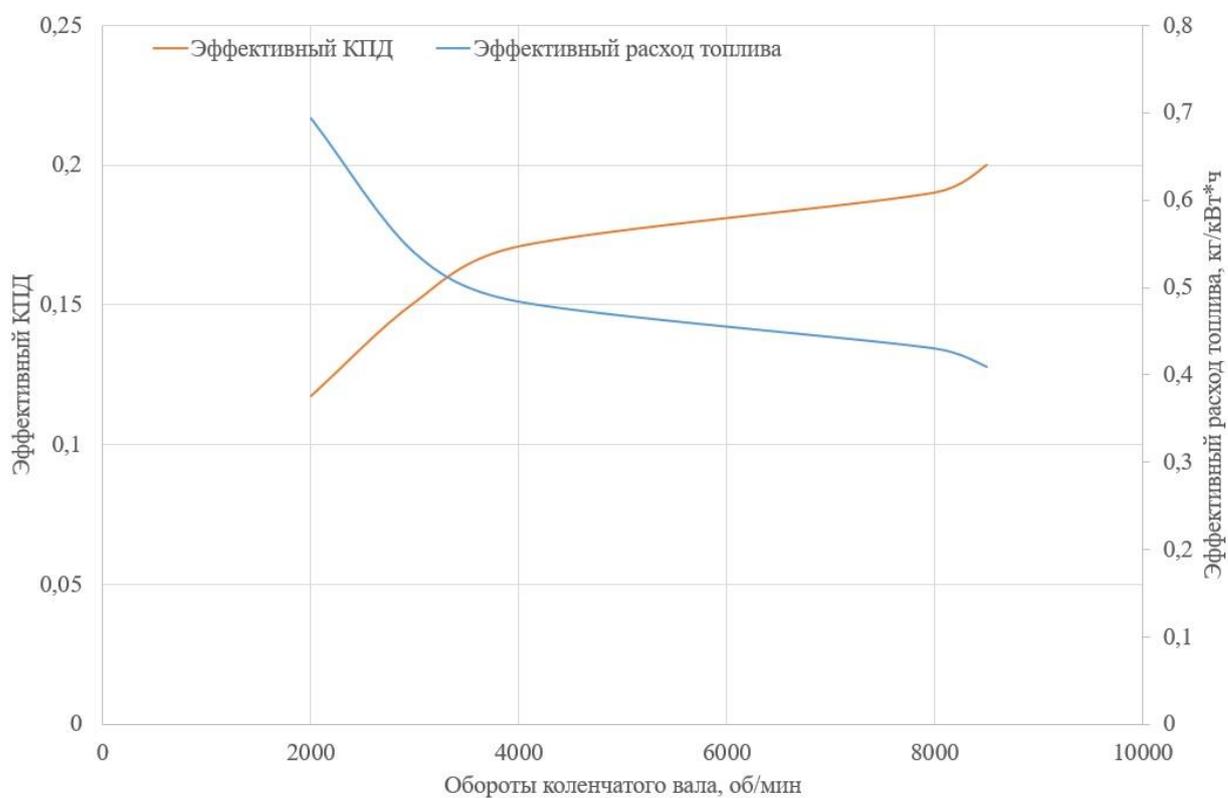


Рисунок 7 - ВСХ зависимости эффективного КПД и эффективного расхода топлива от оборотов коленчатого вала

## 1.2 Тепловой баланс

Дмитрий Разумникович Поспелов в своей книге, посвящённой двигателям с воздушным охлаждением [21] даёт следующее определение тепловому балансу: «Под тепловым балансом двигателя понимается равенство между количеством тепловой энергии, выражаемой отдельными составляющими теплового баланса, которые характеризуют конечное распределение этой энергии как результат рабочего процесса двигателя». Эффективность, надёжность и экологичность двигателя напрямую зависят от оптимального распределения тепловой энергии, выделяемой при сгорании топлива. В этой связи анализ внешнего теплового баланса приобретает особую значимость, позволяя оценить, как преобразованная энергия распределяется между полезной работой, потерями в окружающую среду и внутренними системами двигателя. Процедура вычисления показателей внешнего теплового баланса проводилась на основе методических указаний [24]

Для количественного описания теплового баланса в единицах кДж/ч используется уравнение вида (39)

$$Q_0 = Q_B + Q_e + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост} \quad (39)$$

Где согласно методическим указаниям:

« $Q_0$  – общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом (кДж/час), вычисляемое по формуле (40)»;

« $Q_e$  – теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 час (кДж/час), рассчитываемая по формуле (41)»;

« $Q_B$  – теплота, передаваемая охлаждающей среде (кДж/час), определяющаяся формулой (42)»;

« $Q_r$  – теплота, унесенная с отработавшими газами (кДж/час), которая находится по формуле (43)»;

« $Q_{\text{н.с.}}$  – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива (кДж/час) (определяется только для карбюраторных двигателей) рассчитываемая по формуле (44)»;

« $Q_{\text{ост.}}$  – неучтенные потери теплоты (кДж/час)».

$$Q_0 = H_u \cdot G_t \quad (40)$$

$$Q_e = 3600 \cdot N_e \quad (41)$$

$$Q_B = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) / (\alpha \cdot H_u) \quad (42)$$

$$Q_r = G_m \cdot (M_2 i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (H_u - \Delta H_u) / (\alpha \cdot H_u)) \quad (43)$$

$$Q_{\text{н.с.}} = \Delta H_u \cdot G_t \quad (44)$$

В целях наглядности рекомендуется преобразовать уравнение теплового баланса в процентах от общей энергии топлива

$$q_e + q_B + q_r + q_{\text{н.с.}} + q_{\text{ост.}} = 100\% \quad (45)$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_0} \cdot 100\% \quad (46)$$

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_0} \cdot 100\% \quad (47)$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_0} \cdot 100\% \quad (48)$$

$$q_{\text{н.с.}} = \frac{Q_{\text{н.с.}}}{Q_0} \cdot 100\% \quad (49)$$

$$q_{\text{ост.}} = \frac{Q_{\text{ост.}}}{Q_0} \cdot 100\% \quad (50)$$

Результаты расчёта внешнего теплового баланса представлен в таблице

7.

Таблица 7 – Результаты расчёта внешнего теплового баланса

Члены теплового баланса	Обороты коленчатого вала двигателя, об/мин									
	2000		3000		4000		8000		8500	
	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %	Q, Дж/с	q, %
Значение $Q_e$	1717,092	11,804	2949,984	15,191	4305,6	16,938	8779,68	19,051	9100,08	20,031
Значение $Q_b$	215,79	1,483	275,23	1,417	327,08	1,286	495,76	1,075	514,12	1,131
Значение $Q_r$	4246,348	29,192	5668,861	29,192	7420,351	29,192	13452,82	29,192	13262,04	29,192
Значение $Q_{н.с}$	2921,689	20,085	3900,445	20,085	5105,554	20,085	9256,181	20,085	9124,911	20,085
Значение $Q_{ост}$	5445,11	37,433	6624,38	34,113	8260,1	32,496	14098,72	30,594	13428,47	29,558

Выводы главы:

Благодаря проведённому тепловому расчёту двигателя были определены его основные эффективные и экономические показатели, которые позволяют оценить мощность рассчитываемого двигателя, а также расход топлива на рассчитываемых режимах работы ДВС. Расчёт внешнего теплового баланса позволил оценить распределение теплоты, которое образуется при сгорании топлива

### 3 Кинематический и динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя

#### 3.1 Кинематический расчёт кривошипно-шатунного механизма двигателя

Кинематический анализ обеспечивает определение перемещения скорости и ускорения поршня при допущении, что угловая скорость  $\omega$  вращения коленчатого вала постоянна.

Методика расчёта, приведенная в источнике [24], была применена для анализа кривошипно-шатунного механизма при частоте вращения коленчатого вала 8500 оборотов в минуту.

Расчёт перемещения поршня вычисляется с использованием формулы (51)

$$S_x = r \left( (1 - \cos\varphi) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos\beta) \right) \quad (51)$$

Для нахождения скорости поршня применяется аналитическое выражение (52)

$$u_n = r\omega \left( \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right) \quad (52)$$

Применив формулу (53), найдем ускорение поршня

$$J_n = r\omega^2 \left( \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\beta} \right) \quad (53)$$

Результаты расчётов представлены в таблице 8, а также в виде рисунков 8, 9 и 10

Таблица 8 – Расчётные значения перемещения, скорости и ускорения поршня при различных угловых положениях коленчатого вала

$\Phi_{кв}$ , град	$S_x$ , мм	$u_n$ , м/с	$J_n$ , м/с <sup>2</sup>	$\Phi_{кв}$ , град	$S_x$ , мм	$u_n$ , м/с	$J_n$ , м/с <sup>2</sup>
0	0	0	15116,5949	180	29,916	1,18E-15	-8558,5733
10	0,289714517	2,941006	14739,0068	190	29,75122326	-1,68034	-8576,4823
20	1,144418653	5,735776	13635,5584	200	29,2562631	-3,3665	-8611,8224
30	2,52191276	8,249377	11891,1539	210	28,42992874	-5,05726	-8612,1432
40	4,355476731	10,36831	9637,50977	220	27,27246229	-6,73837	-8498,7213
50	6,558896423	12,00845	7039,65814	230	25,78853055	-8,3785	-8178,4466
60	9,03276225	13,11994	4279,28665	240	23,99076225	-9,92783	-7558,2974
70	11,67140482	13,68879	1536,82421	250	21,90327943	-11,3195	-6560,5602
80	14,36978467	13,73481	-1025,6873	260	19,56464356	-12,4741	-5136,8372
90	17,029683	13,30664	-3279,0108	270	17,029683	-13,3066	-3279,0108
100	19,56464356	12,47415	-5136,8372	280	14,36978467	-13,7348	-1025,6873
110	21,90327943	11,31951	-6560,5602	290	11,67140482	-13,6888	1536,82421
120	23,99076225	9,927827	-7558,2974	300	9,03276225	-13,1199	4279,28665
130	25,78853055	8,378505	-8178,4466	310	6,558896423	-12,0084	7039,65814
140	27,27246229	6,738371	-8498,7213	320	4,355476731	-10,3683	9637,50977
150	28,42992874	5,05726	-8612,1432	330	2,52191276	-8,24938	11891,1539
160	29,2562631	3,3665	-8611,8224	340	1,144418653	-5,73578	13635,5584
170	29,75122326	1,680341	-8576,4823	350	0,289714517	-2,94101	14739,0068
180	29,916	1,18E-15	-8558,5733	360	0	-4,2E-15	15116,5949

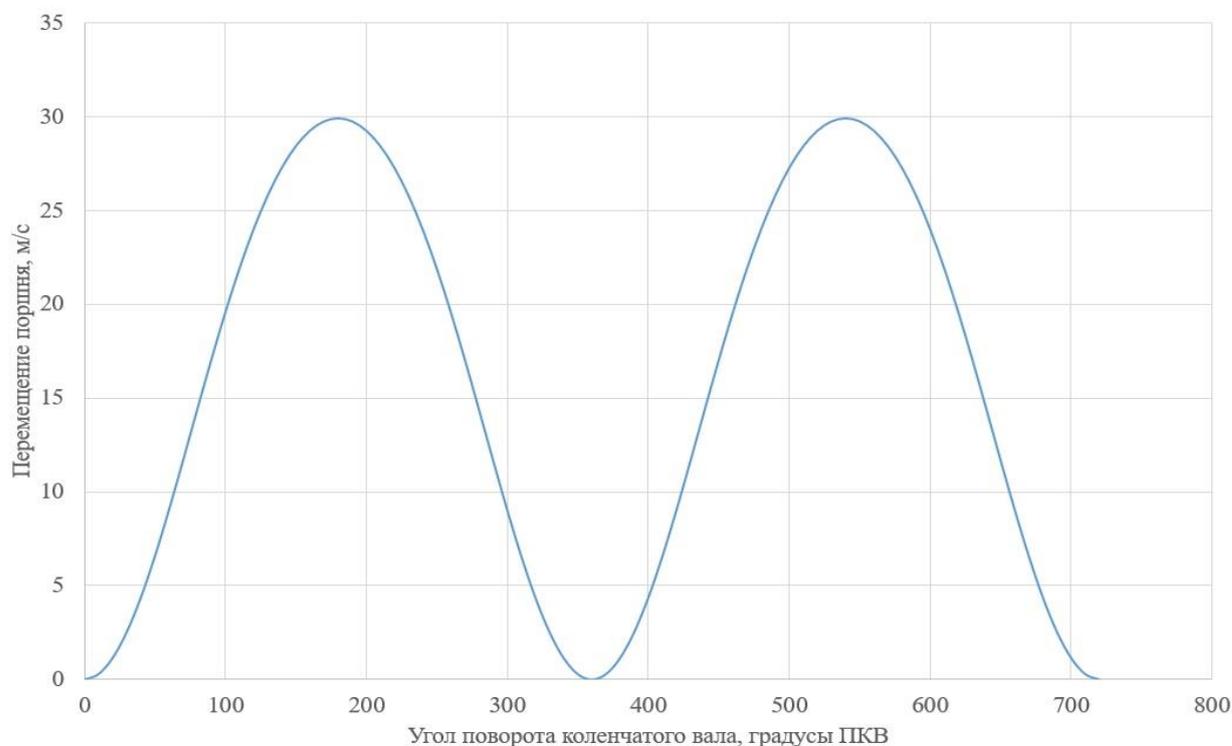


Рисунок 8 – График перемещения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала

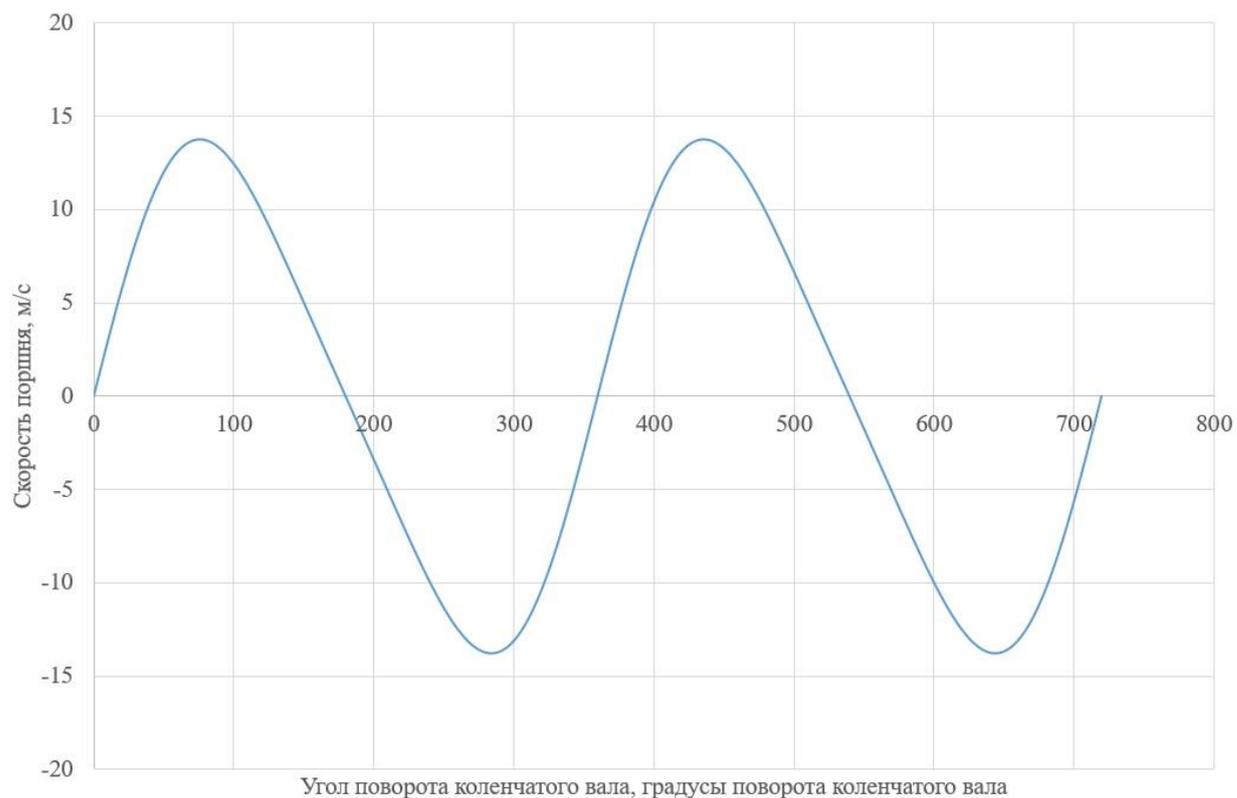


Рисунок 9 – Графическое представление изменения скорости поршня от угла поворота коленчатого вала

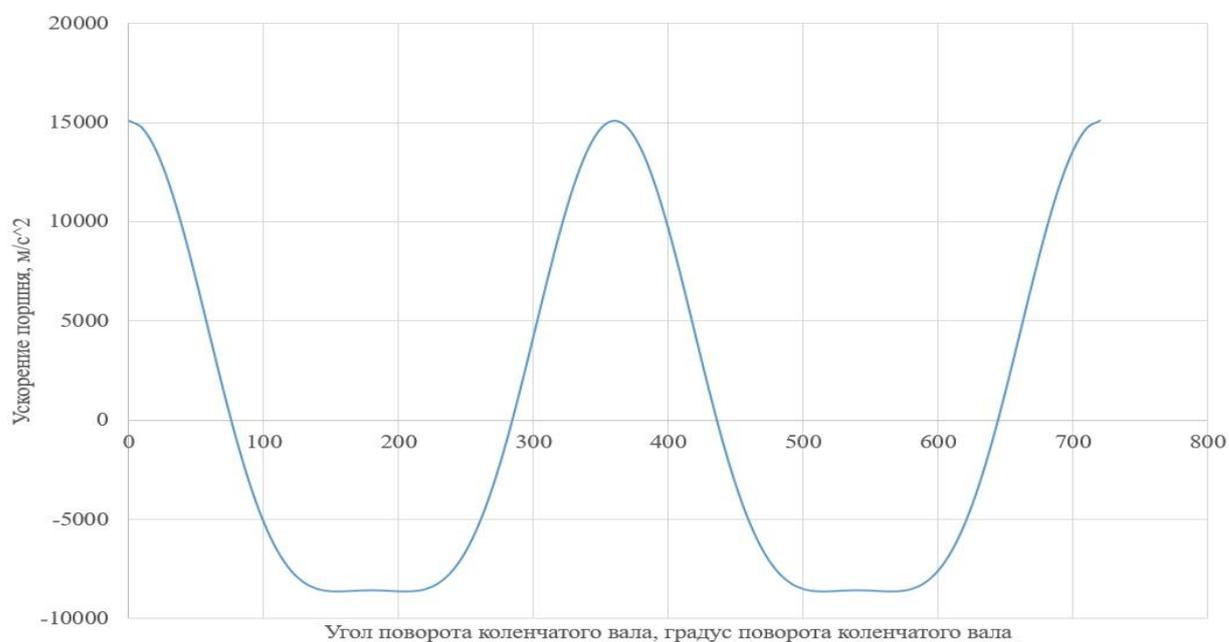


Рисунок 10 – Графическое отображение изменения ускорения поршня от угла поворота коленчатого вала

### 3.2 Динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма двигателя

Расчёт динамики кривошипно-шатунного механизма выполняется для оценки суммарных силовых и моментных нагрузок, генерируемых давлением газов и инерционными силами.

Динамический анализ кривошипно-шатунного механизма выполнен в соответствии с методикой [24] для режима работы при 8500 оборотов коленчатого вала. Полученные результаты занесены в таблицы и визуализированы в форме графических зависимостей.

Таблица 9 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Численное значение
Площадь поршня, м <sup>2</sup> , F <sub>п</sub>	0,00101
Масса поршневой группы, кг, m <sub>п</sub>	0,14
Масса шатуна, кг, m <sub>ш</sub>	0,1
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг, m <sub>ш.п</sub>	0,025
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг, m <sub>ш.к</sub>	0,075
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение, кг, m <sub>j</sub>	0,165
Массы, совершающие вращательное движение	0,195
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н, KR <sub>ш</sub>	-0,888
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н, KR <sub>к</sub>	-1,421
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н, K <sub>R</sub>	-2,308

Сила инерции, обусловленная возвратно-поступательным движением масс механизма, определяется по зависимости (54)

$$P_j = -j \cdot m_j \quad (54)$$

Расчёт газовой силы осуществляется согласно уравнению (55)

$$p_{\Gamma} = (P_i - p_0) \cdot F_{\Pi} \quad (55)$$

Результирующая нагрузка на элементы КШМ выражается суммой (56)

$$p = p_r + p_j \quad (56)$$

Результаты расчётов представлены в виде рисунка 11 и таблицы 10

Таблица 10 – Результаты численного определения инерционной нагрузки возвратно-поступательных масс, газовой силы и результирующей.

$\Phi_{кв}$ , град	$P_j$ , Н	$P_r$ , Н	$P_{сум}$ , Н	$\Phi_{кв}$ , град	$P_j$ , Н	$P_r$ , Н	$P_{сум}$ , Н
180	1412,165	0,000015857	1412,165	360	-2494,24	0,001458137	-2431,93
190	1415,12	0,000010807	1415,12	370	-2431,94	0,001920717	-2249,86
200	1420,951	6,767E-06	1420,951	380	-2249,87	0,002866077	-1962,04
210	1421,004	3,737E-06	1421,004	390	-1962,04	0,002767097	-1590,19
220	1402,289	1,717E-06	1402,289	400	-1590,19	0,001931827	-1161,54
230	1349,444	7,07E-07	1349,444	410	-1161,54	0,001362187	-706,081
240	1247,119	2,727E-06	1247,119	420	-706,082	0,000992527	-253,575
250	1082,492	0,000010807	1082,492	430	-253,576	0,000748107	169,239
260	847,5781	0,000023937	847,5782	440	169,2384	0,000582467	541,0372
270	541,0368	0,000047167	541,0368	450	541,0368	0,000467327	847,5785
280	169,2384	0,000077467	169,2385	460	847,5781	0,000384507	1082,493
290	-253,576	0,000121907	-253,576	470	1082,492	0,000291587	1247,119
300	-706,082	0,000185537	-706,082	480	1247,119	0,000188567	1349,444
310	-1161,54	0,000282497	-1161,54	490	1349,444	0,000079487	1402,289
320	-1590,19	0,000428947	-1590,19	500	1402,289	0,000045147	1421,004
330	-1962,04	0,000647107	-1962,04	510	1421,004	0,000039087	1420,951
340	-2249,87	0,000942027	-2249,87	520	1420,951	0,000032017	1415,12
350	-2431,94	0,001248057	-2431,93	530	1415,12	0,000022927	1412,165
360	-2494,24	0,001458137	-2494,24	540	1412,165	0,000015857	-2431,93

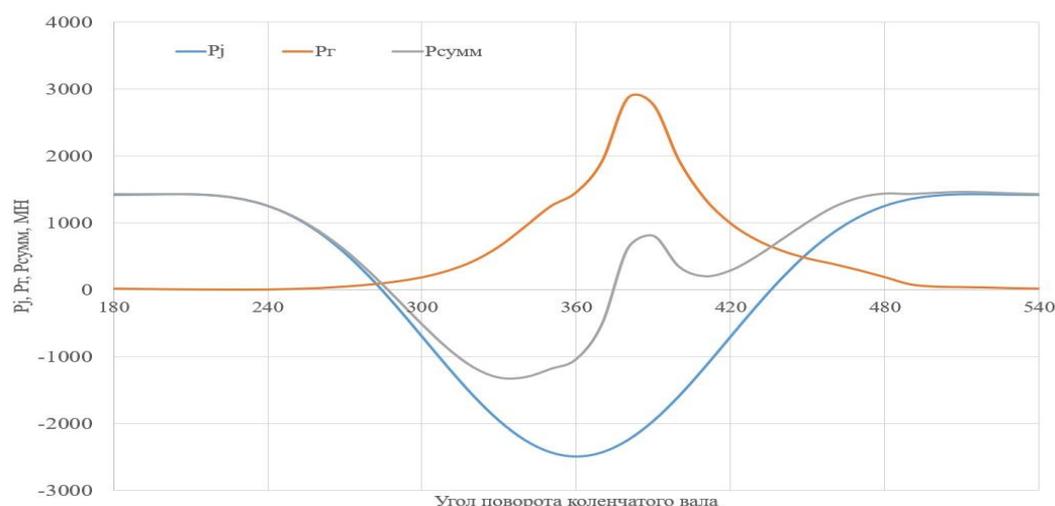


Рисунок 11 – График кривых инерции возвратно-поступательного движения масс, газовой и суммарной сил от угла поворота коленчатого вала

Расчёт удельной нормальной силы осуществляется по аналитической зависимости (57):

$$N = p * tg\beta \quad (57)$$

Расчёт удельной силы, действующей вдоль шатуна, производится с использованием формулы (58)

$$K = p \left( \frac{1}{\cos\beta} \right) \quad (58)$$

Чтобы определить удельную силы, действующую по радиусу кривошипа воспользуемся формулой (59):

$$Z = p \cos \frac{(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (59)$$

Удельную тангенциальную силу находим с помощью формулы (60)

$$T = p \sin \frac{(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (60)$$

Результаты расчётов суммарных сил инерции представлены в таблице 16 и в рисунке 11

Таблица 11 – Результаты расчёта суммарных сил инерции

Ф <sub>кв</sub> , град	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Ф <sub>кв</sub> , град	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н
180	0	1412,2	-1412	0	360	0	-2494	-2494	0
190	-66,51	1416,5	-1405	-179,7	370	-114,3	-2434	-2376	-535
200	-132,1	1426,6	-1380	-362,3	380	-209,2	-2259	-2043	-965,2
210	-193,3	1433,8	-1327	-542,8	390	-266,8	-1980	-1566	-1213
220	-246,8	1423,3	-1233	-712,4	400	-279,9	-1614	-1038	-1236
230	-283,4	1379,1	-1085	-851,5	410	-243,9	-1187	-559,9	-1047
240	-298,1	1282	-881,7	-931,6	420	-168,8	-725,9	-206,9	-695,5
250	-281,4	1118,2	-634,3	-921,2	430	-65,93	-261,9	-24,85	-260,9
260	-231,4	878,94	-375,5	-794,2	440	46,202	175,5	-16,08	174,65
270	-150,4	561,6	-150,4	-541	450	150,41	561,6	-150,4	541,04
280	-46,2	175,5	16,078	-174,7	460	231,39	878,94	-375,5	794,18
290	65,93	-261,9	-24,85	260,93	470	281,45	1118,2	-634,3	921,2
300	168,75	-725,9	-206,9	695,49	480	298,06	1282	-881,7	931,6
310	243,92	-1187	-559,9	1046,6	490	283,38	1379,1	-1085	851,5

Продолжение таблицы 11

320	279,87	-1614	-1038	1235,6	500	246,8	1423,3	-1233	712,36
330	266,84	-1980	-1566	1212,5	510	193,26	1433,8	-1327	542,82
340	209,24	-2259	-2043	965,19	520	132,15	1426,6	-1380	362,34
350	114,3	-2434	-2376	535,03	530	66,511	1416,5	-1405	179,72
360	0	-2494	-2494	0	540	0	1412,2	-1412	0

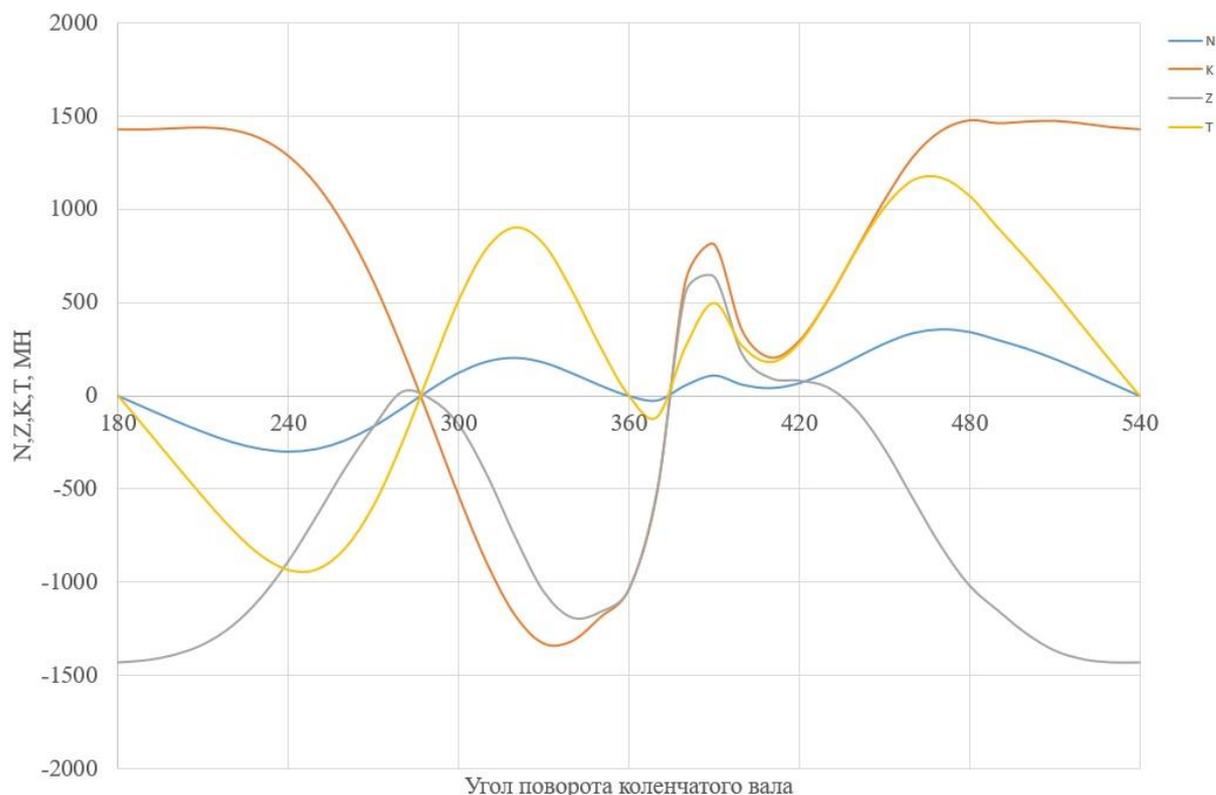


Рисунок 12 – График суммарных сил инерции в кривошипно-шатунном механизме

Для определения, крутящего моменте одного цилиндра, используем формулу (61)

$$M_{кр1} = T \cdot R \quad (61)$$

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа, вычисляется с помощью формулы (62)

$$P_k = K + K_{RШ} \quad (62)$$

Силу, действующую на шатунные шейки коленчатого вала, определим благодаря формуле (63)

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + P_k^2} \quad (63)$$

По формуле (64), находим суммарную силу, действующую на колено вала по радиусу кривошипа

$$K_{рк} = P_k + K_{Rk} \quad (64)$$

Сила, действующей на колено вала определяется формулой (65)

$$R_K = \sqrt{T^2 + K_{рк}^2} \quad (65)$$

Результаты расчётов представлены в таблице 12, а также на рисунках графиков 13 и 14

Таблица 12 – Результаты расчёта крутящего момента цилиндра, и сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

Ф <sub>кв</sub> , град	М <sub>кр</sub> , Н*М	Р <sub>к</sub> , Н	Р <sub>ш.ш.</sub> , Н	К <sub>рк</sub> , Н	Р <sub>к</sub> , Н	Ф <sub>кв</sub> , град	М <sub>кр</sub> , Н*М	Р <sub>к</sub> , Н	Р <sub>ш.ш.</sub> , Н	К <sub>рк</sub> , Н	Р <sub>к</sub> , Н
180	0	1427,1	1427,1	1425,713	1425,713	360	0	-1037	1037	-1038,41	1038,409
190	-2,709	1426,5	1437,9	1425,044	1436,505	370	-1,682	-512,6	524,81	-514,039	526,1985
200	-5,446	1432,5	1478,1	1431,12	1476,703	380	3,9542	617,79	671,97	616,3664	670,6643
210	-8,141	1436,7	1536,3	1435,255	1534,981	390	7,442	811,41	951,8	809,9938	950,5898
220	-10,67	1424,2	1592,8	1422,758	1591,523	400	3,970	345,87	436	344,4541	434,8721
230	-12,74	1379	1620,9	1377,546	1619,704	410	2,704	204,17	272,7	202,7492	271,6405
240	-13,97	1284	1587,5	1282,533	1586,369	420	4,220	293,58	407,18	292,1568	406,1565
250	-13,92	1128,5	1462,6	1127,07	1461,481	430	7,611	509,96	720,43	508,5422	719,4208
260	-12,21	902,87	1217,4	901,4529	1216,334	440	11,604	778,63	1099,1	777,2102	1098,116
270	-8,798	609,67	847,16	608,2472	846,1373	450	15,083	1045,8	1452,7	1044,373	1451,728
280	-3,808	254,95	360,3	253,5252	359,2996	460	17,268	1276,8	1721,3	1275,364	1720,273
290	2,0266	-136,9	192,61	-138,322	193,6231	470	17,491	1418,5	1838,4	1417,116	1837,274
300	7,6695	-536	741,76	-537,429	742,7847	480	16,042	1475	1823,7	1473,577	1822,524
310	11,847	-899,3	1198,3	-900,694	1199,394	490	13,487	1459,5	1715,5	1458,059	1714,327
320	13,496	-1180	1485,1	-1180,97	1486,205	500	10,999	1468,3	1642,1	1466,839	1640,817
330	12,155	-1328	1556,6	-1329,08	1557,822	510	8,3429	1472,3	1574,4	1470,923	1573,12
340	8,3924	-1314	1428,7	-1315,38	1430,041	520	5,542	1457,9	1504,2	1456,471	1502,859
350	3,8959	-1186	1214,2	-1187,37	1215,601	530	2,7318	1438,6	1450,1	1437,176	1448,734
360	0	-1037	1037	-1038,41	1038,409	540	0	1427,1	1427,1	1425,713	1425,713

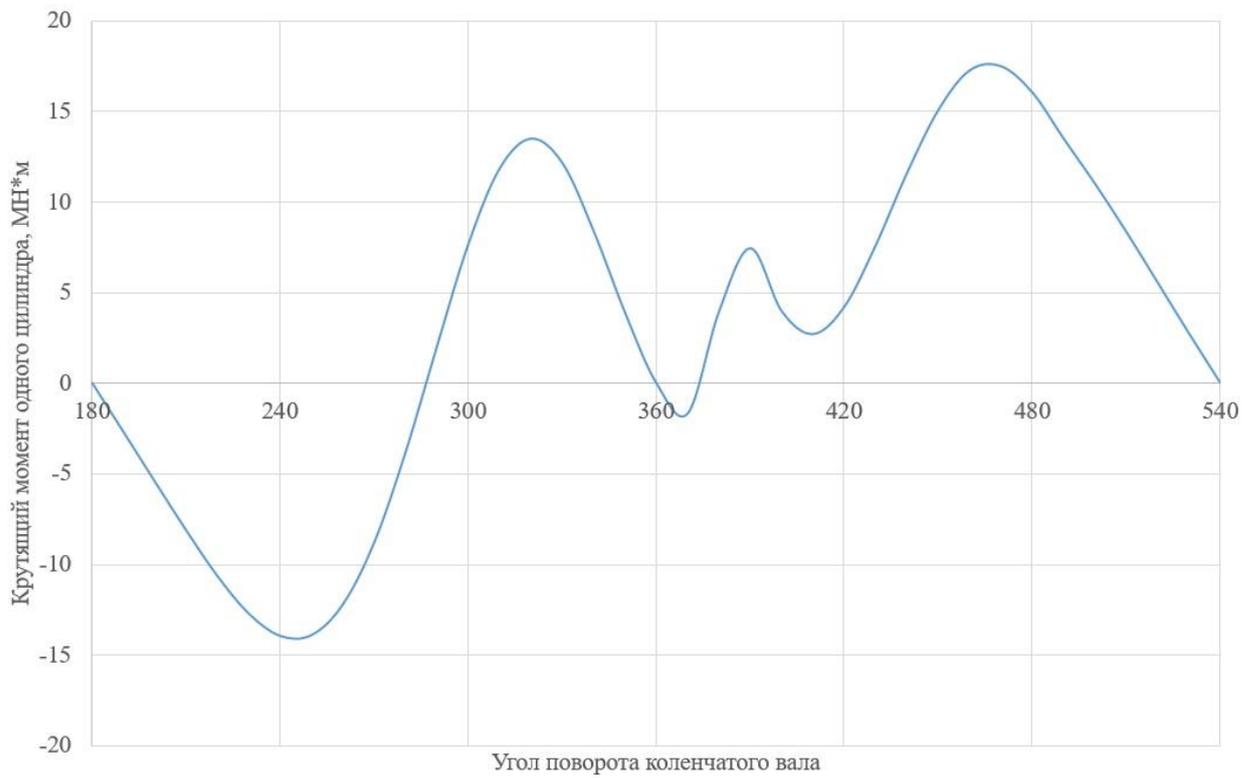


Рисунок 13 – График крутящего момента в цилиндре

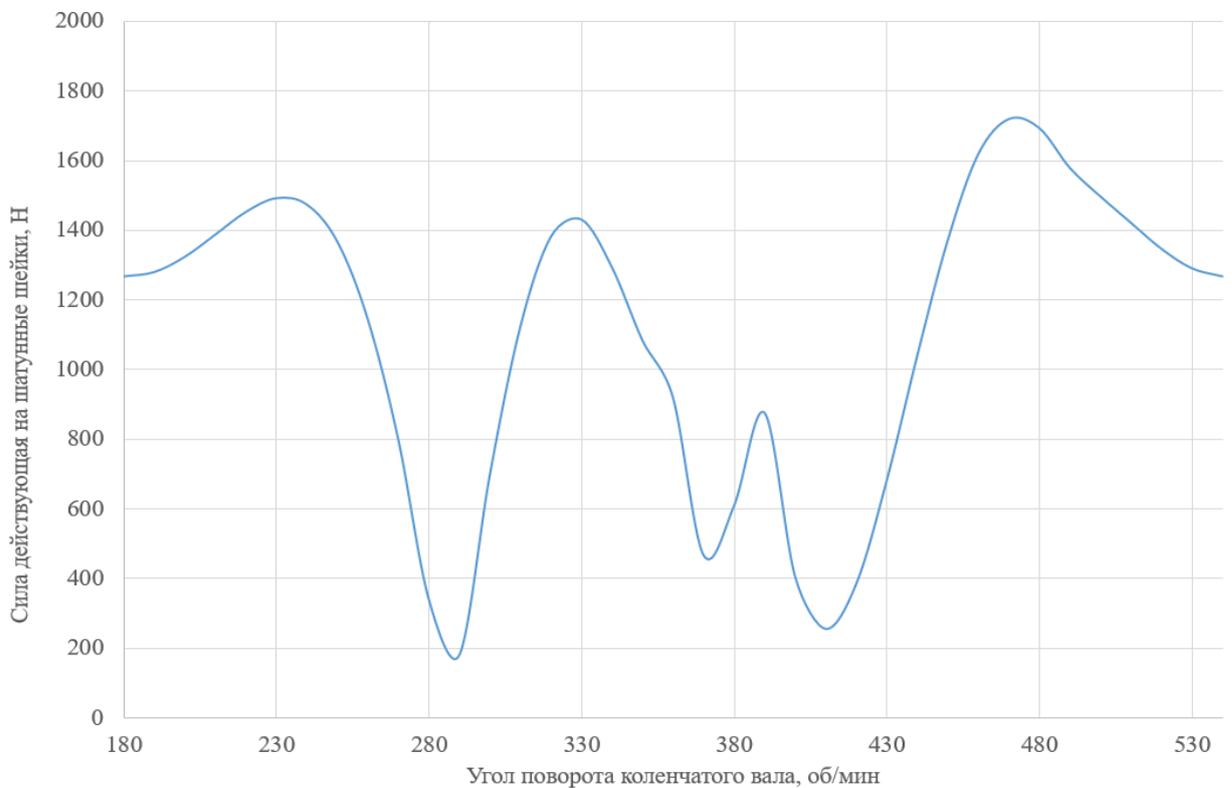


Рисунок 14 – График зависимости  $R_{ш.ш}$  от угла поворота коленчатого вала в прямоугольных координатах

#### **4. Расчёт оребрения цилиндра и сравнение его эффективности при использовании различных сплавов**

Данный расчёт выполнен по методике, изложенной в учебнике “Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением” [21] за авторством советского учёного-двигателестроителя Дмитрия Разумниковича Поспелова. На основе анализа зарубежной литературы и отечественного опыта разработки двигателей с воздушным охлаждением, автор систематизировал доступные экспериментальные данные, провел сравнительный анализ существующих конструктивных решений и разработал методику расчёта элементов системы воздушного охлаждения.

Конечной задачей расчёта воздушного охлаждения ДВС является определение эксплуатационных параметров, необходимых для конструирования оребрения цилиндра.

Как пишет сам автор в своей книге: «Ввиду большого количества взаимообусловленных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, дать прямое однозначное решение для нахождения указанных выше параметров является сложной работой. Сложность состоит не только не только в отсутствии точных данных о взаимозависимости расчётных параметров системы охлаждения, но и в разделении параметров на определяемые и исходные. Поэтому на практике при проектировании двигателя с воздушным охлаждением исходят как правило, из удельной поверхности оребрения, а более точное определение параметров системы охлаждения и её отработку производят в процессе доводочных испытаниях».

Как показывает практика, выполнение ориентировочных расчётов на предварительной стадии проектирования помогает минимизировать возникновение неожиданных проблем при доводке двигателя. Для таких расчётов необходимо задать исходные данные, используемые как для определения конструктивных характеристик ДВС, так и для проектирования его системы охлаждения.

Для получения температурных исходных данных, был проведён замер температур на опытной модели. ДВС монтировался на стенд с нагрузкой на винт ZYHOBBY CW 19x8 (рисунок.15).



Рисунок 15 – ДВС, закрепленный на верстаке, и оснащенный системами топливоподачи, зажигания, тахометром и термопарами.

Для оценки температурного состояния цилиндра ДВС использовался блок контроля температур Овен УКТ 38 ТП и термопары ТХК (2 класс).

Места установки датчиков температуры приведены на рисунках 16 – 19, где они пронумерованы.

Дальнейшее представление результатов приведено в соответствии с номерами термопар.

Термопары устанавливались на цилиндр путем зачеканки спая в корпус (глубина около 1 мм), при этом тепловой контакт обеспечивался с помощью

термопасты. Снаружи место зачеканки ТП укреплялось высокотемпературным силиконовым герметиком, чтобы снизить нагрузку на провода ТП (рисунок 20).

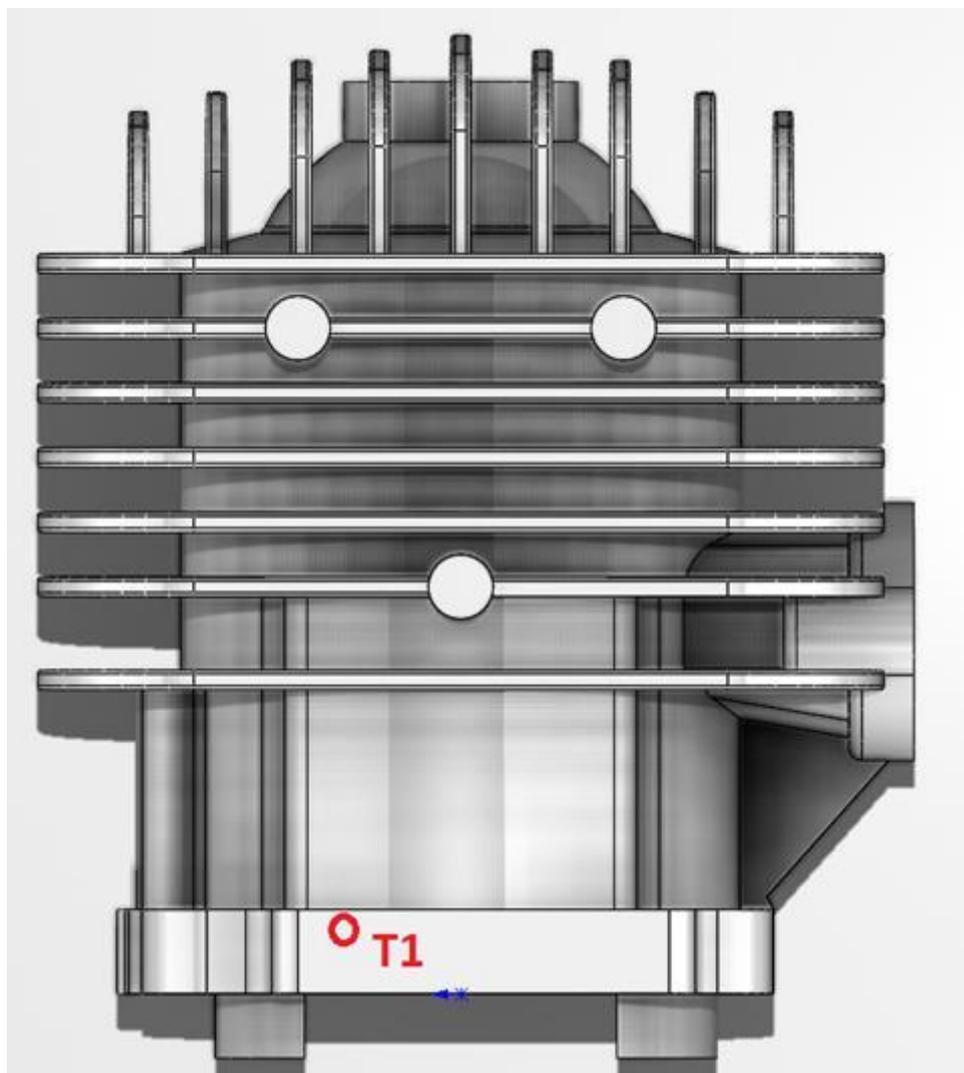


Рисунок 16 – Место установки термопары №1



Рисунок 17 – Место установки термопары №2

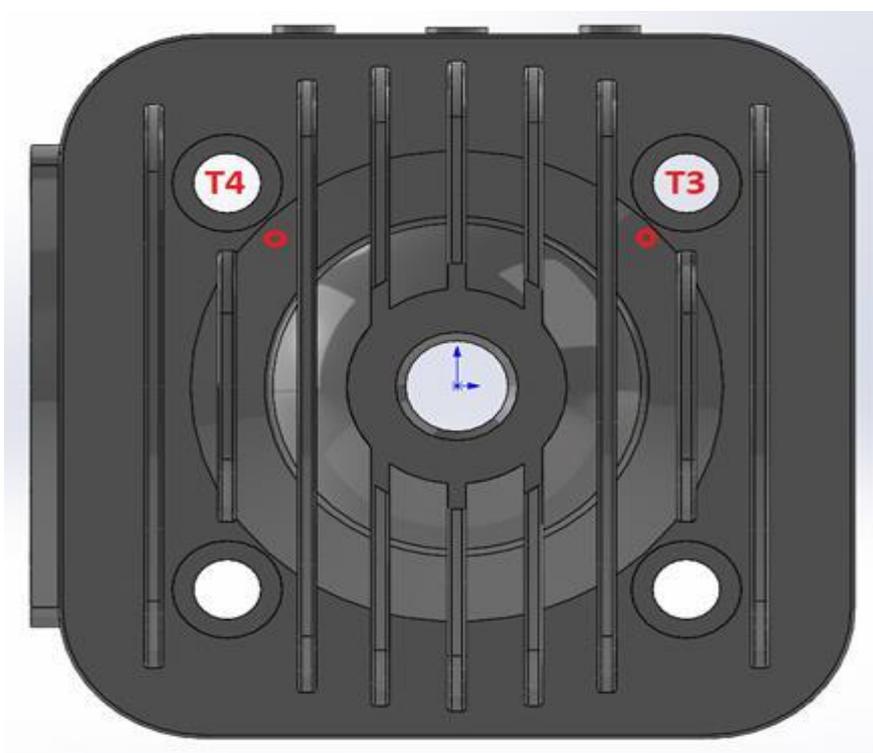


Рисунок 18 – Места установки термопар №3 и №4

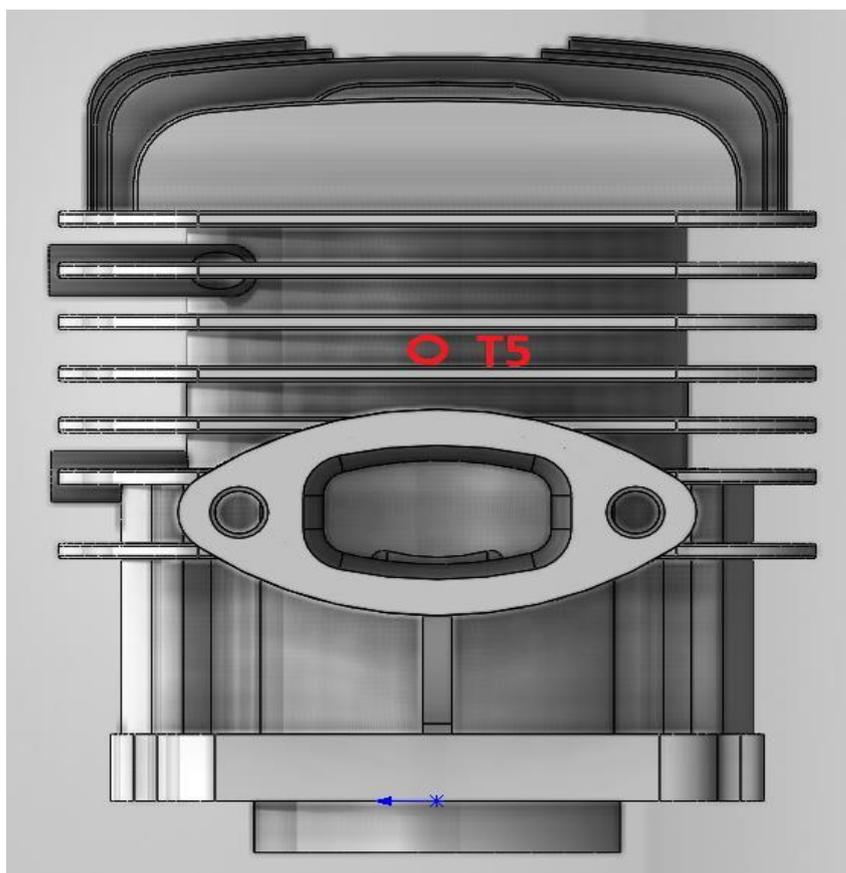


Рисунок 19 – Место установки термопары №5



Рисунок 20 – Термопары, закреплённые на цилиндре

Параметры окружающей среды: Температура 23 С, давление 75 мм.рт.ст.

Методика испытаний: ДВС предварительно обкатан в течение 4 часов при нагрузке на винт (ZYHOBBY CW 19x8) на 2500 мин-1. После обкатки проводились измерения температур. Для этого ДВС выводился на режим и выдерживался на режиме до стабилизации температурного состояния, после чего регистрировались (с помощью измерителя, связанного с ПК) показания термопар и обороты ДВС.

Бензин АИ-95, масло двухтактное синтетическое API TC+ пр-во UAB SCT lubricants (Германия).

Соотношение масло/бензин 1/30.

Результаты приведены в таблице 13 и на рисунке 21.

Таблица 13 - Показания ТП

n, мин-1	T1	T2	T3	T4	T5
2000	93	97	101	102	102
2600	104	108	113	115	114
4200	135	142	152	154	150
4700	145	153	165	167	162
5360	149	159	174	176	168
5800	158	170	187	189	179
6400	163	176	197	199	187
4700	143	152	165	167	161

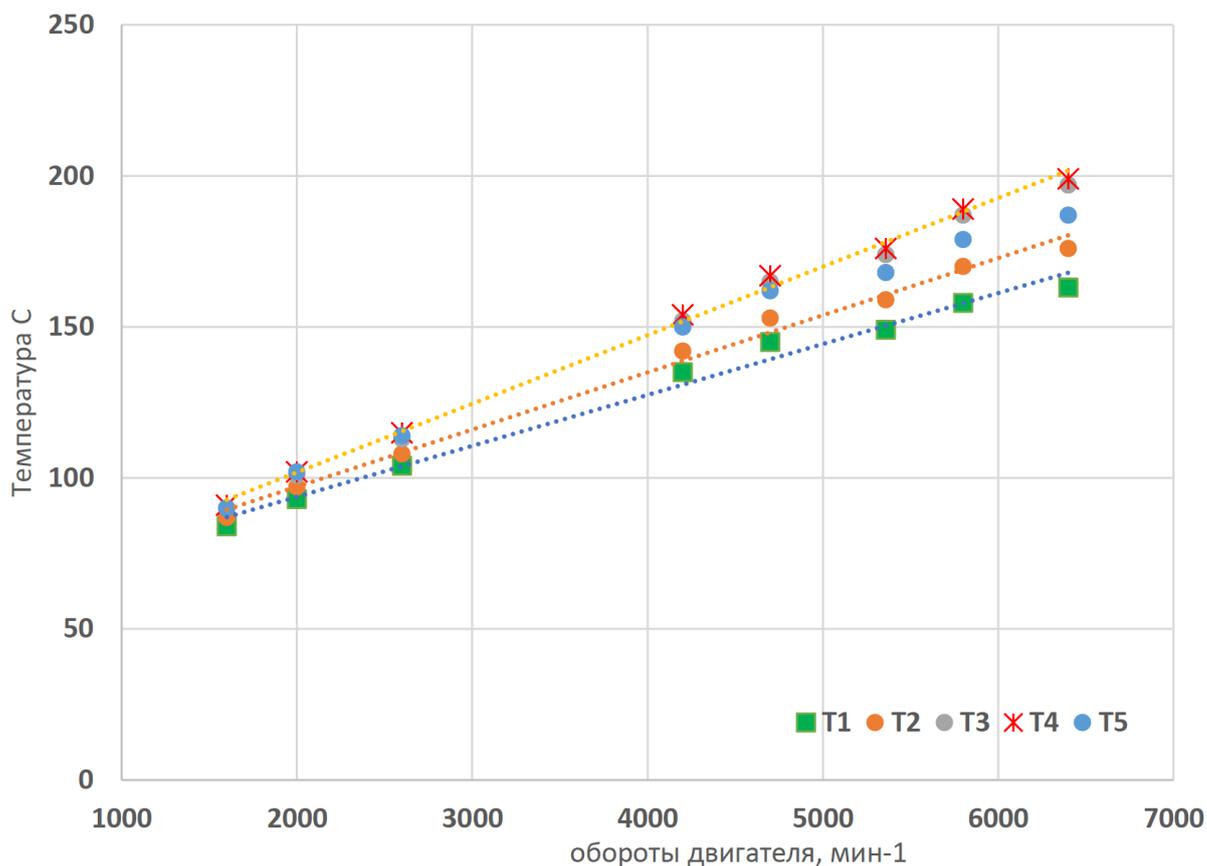


Рисунок 21 – зависимость зарегистрированных температур от оборотов

Расчёт системы воздушного охлаждения производится для цилиндра, в изготовлении, которого применён магниевый литейный сплав с теплопроводность 55 Вт/м·К

Исходные данные для расчёта представлены в таблице 14

Таблица 14 – Исходные параметры для выполнения расчётов

Параметр	Численное значение
Номинальная эффективная мощность, $N_e$ , лошадиных сил (л.с)	3.7
Число цилиндров	1
Диаметр цилиндра, $D$ , мм	36,
Ход поршня, $S$ , мм	30
Удельный расход топлива при данной мощности, $g_e$ , кг/л.с. в час	0,56

Количество тепловой энергии, отдаваемой системе охлаждения определится по формуле (66)

$$Q = A \cdot N_e \cdot g_e \cdot h_u \quad (66)$$

$$Q = 5975,648 \text{ ккал/час}$$

Где, из источника [21] «А – доля тепловой энергии топлива, отводимая в систему охлаждения. Для карбюраторных двигателей А = 0,28-0,33». Принимаем А = 0,28

$$N_e = 3,7 \text{ л.с}$$

$$g_e = 0,56, \text{ кг/л.с. в час}$$

$$h_u = 10300 \text{ ккал/кг. топлива}$$

Головка цилиндра и цилиндр являются одним из наиболее напряженных в тепловом отношении деталей двигателя. Тепловое состояние головки цилиндра и самого цилиндра определяется прежде всего соотношением долей тепловой энергии, отводимой в охлаждающую среду каждой из этих деталей. Эти доли, в свою очередь, зависят от типа двигателя, типа камеры. На рисунке 22 приведены средние ориентировочные данные о распределении тепловой энергии между головкой цилиндра и цилиндром для различных двигателей [20]

Тип двигателя	Количество отводимой тепловой энергии в %	
	Головка	Цилиндр
Карбюраторный с нижними клапанами . . . . .	65	35
Карбюраторный с верхними клапанами . . . . .	70	30
Дизель с неразделенной камерой сгорания . . . . .	40	60
Дизель с разделенной камерой сгорания . . . . .	50	50

Рисунок 22 — Распределение количества отводимой тепловой энергии между головкой и цилиндром для двигателя с воздушным охлаждением

Проектируемый двигатель является двухтактным, с нижним расположением продувочных окон.

Отводимая тепловая энергия головкой цилиндра

$$Q_{\text{Головки цилиндра}} = 0,65 \cdot 5975,648$$

$$Q_{\text{Головки цилиндра}} = 3884,171 \text{ ккал/час}$$

Отводимая тепловая энергия цилиндром

$$Q_{\text{цилиндра}} = 0,35 \cdot 5975,648$$

$$Q_{\text{цилиндра}} = 2091,476 \text{ ккал/час}$$

Ссылаясь на инструкцию к модели в раздел по средним рабочим температурам цилиндра [22], которые равны 100 °С. На основе этого примем температуру воздуха на выходе из верхней зоны цилиндра равной 90°С. Ссылаясь на работу [21] «Температура воздуха выходящего из нижней зоны цилиндра обычно на 20°С—40°С ниже температуры воздуха, выходящего из верхней его зоны».

При разнице 20°С среднее значение температуры выходящего воздуха

$$t_{l_a} = \frac{90 + 70}{2}$$

$$t_{l_a} = 80^\circ\text{C}$$

Температуру воздуха входящего в межреберные каналы примем равной:

$$t_{l_e} = 20^\circ\text{C}$$

Количество воздуха, потребного для охлаждения цилиндра рассчитывается по формуле (67)

$$G_{l_{\text{ц}}} = \frac{Q}{c_{pl}(t_{l_a} - t_{l_e})} \quad (67)$$

$$G_{l_{ц}} = 414,975 \text{ кг/час}$$

Где  $Q$  - Количество тепловой энергии, отдаваемой системе охлаждения, ккал/час

$c_{pl}$  – средняя теплоёмкость воздуха, равная 0,24 ккал/кг · К.

$t_{l_e}, t_{l_a}$  - средние температуры воздуха, входящего в межреберные каналы и выходящего из них

Удельный расход воздуха находится по формуле (68)

$$g_l = \frac{G_{l_{ц}}}{N_e} \quad (68)$$

$$g_l = 112,155 \frac{\text{кг}}{\text{л. с} * \text{час}}$$

Средняя температура воздуха в межреберных каналах

$$t_{l_m} = \frac{20 + 80}{2}$$

$$t_{l_m} = 50^\circ\text{C}$$

Литровый расход воздуха вычисляется согласно выражению (69)

$$V_{l_{ц}} = \frac{G_{l_{ц}}}{\gamma_m} \quad (69)$$

$$V_{l_{ц}} = 410 \frac{\text{м}^3}{\text{час}} = 0,0114 \frac{\text{м}^3}{\text{секунду}}$$

Где  $\gamma_m$  - удельный вес воздуха, который равен 1,01 кг/м<sup>3</sup>

Определение параметров оребрения

Исходя из замеров (таблица 18) вычислим среднюю температуру верхней части цилиндра для максимальных оборотов.

$$t = \frac{197 + 199}{5}$$

45

$$t = 198 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Округлим полученную температуру до  $200^{\circ}\text{C}$ .

Температура в нижней части цилиндра составляет  $163^{\circ}\text{C}$ .

Средняя температура стенки по высоте на тыльной стороне

$$t_{w_a} = \frac{200 + 163}{2} = 181,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Используя формулу (70), определим среднюю температуру цилиндра со стороны подачи воздуха

$$t_{w_e} = t_{w_a} - 0,8(t_{l_a} - t_{l_e}) \quad (70)$$

$$t_{w_e} = 133,5^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура стенки по окружности и по высоте цилиндра рассчитывается согласно формуле (71)

$$t_{w_m} = \frac{t_{w_e} + t_{w_a}}{2} \quad (71)$$

$$t_{w_m} = 157,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Приведенная поверхность теплоотдачи, соответствующая внешней поверхности неоребренного цилиндра, подсчитанная по диаметру оснований ребер, определяется по аналитической зависимости (72)

$$F_{\text{пр}} = \pi(D + 2\Delta)h_{\text{ц}} \quad (72)$$

$$F_{\text{пр}} = 0,00518 \text{ м}^2$$

Где  $h_{\text{ц}}$  – высота обдуваемой ребренной части цилиндра, м подверженного воздушному обдуву (73)

$D$  – Диаметр цилиндра,  $0,036 \text{ м}$

$\Delta$  - Толщина цилиндра,  $0,003 \text{ м}$

$$h_{\text{ц}} = 1.3 \cdot S \quad (73)$$

$$h_{\text{ц}} = 0,039 \text{ м}$$

Сечение межреберных воздушных каналов цилиндра находится по формуле (74)

$$f_{\text{ц}} = \frac{V_{l_{\text{ц}}}}{v_{l_m}} \quad (74)$$

$$f_{\text{ц}} = 0,00036 \text{ м}^2$$

Где  $v_{l_m}$  - скорость обдува воздуха в межреберных каналах цилиндра, равная 15 м/с следуя заявлению производителя модели.

Применяя формулу (75), определим среднюю ширину воздушного канала между цилиндрами

$$b = \frac{f_{\text{ц}}}{\beta h_{\text{ц}}} \quad (75)$$

$$b = 0,003 \text{ м}$$

Где  $\beta$  – коэффициент живого сечения оребрения, равен 0,63

Для дальнейших вычислений требуется определить межосевое расстояние  $l_{\text{ц}}$  между цилиндрами по зависимости (76). Однако проектируемый двигатель является одноцилиндровым, поэтому условно примем, что у него есть второй цилиндр, для продолжения расчётов.

$$l_{\text{ц}} = D + b + 2 \cdot \Delta \quad (76)$$

$$l_{\text{ц}} = 0,0453 \text{ м}$$

В соответствии с формулой (77) определим поверхность цилиндра, обдуваемую охлаждающим воздухом

$$F_{\text{ц}} = F_{\text{пр}} \cdot \varphi \quad (77)$$

$$F_{\text{ц}} = 0,0363 \text{ м}^2$$

Где  $\varphi$  – коэффициент оребрения для современных двигателей, принимаем 7 на основании рекомендаций из методики [20]

Длина межреберного канала определится формулой (78)

$$l_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot l_{\text{ц}}}{2} \quad (78)$$

$$l_{\text{к}} = 0,0706 \text{ м}$$

Величина просвета между двумя соседними ребрами определяется найдётся формулой (79)

$$S' = \frac{l_{\text{к}}}{60} \quad (79)$$

$$S' = 0,00361 \text{ м}$$

Шаг ребер вычисляется отношением (80)

$$S = \frac{S'}{\beta} \quad (80)$$

$$S = 0,0053 \text{ м}$$

Средняя толщина ребра вычисляется согласно выражению (81)

$$\delta = S - S' \quad (81)$$

$$\delta = 0,00185 \text{ м}$$

Число ребер цилиндра находится с помощью формулы (82)

$$z_{\text{ц}} = \frac{h_{\text{ц}}}{S} \quad (82)$$

$$z_{\text{ц}} = 7,4$$

Примем величину  $z_{\text{ц}} = 7$

Поверхность одного межреберного промежутка, которая определяется по формуле (83)

$$F_a = \pi \cdot D_a \cdot S_a \quad (83)$$

$$F_a = 0,000445 \text{ м}^2$$

Где  $D_a = 0,045$  м, приведенный диаметр цилиндра

$$S_a = S' = 0,00315 \text{ м}$$

Поверхность одной стороны ребра определится формулой выражением (84)

$$F_p = \frac{F_{\text{ц}}}{2z_{\text{ц}}} - F_a \quad (84)$$

$$F_p = 0,00212 \text{ м}^2$$

Расчётный внешний диаметр оребренного цилиндра находится из уравнения (85)

$$D_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi} + D_a^2} \quad (85)$$

$$D_{\text{н}} = 0,064.6 \text{ м}$$

Площадь вырезов под шпильки крепления цилиндра составляет примерно 20% от поверхности ребра. Вследствие этого необходимо компенсировать и увеличить площадь поверхности ребра на эти 20%

$$F_p' = 0,00212 + 0,000424$$

$$F_p' = 0,002544 \text{ м}^2$$

Тогда уточнённый внешний диаметр оребренного цилиндра будет составлять:

$$D_H' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p'}{\pi} + D_a^2}$$

$$D_H' = 0,067.7 \text{ м}$$

Средняя высота ребра по окружности цилиндра найдём исходя из выражения (4.21)

$$h_p = \frac{D_H' - D_a}{2} \quad (86)$$

$$h_p = 0,0121 \text{ м}$$

Эквивалентный диаметр межреберного канала вычисляется согласно зависимости (87)

$$d_3 = \frac{4h_p S'}{2(h_p + S')} \quad (87)$$

$$d_3 = 0,005 \text{ м}$$

Коэффициент теплоотдачи внешней поверхности найдётся по формуле (88)

$$a_2 = 2,45 \cdot \frac{(\gamma v_{l_m})^{0,8}}{d_3^{0,2}} \quad (88)$$

$$a_2 = 81,46$$

Коэффициент, учитывающий искривление воздушного канала, может быть найден из формулы (89)

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_3}{R} \quad (89)$$

$$\varepsilon_R = 1,31$$

Где R определится отношением (90)

$$R = \frac{D_a + D_n}{4} \quad (91)$$

$$R = 0,0285 \text{ м}$$

Далее, необходимо коэффициент теплоотдачи внешней поверхности перемножить на коэффициент, учитывающий искривление воздушного канала

$$a_2 = 62,187 \cdot 1,31$$

$$a_2 = 81,46$$

Далее рассчитаем по уравнению (92) коэффициент, учитывающий теплоотдачу и материал

$$m = \sqrt{\frac{2a_2}{\delta \cdot \lambda}} \quad (92)$$

$$m = 43,153 \text{ м}^{-1}$$

Где коэффициент теплопроводности материала, переведённый в ккал/м<sup>2</sup>·час·град, составляет  $\lambda = 47,29$  ккал/м<sup>2</sup>·час·град

Коэффициент полезного действия (К.П.Д) ребра определяется отношением (93)

$$\eta_p = \frac{th(m \cdot h)}{m \cdot h} \quad (93)$$

$$\eta_p = 0,91$$

Где  $h=h_p$

Гиперболический тангенс  $th(mh) = 0,479$

Удельный тепловой поток внутри стенки, отнесенный к 1°С, найдется выражением (94)

$$q' = \frac{\lambda}{\Delta} \quad (94)$$

$$q' = 1501,269 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$$

Термическое сопротивление стенки вычисляется по формуле (95)

$$R = \frac{\Delta}{\lambda} \quad (95)$$

$$R = 1374,28 \text{ м}^3 \cdot \text{час} \cdot \text{град/ккал}$$

Применяя формулу (96), найдём высоту оребренной части головки цилиндра

$$h_r = 1.3 \cdot D \quad (96)$$

$$h_r = 0,0468 \text{ м}$$

Площадь проекции головки на плоскость перпендикулярную к направлению движения охлаждающего воздуха найдем по зависимости (97)

$$F_r = h_r \cdot l_{ц} \quad (97)$$

$$F_r = 0,00202 \text{ м}^2$$

Общая поверхность охлаждения двигателя определится формулой (98)

$$F_{\Sigma} = 2 \cdot F_{ц} \quad (98)$$

$$F_{\Sigma} = 0,0726 \text{ м}^2$$

Используя выражение (99), определим величину поверхности, приходящаяся на единицу мощности,

$$F_{N_e} = \frac{F_{\Sigma}}{N_e} \quad (99)$$

$$F_{N_e} = 0,0196 \frac{\text{см}^2}{\text{л.с}}$$

Выводы по разделу:

Проведённый аналитический расчёт позволил определить основные геометрические параметры системы воздушного охлаждения цилиндра, материалом для которой послужил магниевый литейный сплав. Сравнение геометрических параметров приведены таблице 15. На основании рассчитанных геометрических параметров была разработана трёхмерная модель оребрённого цилиндра, изготовленного из магниевого литейного сплава в программном комплексе КОМПАС - 3D (рисунок 23) для наглядного сравнения в различии размеров оребрённого цилиндра спроектированного из магниевого литейного сплава. Также благодаря использования литейного магниевого сплава, масса цилиндра составила 0,151 кг, что меньше, чем при применении алюминиевого сплава АК-12, при котором масса цилиндра составляет 0,201 кг. Разница составляет 25%.

Таблица 15 - Основные геометрические параметры системы воздушного охлаждения

Параметр	Магниевый литейный сплав	Сплав АК-12
Площадь поверхности ребра охлаждения, м <sup>2</sup>	0,002480,7	0,002323
Средняя высота рёбер охлаждения, м	0,0121	0,0107
Шаг рёбер охлаждения, м	0,00501	0,005
Средняя толщина ребра охлаждения, м	0,00185	0,0015
Число рёбер охлаждения	7	7
Величина просвета между рёбрами охлаждения, м	0,00315	0,00351
Внешний диаметр оребрённого цилиндра, м	0,0677	0,065

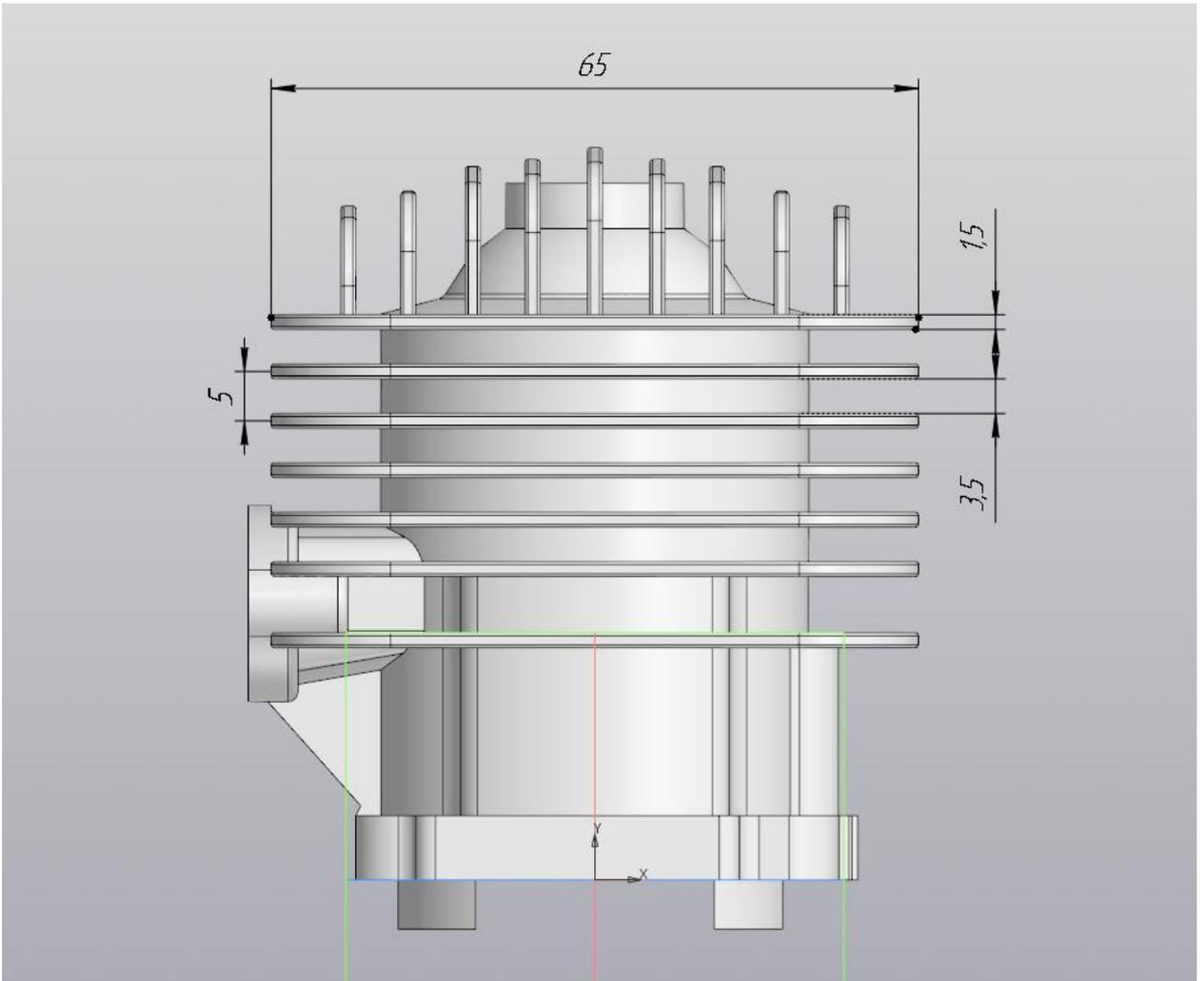


Рисунок 23 – 3D модель оребрѐнного цилиндра сделанная из алюминиевого сплава АК-12

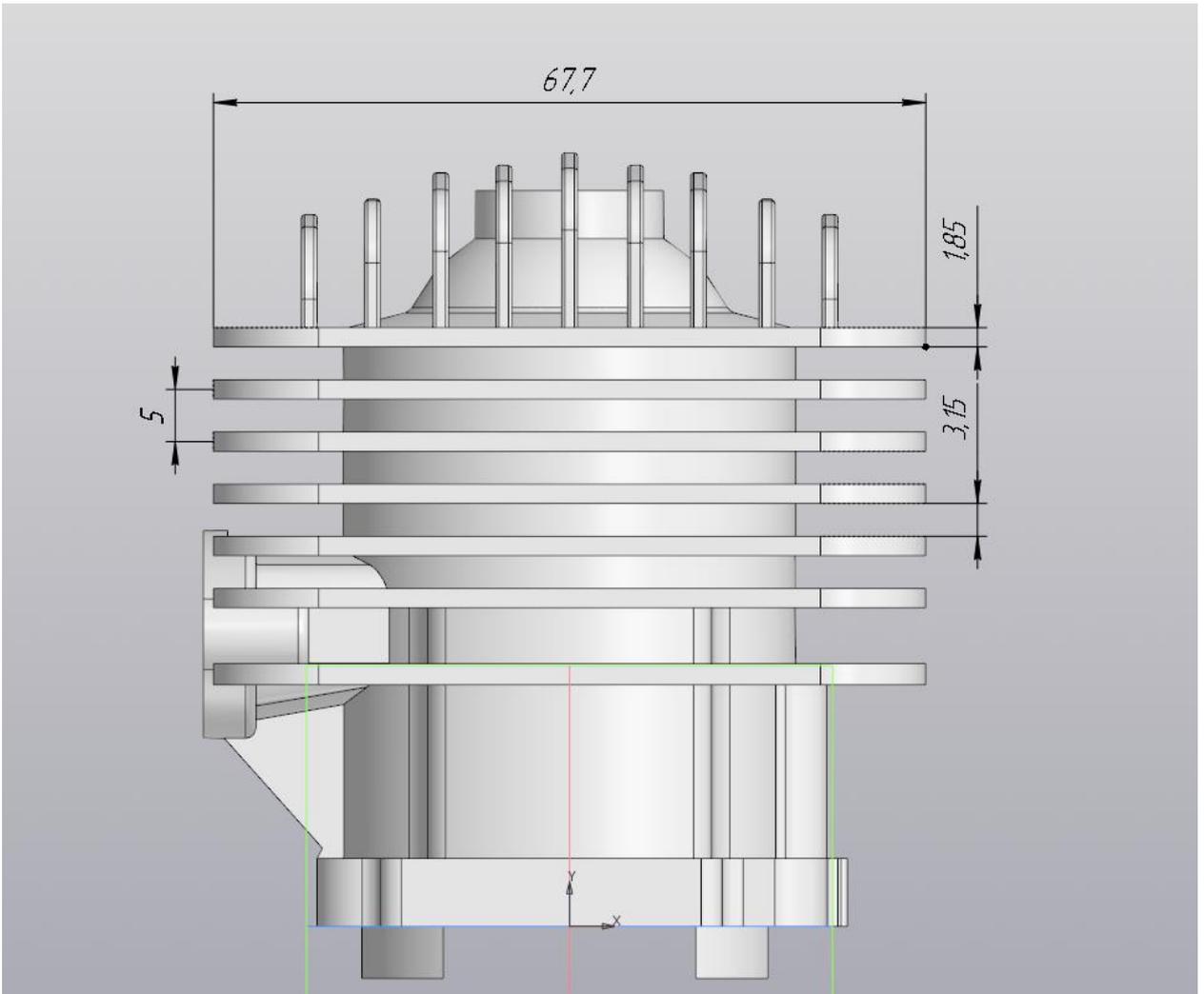


Рисунок 24 – 3D модель оребрѐнного цилиндра сделанная из алюминиевого сплава

## Заключение

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы был выполнен тепловой расчёт двигателя, где были получены основные мощностные и эффективные показатели, по которым были построены:

- Индикаторные диаграммы, показывающие изменение давления газов в цилиндре в зависимости от угла положения коленчатого вала, и диаграмма, демонстрирующая цикл работы двигателя путём отображения зависимости давления газов от объёма камеры сгорания.
- Внешняя скоростная характеристика двигателя, которая визуализирует изменение эффективной мощности двигателя, крутящего момента, КПД, эффективного, расхода топлива от оборотов коленчатого вала двигателя

Выполнение кинематического расчёта позволило определить изменение перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Динамический расчёт позволил оценить воздействие сил и моментов, образованных от газов и сил инерции на кривошипно-шатунный механизм двигателя.

В расчёте воздушной системы охлаждения двигателя были получены основные геометрические параметры системы охлаждения и значение КПД ребер, изготовленных из магниевого сплава с теплопроводностью 55 Вт/ м·К.

Сравнение масс цилиндров проектируемого двигателя сделанного из алюминиевого сплава АК-12 и литейного магниевого сплава, показало, что цилиндр, изготовленный из последнего варианта легче на 25% первого.

## Список используемой литературы и используемых источников

1. 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.
2. Баханов, Л.Е. Системы управления вооружением истребителей: Основы интеллекта многофункционального самолета [Электронный ресурс] / Л.Е. Баханов, А.Н. Давыдов, В.Н. Корниенко, В.В. Слатин. — Электрон, дан. — Москва: Машиностроение, 2015. — 400 с.
3. Бецков А.В. Анализ живучести беспилотного летательного аппарата / А.В. Бецков, И.В. Прокопьев //Надежность и качество сложных систем. – 2015. – №2.
4. Вибе, И.И. Методы уточненного теплового расчета двигателя / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 2015. - с.282.
5. Вырубов Д.Н и др. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд., переработанное и дополненное — М.; Машиностроение, 1983. — 372 с
6. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, 1974, 552 с
7. Ефимов, С.И. Поршневые силовые агрегаты: системы поршневых и комбинированных двигателей / С. И. Ефимов [и др.]; под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 2015.

8. Заикин А.Е.  
Авиационные двигатели. Конструкция и расчёт деталей / А.Е. Заикин, В.Г. Гаршин, А. Е. Воронцов. — Москва; Оборонгиз, 1941. — 612 с.
9. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1973. — 200 с
10. Зельдович В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1973. — 200 с
11. Имаметдинов Э. Ш., Валуева М. И. Композиционные материалы для поршневых двигателей (обзор), 2020. — 27 с
12. Кадегров С.Е. Авиационные аппараты отечественного производства // лесные массивы в XXI веке. Материалы третьей международной научно-практической интернет-конференции. — СПб.: СПбГЛТА, 2016. № 3, с. 144 149.
13. Кулешов А.С. Программа расчёта и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М., МГТУ им. Баумана, 2004. — 123 с
14. Кулешов А.С. Развитие методов расчёта и оптимизация рабочих процессов ДВС. М., МГТУ им. Баумана, 2011. — 235 с
15. Матвеевко, А.М. Самолеты и вертолеты. Том IV-21. Проектирование, конструкции и системы самолетов и вертолетов. Книга 2 [Электронный ресурс] / А.М. Матвеевко, А.И. Акимов, М.Г. Акопов, Н.В. Алексеев. — Электрон. дан. — Москва: Машиностроение, 2015. — 752 с.

16. Машиностроение. Энциклопедия: в 40 т. / гл. ред. К.В. Фролов (пред.) и др.— М.: Машиностроение, 2017.- Т. IV-14: Двигатели внутреннего сгорания. - 784с.
17. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С. Методика расчёта рабочего процесса КДВС на ЭВМ. // Известия ВУЗов. Машиностроение.1986. № 6. 235 с
18. Никифоров Н.А. БПЛА для инвентаризации, картирования и управления объектам и садово-паркового хозяйства // Лесные массивы России в XXI веке. Материалы первой международной научно-практической интернет-конференции. – СПб.: СПбГЛТА, 2017. № 1, с. 248-251.
19. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания», том 1: 2-е изд., перераб. и доп. - М, Машгиз, 2015. -396 с.
20. Орлин, А.С. ДВС: Расчет и конструирование поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /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, 2017. – с.384
21. Поспелов Д. Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением / Поспелов Дмитрий Разумникович. — 1971. 552 с
22. Мануал к эксплуатации испытуемой модели двигателя [Электронный ресурс]

URL: [http://planetahobby.ru/eshop/manuals/dl-engines/DLE-30\\_manual\\_rus.pdf](http://planetahobby.ru/eshop/manuals/dl-engines/DLE-30_manual_rus.pdf)

23. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания. — Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.

24. Смоленский В. В. Автомобильные двигатели: курс лекций / В. В. Смоленский — Тольятти: ТГУ, 2009 – 183 с.

25. SIPRI Arms Transfers Database [Электронный ресурс] URL: <https://www.sipri.org/search/node?keys=UAV>

26. Nils-Olof Nylund and Alex Lawson. Exhaust emissions from natural gas vehicles. IANGV Emission Report, pages 31–40, 2000.

27. R Ebrahimi and M Mercier. Experimental study of performance of spark ignition engine with gasoline and natural gas. International Journal of Engineering, 24(2010):65–74, 2010.

28. Lei Zhu, Zhuoyao He, Zhen Xu, Xingcai Lu, Junhua Fang, Wugao Zhang, and Zhen Huang. In-cylinder thermochemical fuel reforming (tfr) in a spark-ignition natural gas engine. Proceedings of the Combustion Institute, 2016.

29. Sukrut S Thipse, Shailesh B Sonawane, Ashwin FD'Souza, SD Rairikar, Kishor Kumar Kavathekar, and Neelkanth V Marathe. Injection strategies, optimization and simulation techniques on di cng technology. Technical report, SAE Technical Paper, 2015.

30. Jianjun Zheng, Zuohua Huang, Jinhua Wang, Bin Wang, Dezhong Ning, and Yingjia Zhang. Effect of compression ratio on cycle-by-cycle variations in a natural gas direct injection engine. Energy & Fuels, 23(11):5357–5366, 2009.

31. M Patel Nimit and AD Patel. Conversion of diesel engine to port injection cng engine using gaseous injector nozzle multi holes

geometries improvement: A review. *International Journal of Automotive Engineering*, 6(3):2220–2235, 2016.

32. VS Midhun, S Karthikeyan, S Krishnan, SD Rairikar, KP Kavathekar, SS Thipse, NV Marathe, et al. Development of cng injection engine to meet future euro-v emission norms for lcv applications. Technicalreport, SAE Technical Paper, 2011.