

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

Институт машиностроения

(институт, факультет)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль/специализация))

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Четырехтактный одноцилиндровый дизельный двигатель с  
воздушным охлаждением

Студент

А.Ш. Шобутолибов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Т.С. Анисифорова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

П.А. Корчагин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите  
Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

Тольятти 2019

## АННОТАЦИЯ

Повышение эффективности рабочего процесса дизельного двигателя является значимой и актуальной задачей. Поэтому в бакалаврской работе представлен способ повышения эффективности рабочего процесса дизельного двигателя с помощью применения неразделенной камеры сгорания с объемно пленочным смесеобразованием.

В бакалаврской работе проведена модернизация форкамерного дизельного двигателя. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка состоит из следующих разделов:

- Обоснование эффективности применения неразделенной камеры сгорания с объемно пленочным смесеобразованием в дизельных двигателях легковых автомобилей.
- Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя, где проведен расчет основных параметров проектируемого двигателя. Представлено сравнение внешней скоростной характеристики для базового и проектируемого двигателя.
- Кинематический расчет показывает изменение кинематических параметров поршневой группы.
- Динамический расчет, где определяются силы и нагрузки, действующие в кривошипно-шатунном механизме, а также условия для уравнивания двигателя.
- Расчет основных деталей двигателя, состоящий из расчета наиболее нагруженных элементов ДВС, а именно из расчета поршневой группы, расчет шатунной группы и расчета коленчатого вала.
- В разделе специальной части, проведен анализ конструкции спроектированного двигателя.

Графическая часть работы содержит 8 листов формата А1, это чертежи конструкции спроектированного двигателя и материал иллюстрирующий эффективность проведенной модернизации.

## ABSTRACT

Increasing the efficiency of the working process of a diesel engine is a significant and urgent task. Therefore, in the bachelor's work a method is presented to increase the efficiency of the working process of a diesel engine by using an undivided combustion chamber with a bulk film-forming mixture.

In the bachelor's work, the forehearth diesel engine was modernized. Bachelor's work consists of an explanatory note and a graphic part. The explanatory note consists of the following sections:

- Rationale for the effectiveness of the use of an undivided combustion chamber with volumetric film mixing in diesel engines of cars.
- Thermal calculation and heat balance of the engine, where the calculation of the main parameters of the engine being designed. A comparison of the external speed characteristic for the basic and projected engine is presented.
- Kinematic calculation shows the change in the kinematic parameters of the piston group.
- Dynamic calculation, where the forces and loads acting in the crank mechanism are determined, as well as the conditions for balancing the engine.
- Calculation of the main engine parts, consisting of the calculation of the most loaded elements of the ICE, namely, from the calculation of the piston group, the calculation of the connecting rod group and the calculation of the crankshaft.
- In the section of the special part, the design of the engine designed is analyzed.

The graphic part of the work contains 8 sheets of A1 format, these are the drawings of the designed engine design and the material illustrating the effectiveness of the modernization carried out.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Применение малолитражных дизельных двигателей.....	7
1.1 Как работает одноцилиндровый четырехтактный двигатель.....	7
1.2 Какие капризы имеет одноцилиндровый дизельный двигатель.....	9
1.3 Сгорание в дизельном двигателе.....	10
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя .....	14
3 Расчет кинематики двигателя .....	24
4 Динамический расчет двигателя.....	26
4.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ.....	26
4.2 Расчет уравновешивающего механизма .....	32
5 Расчет деталей и механизмов двигателя .....	39
5.1 Расчет поршня .....	39
5.2 Расчет поршневого пальца .....	41
5.3 Расчет стержня шатуна .....	43
5.4 Расчет поршневого кольца .....	46
5.5 Расчет газораспределения двигателя (впускные клапаны) .....	48
Заключение .....	55
Список используемых источников.....	56

## ВВЕДЕНИЕ

Дизельные двигатели занимают важное место в автомобильной промышленности благодаря высокому тепловому КПД и вырабатываемой мощности.

В настоящее время дизельные двигатели мощностью до 10 кВт (одно- и двухцилиндровые, также называемые малыми дизелями) являются одними из самых распространенных видов двигателей. Они практически незаменимы и применяются как автономные, компактные, мобильные, экономичные и недорогие источники питания для электрогенераторов, строительных машин и другого оборудования.

Небольшие дизели все еще оснащены примитивными механически управляемыми системами подачи топлива, разработанными более 30 лет назад. Эти системы включают топливный насос высокого давления (HPFP), приводимый в движение коленчатым валом, топливной магистралью высокого давления и пружинным инжектором.

Дизельные двигатели имеют более высокие коэффициенты сжатия топлива по сравнению с карбюраторными двигателями. Из-за высокой степени сжатия дизельный двигатель вырабатывает больше тепла за каждый рабочий цикл. Чтобы обеспечить эту более высокую тепловую мощность, стенка цилиндра двигателя будет отмечена по сравнению с стенкой бензинового двигателя.

Система охлаждения в бензиновых и дизельных двигателях играет важную роль в поддержании требуемой температуры охлаждающей жидкости для повышения производительности двигателя.

Если температура двигателя во время работы становится слишком высокой, то может произойти непроизвольное сгорание топливно-воздушной смеси, что приведет к ухудшению экономии топлива и механическим повреждениям деталей двигателя. Приблизительно 25% от общей химической энергии топлива, преобразованной в процессе сгорания, теряется в системе

охлаждения. В результате система охлаждения должна выдерживать значительные тепловые нагрузки при работе в условиях окружающей среды. Система охлаждения также потребляет часть мощности коленчатого вала.

Система охлаждения предназначена для отвода отработанного тепла, полученного в результате этой реакции горения. Отведенное тепло - это тепло, которое двигатель не может преобразовать в полезную механическую энергию. Таким образом, система охлаждения дизельного двигателя нуждается в повышении КПД, чтобы обеспечить необходимую долговечность работы ДВС.

Охлаждающая жидкость, используемая в современных двигателях, обычно является только водой или этиленгликолем, смешанным с водой. Такие теплоносители характеризуются низкими параметрами теплопроводности и теплопередачи.

# 1 Применение малолитражных дизельных двигателей

## 1.1 Как работает одноцилиндровый четырехтактный двигатель

Эти моторы распространены довольно широко как в автомобилях, так и в других транспортных средствах, таких как мотоциклы, тракторы, мопеды. Кроме того, в Китае выпускают одноцилиндровые движки объемом 1,03 литра, которые применяются для привода тяжелых мотоблоков. Главными достоинствами можно назвать наименьшее отношение площади цилиндра к рабочему объему, поэтому потери тепла минимальные, а индикаторный КПД достаточно высокий.

Дизельные двигатели работают по принципу воспламенения от сжатия. Воспламенение происходит без помощи искры, в отличие от бензиновых двигателей. В дизельных двигателях топливо впрыскивается непосредственно в цилиндр к концу такта сжатия, где оно автоматически воспламеняется из-за высокой температуры и давления сжатого воздуха. Более подробная информация о дизельном цикле приведена в следующем разделе. Дизельный двигатель был изобретен Рудольфом Дизелем в 1893 году.

Четырехтактный цикл дизельного двигателя показан на рис. 2-1. Первый ход - это ход впуска (А), когда поршень движется вниз и впускные клапаны открываются, что позволяет воздуху поступать в цилиндр.

В такте сжатия (В) впускные клапаны закрываются, и движение поршня вверх сжимает воздух, увеличивая температуру и давление внутри цилиндра. Когда поршень достигает своего наивысшего положения, жидкое топливо впрыскивается в цилиндр из топливной форсунки. Инжектор часто расположен в центре головки цилиндров в дизельных двигателях. Более подробная информация относительно инжектора будет дана в 2.2.2. Затем топливо самовоспламеняется из-за высокой температуры сжатого воздуха, и в результате сгорания выделяется химическая энергия (тепло).

В такте расширения (С) химическая энергия, выделяемая при сгорании, преобразуется в работу. Во время сгорания давление в цилиндре увеличивается

и толкает поршень вниз, что обеспечивает механическую работу. Обычно образование загрязняющих веществ происходит, как только процесс сгорания начинается и продолжается во время такта расширения. Более подробная информация, связанная с образованием этих выбросов, приведена в разделе 2.2.3.

Наконец, в такте выпуска (D) поршень начинает двигаться вверх, и это движение поршня выталкивает выхлопные газы из цилиндра двигателя через открытые выпускные клапаны. Затем отработавший газ можно использовать в других системах, таких как турбоагрегат. Он также может быть использован для рециркуляции выхлопных газов (EGR).

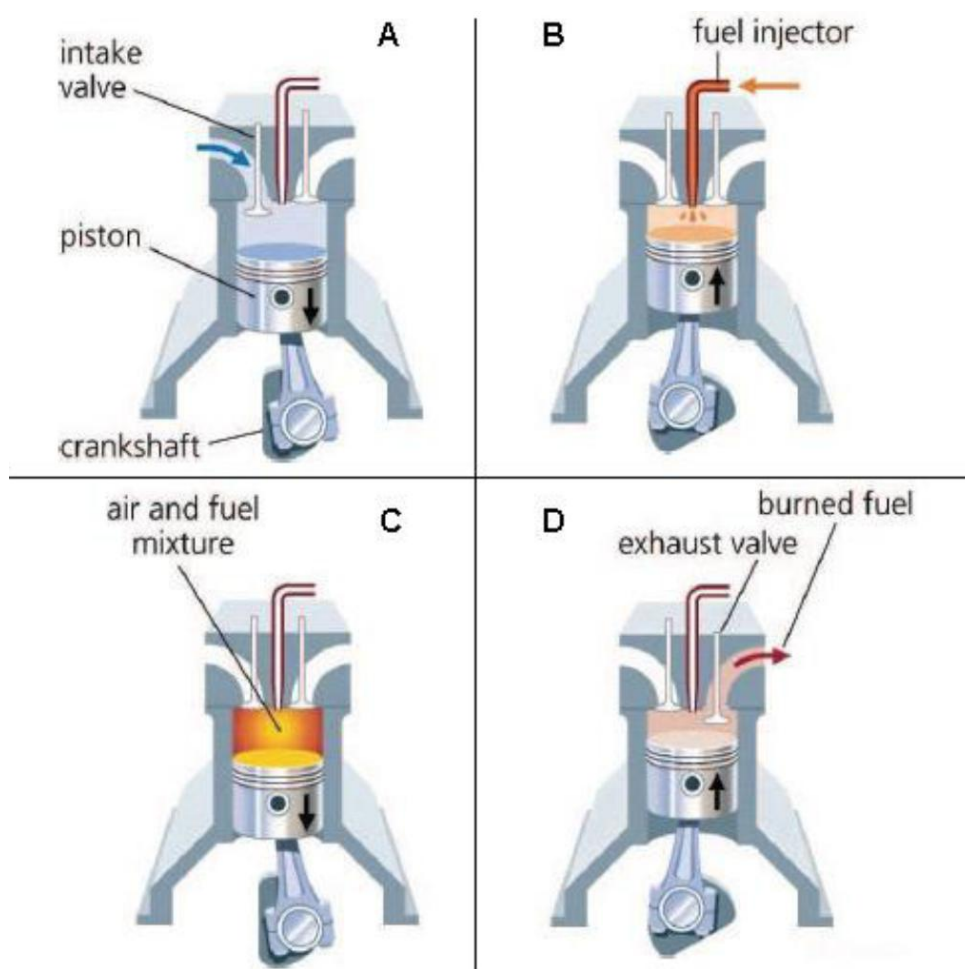


Рисунок 1.1 - Четырехтактный цикл дизельного двигателя

Устройство одноцилиндрового дизельного двигателя, впрочем, как и бензинового, заключается в следующем. Всего у таких двигателей четыре



такта, первый такт отвечает за впуск. Изначально поршень занимает позицию в верхней предельной или мертвой точке (ВМТ), а коленчатый вал, поворачиваясь на 180 градусов, перемещает его в самую нижнюю точку, тоже называемую мертвой (НМТ). Кроме этого открывается и впускной клапан, а благодаря разрежению, образовавшемуся в цилиндре, в него буквально засасывается горючая смесь, которая, перемешавшись с оставшимися в нем продуктами сгорания, образует рабочую смесь.

Во время следующего такта – сжатия, поршень возвращается обратно в ВМТ, в данный промежуток оба клапана находятся в закрытом положении, что способствует сжатию рабочей смеси, а, следовательно, скачку вверх температуры и давления. Далее идет рабочий ход (третий такт) от искры, создаваемой свечами, происходит воспламенение и сгорание смеси, также приводящее к резкому повышению этих показателей.

Поршень опускается и толкает шатун, который, совершая вращательное движение, воздействует на коленчатый вал. В этот момент и происходит преобразование тепловой энергии в так нам необходимую механическую. Также открывается выпускной клапан, это приводит к снижению температуры и давления. Последний же такт отвечает за выпуск отработанных газов через выпускной клапан в глушитель и затем в атмосферу.

## 1.2 Какие капризы имеет одноцилиндровый дизельный двигатель

Так как одноцилиндровый дизельный двигатель во время работы создает высокие температуры, то его трущиеся детали, создающие пары, нуждаются в охлаждении и хорошей смазке. А зазоры между ними необходимо периодически промывать, дабы удалить ненужные продукты механического износа. Кроме того, масло еще и обеспечивает отвод тепла от нагруженных поверхностей. Отсюда следует, что поддерживать хороший уровень качественного масла в таком автомобиле необходимо.

Чтобы не допустить перегрев труженика и вовремя охладить элементы головок движка и гильзы цилиндров, применяют дополнительно систему охлаждения, она может быть, как воздушной, так и жидкостной. В данных системах устанавливают термостаты, чтобы обеспечить стабильную рабочую температуру. Когда все эти узлы работают четко, ваша машина выдает максимально эффективную жизнедеятельность, пользоваться – одно удовольствие. Но отсюда можно сказать и о существенном дискомфорте при каких-либо поломках, это становится заметно резко.

Дизельные двигатели более экономичны, неприхотливы и, несмотря на неприятный запах выхлопа, экологически более чисты, чем бензиновые. К сожалению, до последнего времени компактные дизели встречались очень редко. Тульские машиностроители создали одноцилиндровый дизельный двигатель ТМЗ-450Д, который можно применять в малогабаритных транспортных средствах, сельскохозяйственной и коммунальной технике. Оснащенный генератором двигатель удобно использовать в качестве автономного устройства электропитания.

Двигатель весит всего около 60 кг и развивает мощность до 8 кВт (11 л. с.). При полной загрузке он потребляет в час менее 2,5 л горючего, то есть стоимость 1 кВт.ч энергии при нынешних ценах на дизельное топливо составляет около 3 рублей

### 1.3 Сгорание в дизельном двигателе

Происходит несколько процессов, которые также должны быть кратко упомянуты здесь, так как они влияют на горение.

Во время сжатия заряд в цилиндре часто демонстрирует вихревое движение. Количество завихрителей зависит от конструкции впускного отверстия. Поток также турбулентный.

Топливо поступает в цилиндр из-за очень высокого давления (между 1000-2000 бар) системы впрыска через маленькие отверстия форсунки на

наконечнике топливной форсунки. Впрыскиваемое топливо распадается на мелкие капельки и проникает в цилиндр, где оно испаряется. На рисунке 1.2 показано сгорание топлива, которое впрыскивается через четыре отверстия инжектора из центра головки цилиндров.

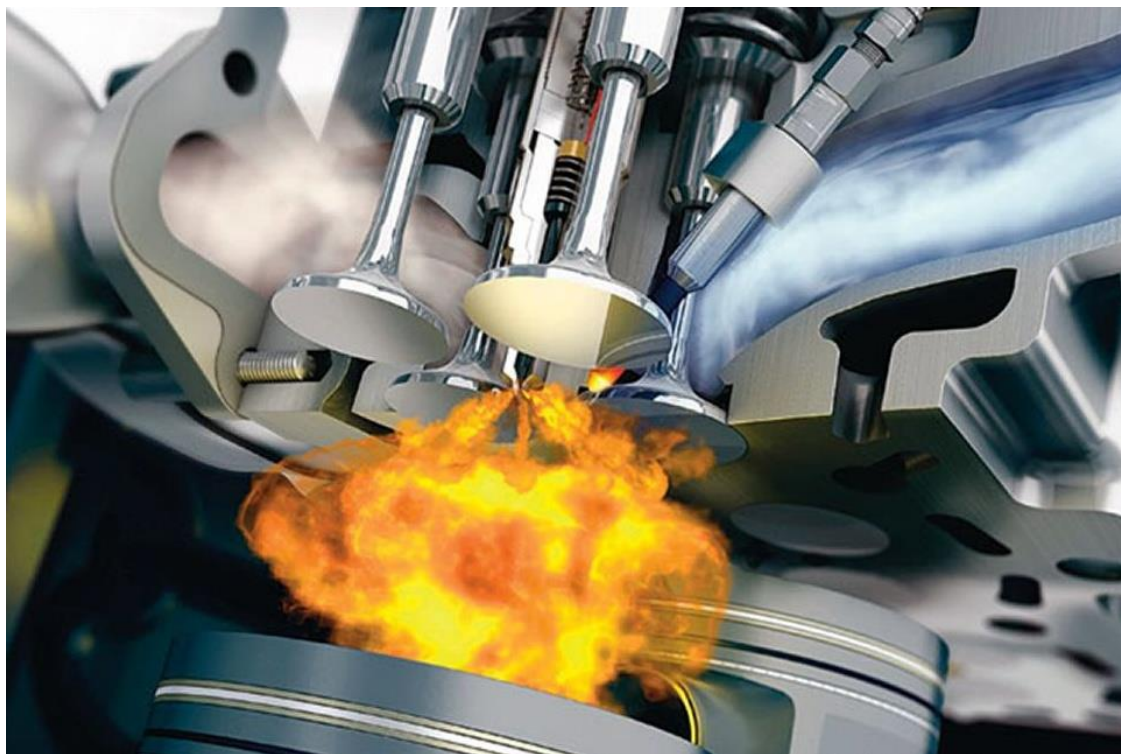


Рисунок 1.2 - Дизельный двигатель внутреннего сгорания с четырьмя клапанами

У ХРІ (впрыск сверхвысокого давления) подача топлива и давление впрыска могут быть установлены независимо от частоты вращения двигателя. Эта система постоянно регулируется для адаптации к изменяющимся скоростям и нагрузкам. Он использует до трех точно рассчитанных впрыскиваний топлива для повышения производительности и экономии - при одновременном снижении вредных выбросов - на каждом цикле [12].

Событие, при котором впрыскивается топливо, часто называют началом впрыска (SOI). Обычно выражается в градусах угла поворота коленчатого вала (CAD) относительно ВМТ. Электрический SOI часто указывается легко измеряемым параметром, таким как время, в которое электрический сигнал от ECU отправляется на инжектор.

После того как жидкое топливо поступает в систему с высокой скоростью, капли топлива испаряются и испаряются. Этот первый процесс является эндотермическим. Он соответствует испарению впрыскиваемого жидкого топлива и поглощает тепло из системы. Затем топливо начинает смешиваться с кислородом без какого-либо сгорания. После этого эндотермического процесса происходит экзотермическая реакция, при которой топливовоздушная смесь воспламеняется. На этот процесс воспламенения влияют кислород, содержание остаточных газов, температура и давление. Стоит отметить, что процесс воспламенения представляет собой сложное явление, включающее низкотемпературную (около 300-1000 К) химию. После процесса воспламенения наблюдается обычное сгорание дизеля. В действительности эти процессы могут происходить одновременно и конкурировать. Обычное сгорание дизельного топлива часто называют диффузионным пламенем, которое приводится в действие распылением. В 1997 году Джон Дек представил концептуальную модель квазистационарной модели сгорания дизеля, основанную на лазерной визуализации [13], показанную на рисунке 1.3. В этой модели самовоспламенение не изображено, и, следовательно, модель соответствует событию, когда распыление и сгорание считаются квазистационарными - например, в середине события впрыска.

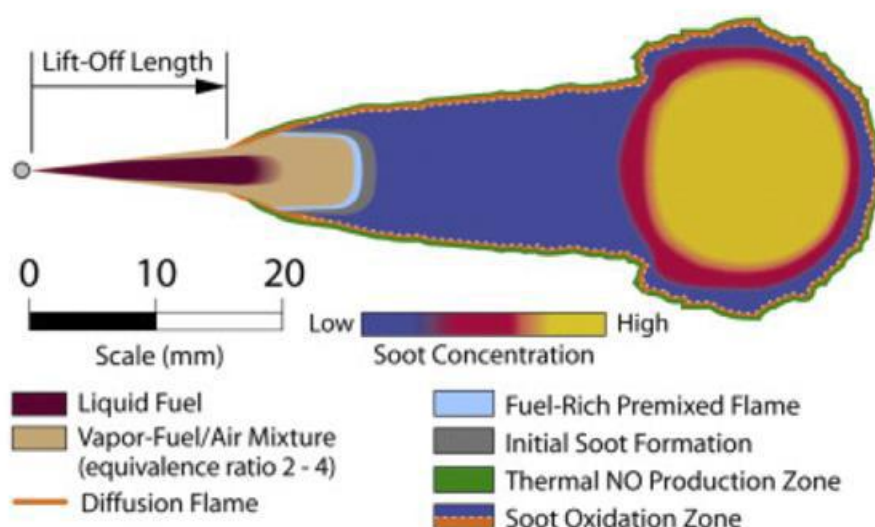


Рисунок 1.3 - Неперемешанное пламя турбулентного горения

Вышеупомянутые инъекция, выпаривание и смешивание изображены в коричневых и темно-коричневых областях на рисунке 1.3. Когда топливо и окружающий воздух смешаны, образуется предварительно смешанная смесь. В центре брызг (синяя область) он будет гореть как предварительно смешанное пламя. Поскольку отношение эквивалентности является высоким (ограниченное количество воздуха), это обогащенное топливом предварительно смешанное пламя. Следует отметить, что если коэффициент эквивалентности слишком высок в этой области, смесь не будет гореть. Неполное сгорание приведет к образованию СО и несгоревшего топлива. Также в этом регионе наблюдается образование сажи (серая область). Процесс образования и окисления сажи (фиолетовая и оранжевая области) показан на рисунке 1.3. Шлейф пламени (фронт основного пламени) соответствует не смешанному пламени (оранжевая линия). Это означает, что топливо (включая СО и несгоревший углеводород) и воздух не смешиваются перед реакцией. Они будут смешиваться и гореть на фронте пламени. Вот почему сгорание дизельного топлива состоит в основном из диффузионного пламени, также называемого смешанным контролируемым сгоранием. Фронты пламени, предварительно смешанные или предварительно не смешанные, можно определить по наличию радикала ОН.

Расстояние между инжектором и первой встреченной областью реакции сгорания называется длиной отрыва. В зависимости от условий окружающей среды и характеристики впрыска отрыв будет отличаться, поскольку он определяется химической кинетикой (самовоспламенение) и / или динамикой потока (тройное пламя).

## 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Проведем тепловой расчет по методике Гринивецкого-Мазинга [7] для частоты вращения коленчатого вала:  $n_{\min} = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_M = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_N = 4100 \text{ мин}^{-1}$ .

Дизельное топливо состоит из следующих элементов:

$$C=0,870; H=0,126; O=0,004$$

Низшее количество теплоты, выделяемое при сгорании единицы топлива:

$$\begin{aligned} H_u &= 33,91C + 125,60H - 10,89(O-S) - 2,51(9H+W) = \\ &= 33,91 \cdot 0,87 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot 0,004 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,126 = 42,44 \text{ МДж/кг} = 42 \text{ 440} \\ &\text{кДж/кг.} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,5 \frac{\text{кмольвозд}}{\text{кгтопл}} \quad (2.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кгвозд}}{\text{кгтопл}} \quad (2.3)$$

Количество ново подготовленной смеси

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,4 \cdot 0,5 = 0,7 \frac{\text{кмольпр.сг}}{\text{кгтопл}} \quad (2.4)$$

Продукты сгорания, выраженные в виде отдельных компонентов

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,073 \frac{\text{кмоль}CO_2}{\text{кгтопл}} \quad (2.5)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \frac{\text{кмоль}H_2O}{\text{кгтопл}} \quad (2.6)$$

$$M_{O_2} = 0,208L_0 \cdot (\alpha - 1) = 0,208 \cdot 0,5 \cdot (1,4 - 1) = 0,042 \frac{\text{кмоль}O_2}{\text{кгтопл}} \quad (2.7)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,4 \cdot 0,5 = 0,554 \frac{\text{кмоль}N_2}{\text{кгтопл}}$$

Сумма продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0.073 + 0.063 + 0.042 + 0,554 = 0,732 \frac{\text{кмоль}}{\text{кгтолл}} \quad (2.8)$$

Проверка:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.208)L_0 = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + (1,4 - 0.208)0.5 = 0,732 \frac{\text{кмоль}}{\text{кгтолл}}$$

Молекулярный состав изменяется согласно коэффициенту:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,732}{0,75} = 1,046 \quad (2.9)$$

Количества вещества рабочего тела:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0,732 - 0,75 = 0,032 \quad (2.10)$$

Температура и давление окружающей среды:

$$T_k = T_o = 293 \text{ K}$$

$$P_k = P_o = 0,1 \text{ МПа}$$

Температура газов, оставшихся в цилиндре:

$$\text{Примем } T_\Gamma = 760 \text{ K}$$

Давление газов, оставшихся в цилиндре

$$p_r = 1,2 \cdot p_0 = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12 \text{ МПа}$$

Температура подогрева свежего заряда на номинальном скоростном режим, примем  $\Delta T = 12^\circ\text{C}$

Плотность воздуха:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_B \cdot T_k} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ кг/м}^3 \quad (2.11)$$

где  $R_B = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$  - выбранное значение удельной газовой константы для воздуха.

Потери давления на впуске:

$$\beta^2 + \xi_{\text{ВП}} = 3,2 \text{ и } \omega_{\text{ВП}} = 85 \text{ м/с},$$

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{\text{ВП}}) \cdot \frac{\omega_{\text{ВП}}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta p_a = 3,2 \cdot \frac{85^2}{2} \cdot 1,189 \cdot 10^{-6} = 0,014 \text{ МПа} \quad (2.12)$$

Давление в конце впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p = 0,1 - 0,014 = 0,086 \text{ МПа} \quad (2.13)$$

Коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}$$

$$\gamma_r = \frac{293 + 12}{760} \cdot \frac{0,12}{17,5 \cdot 0,086 - 0,12} = 0,032 \quad (2.14)$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 12 + 0,032 \cdot 760}{1 + 0,032} = 319 \text{ К} \quad (2.15)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)}$$

$$\eta_V = \frac{17,5}{17,5 - 1} \cdot \frac{0,086}{0,1} \cdot \frac{293}{319 \cdot (1 + 0,032)} = 0,812 \quad (2.16)$$

Давление и температура в конце такта сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n1} = 0,086 \cdot 17,5^{1,370} = 4,340 \text{ МПа} \quad (2.17)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n1-1} = 319 \cdot 17,5^{1,370-1} = 920 \text{ К} \quad (2.18)$$

Средняя мольная теплоёмкость в конце такта сжатия

а) свежей смеси (воздуха)

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 647 = 22,307 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (2.19)$$

где  $t_c = T_c - 273 \text{ } ^\circ\text{C} = 920 - 273 = 647 \text{ } ^\circ\text{C}$

б) газов, оставшихся в цилиндре

при температуре =  $647 \text{ } ^\circ\text{C}$  и коэффициенте наполнения = 1,4:

$$(mc_V^{//})_{t_0}^{647} = 24,127 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (2.20)$$



в) рабочей смеси

$$\begin{aligned} (mc_V')_{i_0}{}^{t_c} &= \frac{1}{1 + \gamma_{\Gamma}} \left[ (c_V)_{i_0}{}^{t_c} + \gamma_{\Gamma} \cdot (c_V'')_{i_0}{}^{t_c} \right] = \\ &= \frac{1}{1 + 0,032} \cdot [22,307 + 24,127 \cdot 0,032] = 22,363 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_{\Gamma}}{1 + \gamma_{\Gamma}} = \frac{1,046 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,045 \quad (2.22)$$

Теплота сгорания смеси:

$$H_{\text{раб.см.}} = \frac{H_U}{M_1 \cdot (1 + \gamma_{\Gamma})} = \frac{42440}{0,70 \cdot (1 + 0,032)} = 58749 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} \quad (2.23)$$

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} (mc_V'')_{i_0}{}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} (M_{CO_2} (mc_{V_{CO_2}}'')_{i_0}{}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{V_{H_2O}}'')_{i_0}{}^{t_z} + \\ &+ M_{O_2} (mc_{V_{O_2}}'')_{i_0}{}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{V_{N_2}}'')_{i_0}{}^{t_z}) \\ (mc_V'')_{i_0}{}^{t_z} &= \frac{1}{0,732} \cdot [0,073 (39,123 + 0,003349 t_z) + 0,063 (26,67 + 0,004438 t_z) + \\ &+ 0,042 (23,723 + 0,00155 t_z) + 0,554 (21,951 + 0,001457 t_z)] = \\ &= 24,171 + 0,001908 t_z \left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right] \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$(mc_p'')_{i_0}{}^{t_z} = (mc_V'')_{i_0}{}^{t_z} + 8,315 = 32,486 + 0,001908 t_z \quad (2.25)$$

На степень повышения давления принимается  $\lambda = 1,6$ .

Коэффициент использования теплоты задаем исходя из рекомендаций, представленных в литературе.

Определение температуры в конце видимого процесса сгорания

$$\begin{aligned} \xi_Z \cdot H_{\text{раб.см.}} + ((mc_V')_{i_0}{}^{t_c} + 8,315 \lambda) \cdot t_c + 2270 (\lambda - \mu) &= \mu (mc_p'')_{i_0}{}^{t_z} \cdot t_z \\ 0,8 \cdot 58749 + (22,363 + 8,315 \cdot 2) \cdot 647 + 2270 (2 - 1,045) &= 1,045 \cdot (32,486 + 0,001908 t_z) \cdot t_z \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$t_z = \frac{-33,948 + \sqrt{33,948^2 + 4 \cdot 0,001908 \cdot 74396}}{2 \cdot 0,001908} = 1965^{\circ}\text{C} = 2238\text{K} \quad (2.27)$$

Наибольшее значение давления, достигаемое в процессе сгорания

$$p_z = \lambda \cdot p_c = 2 \cdot 4,340 = 8,680 \text{ МПа} \quad (2.28)$$

Предварительное увеличение объема описывается формулой:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,045 \cdot 2238}{2 \cdot 920} = 1,271 \quad (2.29)$$

Степень дальнейшего нарастания объема:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17,5}{1,271} = 13,77 \quad (2.30)$$

Температура и давление в конце такта расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8,680}{13,77^{1,272}} = 0,309 \text{ МПа} \quad (2.31)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2238}{13,77^{1,272-1}} = 1097 \text{ К} \quad (2.32)$$

Рассчитанная до этого температура газов, оставшихся в цилиндре проходит проверку:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1097}{\sqrt[3]{\frac{0,309}{0,12}}} = 777 \quad (2.33)$$

$$\Delta T_r = 100 \cdot (777 - 760) / 777 = 2,2\% \quad (2.34)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (2.35)$$

$$p'_i = \frac{4,340}{17,5 - 1} \left[ 2(1,271 - 1) + \frac{2 \cdot 1,271}{1,272 - 1} \left( 1 - \frac{1}{13,77^{1,272-1}} \right) - \frac{1}{1,370 - 1} \left( 1 - \frac{1}{17,5^{1,370-1}} \right) \right] = 0,932$$

Средне значение индикаторного давления:

$$p_i = \varphi_u \cdot p'_i = 0,95 \cdot 0,932 = 0,885 \text{ МПа} \quad (2.36)$$

Индикаторный КПД и удельный расход топлива:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{M_1 p_i T_k}{p_k \eta_V H_u} = 8,314 \cdot \frac{0,70 \cdot 0,885 \cdot 293}{0,1 \cdot 0,812 \cdot 42440} = 0,440 \quad (2.37)$$

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,440} = 193 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (2.38)$$

Среднее значение давления, вызываемое наличием механических потерь

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{n.cр.} \quad (2.39)$$

Средняя величина скорости поршня выбирается 10,0м/с

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot 10 = 0,207 \text{ МПа} \quad (2.41)$$

Среднее значение давления и механического КПД:

$$p_e = p_i - p_m = 0,885 - 0,207 = 0,678 \text{ МПа} \quad (2.42)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,678}{0,885} = 0,766 \quad (2.43)$$

Вычисление удельного значения расхода топлива и эффективного КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,440 \cdot 0,766 = 0,337 \quad (2.44)$$

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{42,44 \cdot 0,337} = 252 \frac{г}{кВт \cdot ч} \quad (2.45)$$

Рабочий объем:

$$V_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot n} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 10}{0,678 \cdot 3500} = 0,506 \text{ л} \quad (2.46)$$

Диаметр цилиндра двигателя:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S / D}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,506}{3,14 \cdot 1,05}} = 84,9 \text{ мм} \quad (2.48)$$

Хода поршня:

$$S = D \cdot S / D = 84,9 \cdot 1,05 = 89,2 \text{ мм} \quad (2.49)$$

Окончательно принимаются параметры: D = 85мм и S = 90мм.

По принятым окончательно параметрам диаметра и хода поршня рассчитываются следующие характеристики:

Средняя скорость поршня

$$v_{n.расч} = \frac{S \cdot n}{30000} = \frac{90 \cdot 3500}{30000} = 10,5 \frac{м}{с} \quad (2.50)$$

Отклонение от ранее принятого

$$\Delta v_n = \frac{v_{n.расч} - v_{n.прин}}{v_{n.расч}} \cdot 100 = \frac{10,5 - 10,0}{10,5} \cdot 100 = 4,76\% \quad (2.51)$$

Площадь поршня

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 85^2}{4000000} = 0,005672 \text{ м}^2 \quad (2.52)$$

Литраж двигателя

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{3,14 \cdot 85^2 \cdot 90 \cdot 1}{4 \cdot 10^6} = 0,510 \text{ л} \quad (2.53)$$

Мощность двигателя

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{0,678 \cdot 0,510 \cdot 3500}{30 \cdot 4} = 10,1 \text{ кВт} \quad (2.54)$$

Крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \cdot \frac{10,1}{3500} = 27,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.55)$$

Расход топлива часовой

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 10,1 \cdot 252 \cdot 10^{-3} = 2,545 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \quad (2.56)$$

Литровая мощность

$$N_l = \frac{N_e}{V_l} = \frac{10,1}{0,510} = 19,8 \frac{\text{кВт}}{\text{л}} \quad (2.57)$$

Тепловой баланс двигателя рассчитывался при курсовом проектировании и здесь представлен только его график на рисунке 1.3.

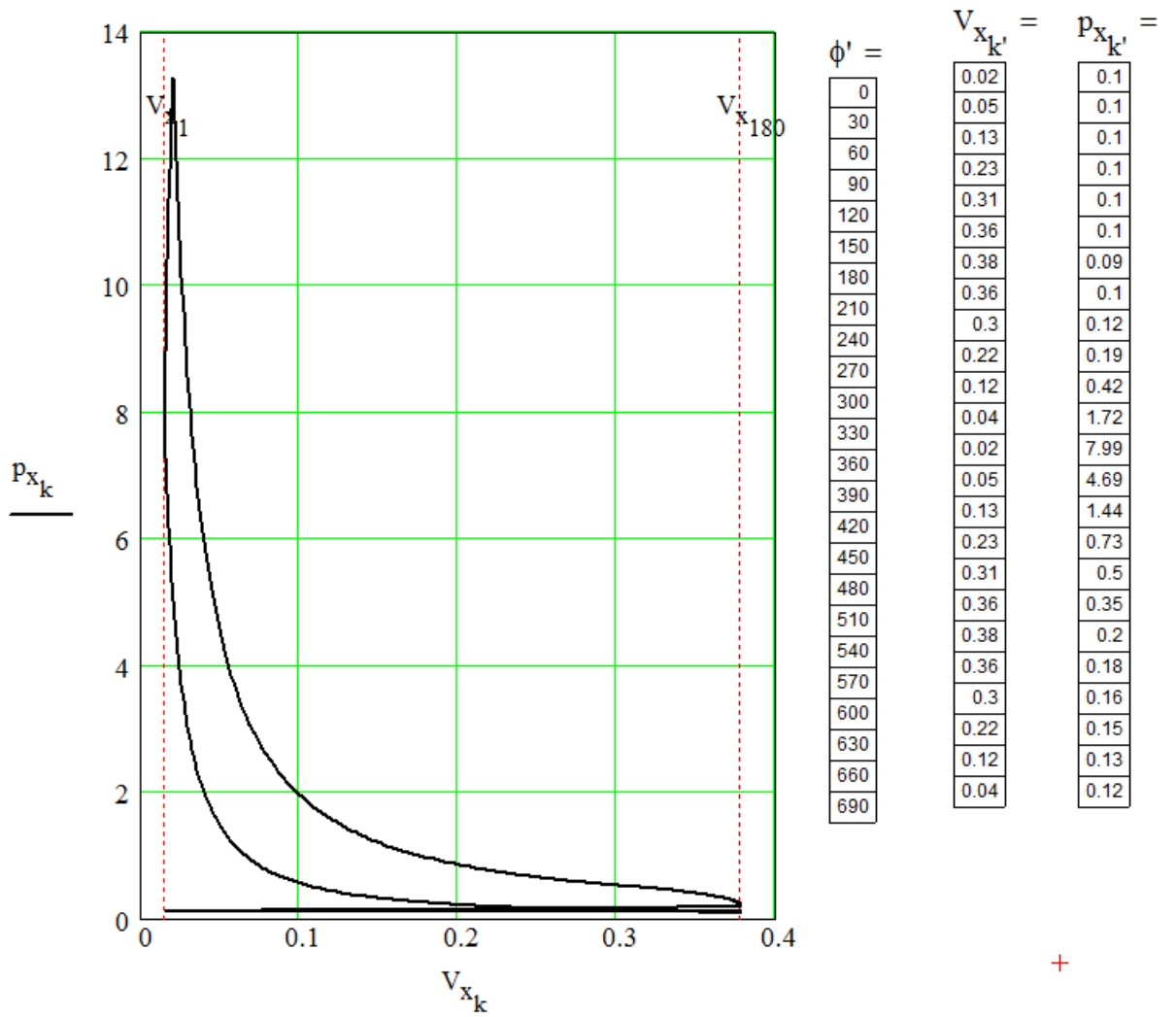


Рисунок 2.1 – Индикаторное давление двигателя при частоте вращения 3000 мин<sup>-1</sup>

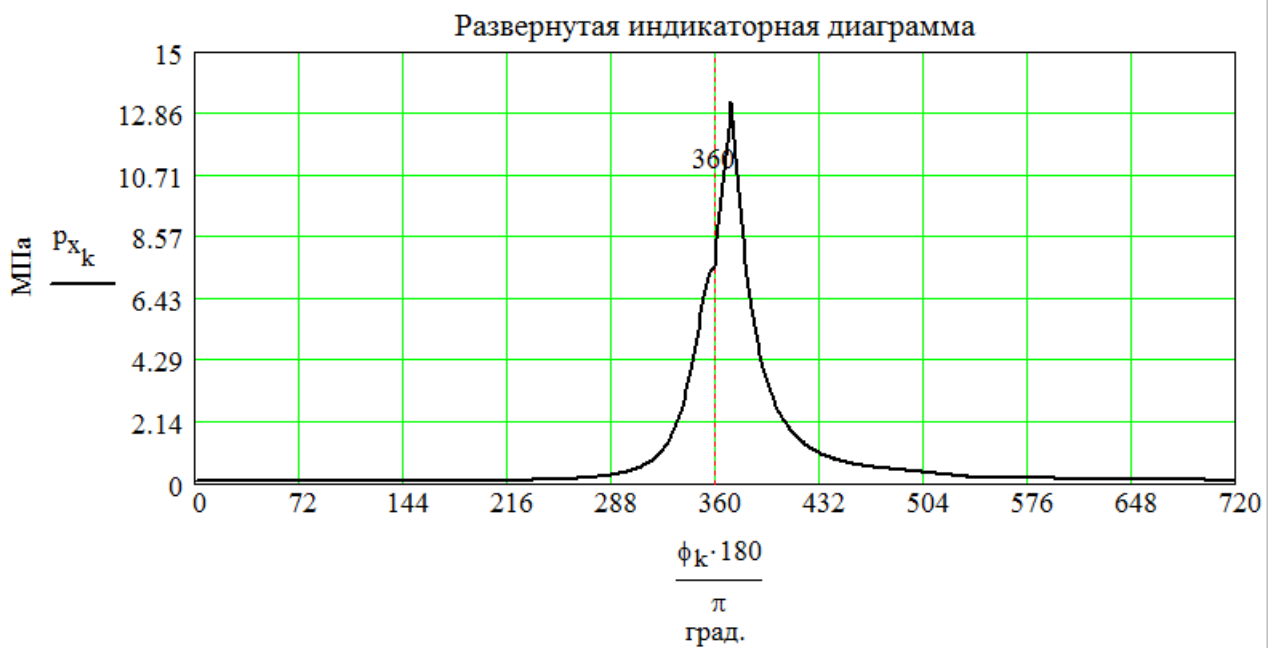


Рисунок 2.2 – Индикаторное давление двигателя при частоте вращения 3000

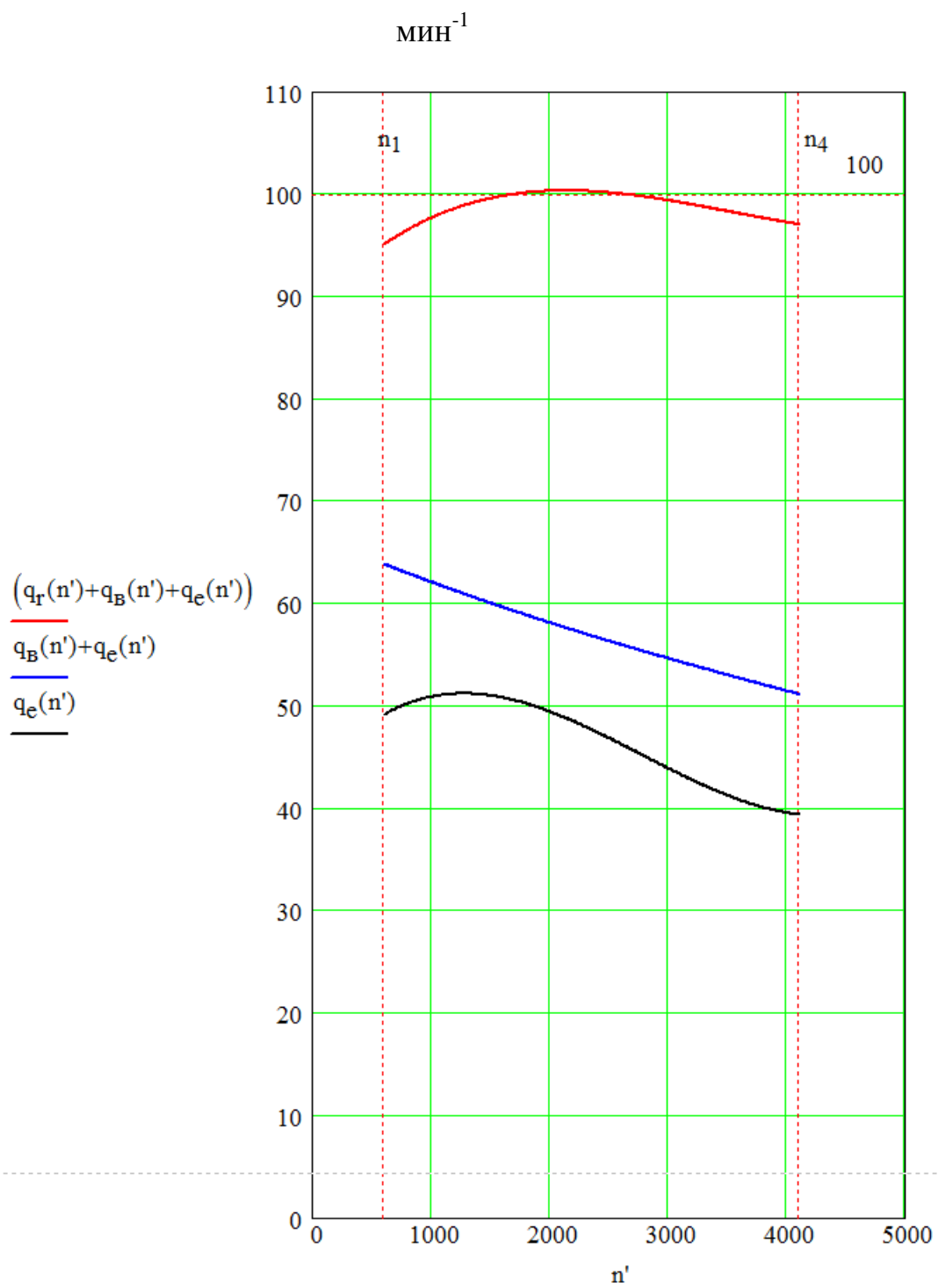


Рисунок 2.3 – Тепловой баланс двигателя

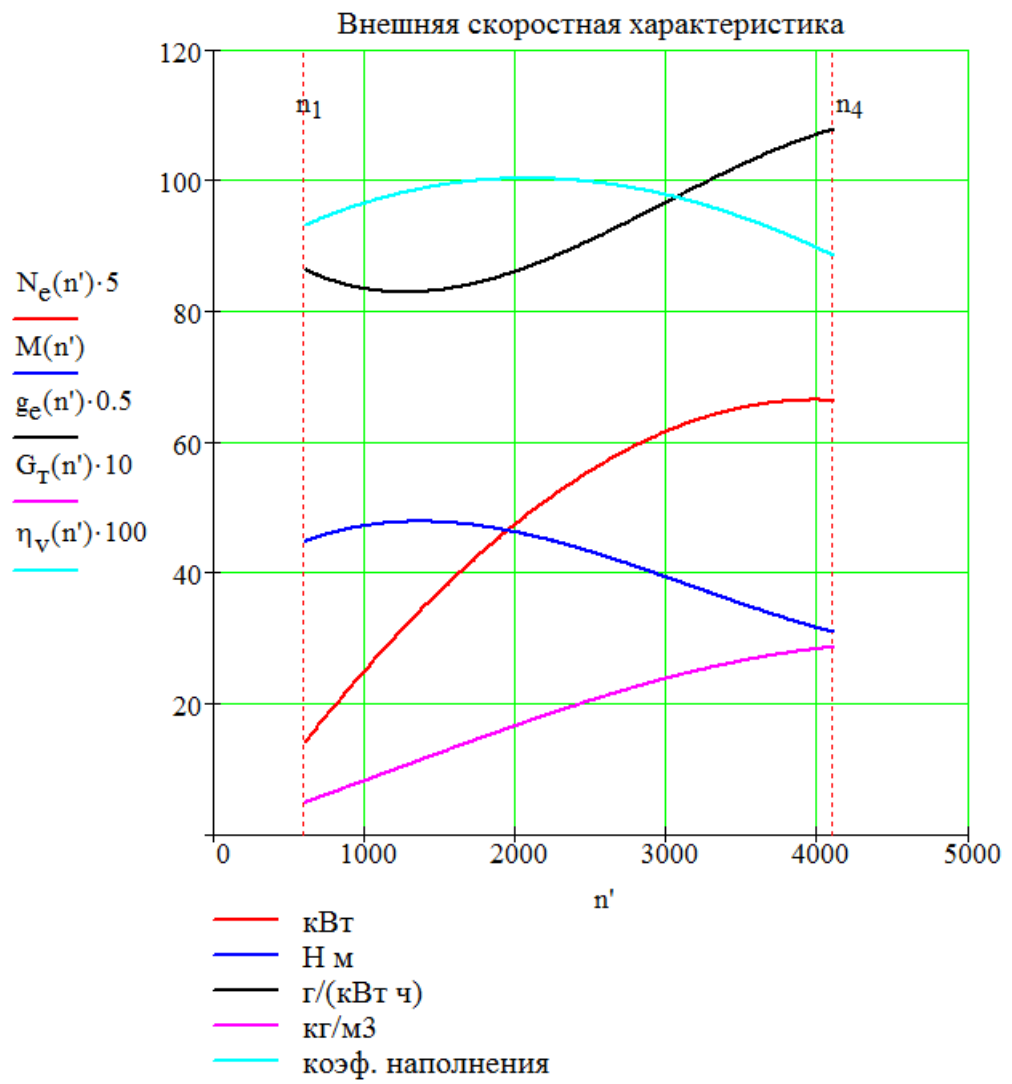


Рисунок 2.4 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

### 3 Расчет кинематики двигателя

Премещение поршня [1, 6, 17].

$$S_x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Скорость поршня

$$v_{\Pi} = \omega R \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \text{ м/с.} \quad (3.2)$$

Ускорении поршня

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi); \text{ м/с}^2. \quad (3.3)$$

Результаты кинематического расчета приведены на рисунках 3.1 – 3.3.

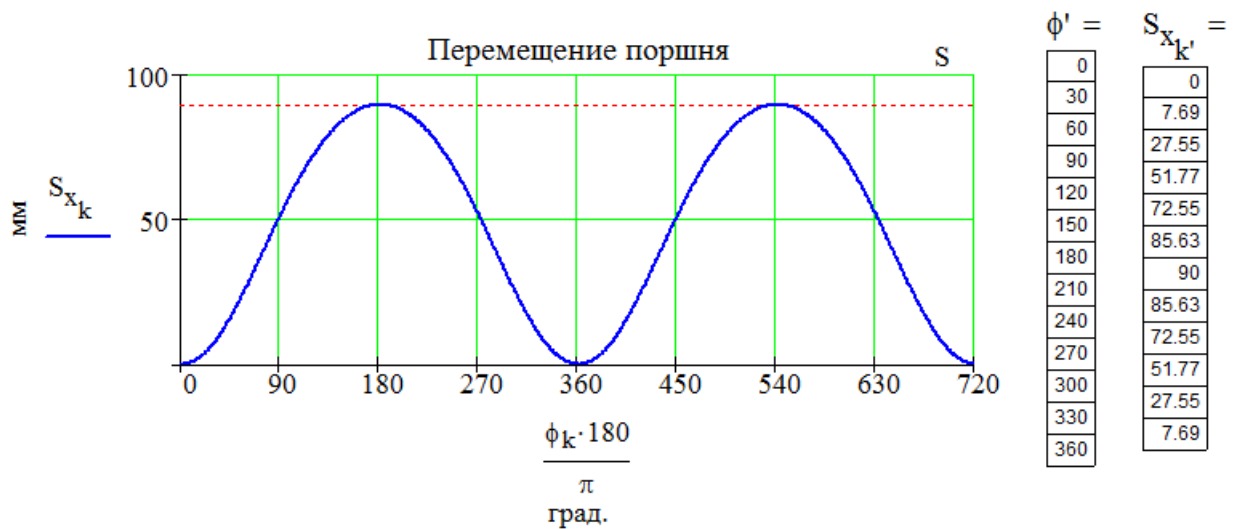


Рисунок 3.1 – График перемещения поршня



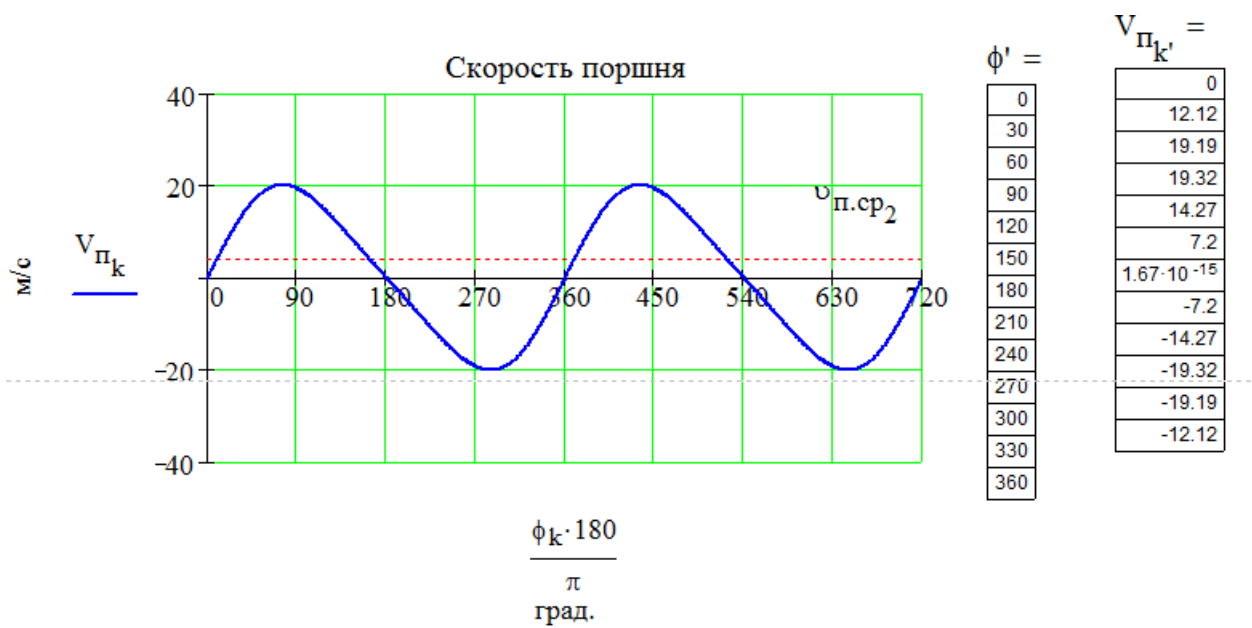


Рисунок 3.2 – График скорости поршня

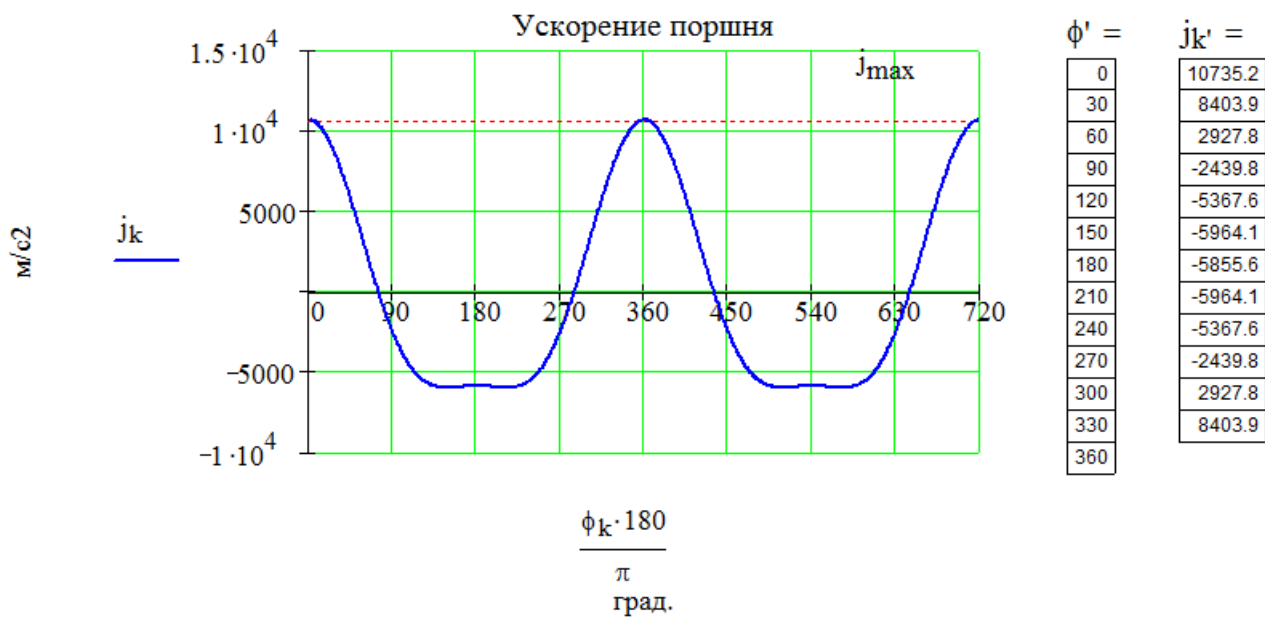


Рисунок 3.3 – График ускорения поршня

## 4 Динамический расчет двигателя

### 4.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ

По таблице 21 [1, стр.127] устанавливаются:

- масса поршневой группы:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 100 \cdot 0,005672 = 0,57 \text{ кг} \quad (4.1)$$

- масса шатуна

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{ш}} = 150 \cdot 0,005672 = 0,85 \text{ кг} \quad (4.2)$$

- масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\pi} = 140 \cdot 0,005672 = 0,79 \text{ кг} \quad (4.3)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш-п}} = 0,275 \cdot m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 0,85 = 0,23 \text{ кг} \quad (4.4)$$

- масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{\text{ш-к}} = 0,725 \cdot m_{\text{ш}} = 0,725 \cdot 0,85 = 0,62 \text{ кг} \quad (4.5)$$

- массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j = m_{\pi} + m_{\text{ш-п}} = 0,57 + 0,23 = 0,8 \text{ кг} \quad (4.6)$$

- массы, совершающие вращательное движение:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш-к}} = 0,79 + 0,62 = 1,41 \text{ кг} \quad (4.7)$$

Значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс:

$$p_j = -j \cdot m_j / F_{\pi} = -j \cdot 0,8 \cdot 10^6 / 0,005672 \text{ (МПа)}, \quad (4.8)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 \text{ (кН)}. \quad (4.9)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{R\text{ш}} = -m_{\text{ш-к}} \cdot R \cdot \omega^2 \text{ (кН)} \quad (4.10)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{R\text{к}} = -m_{\text{к}} \cdot R \cdot \omega^2 \text{ (кН)}. \quad (4.11)$$

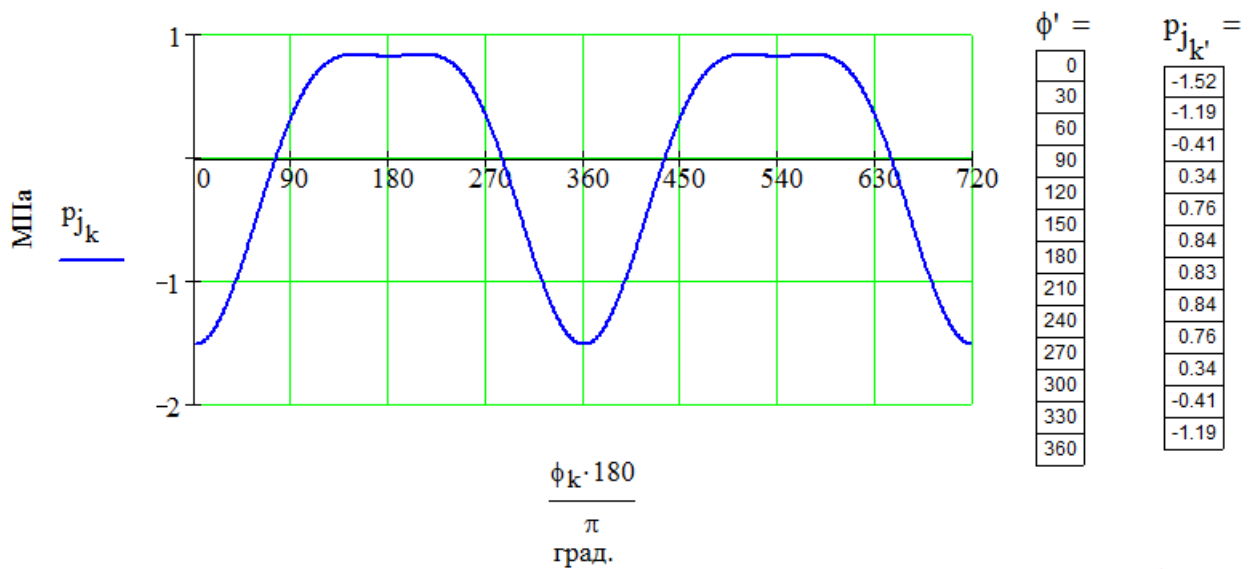


Рисунок 4.1 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Удельная сила, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_r + p_j \quad (4.12)$$

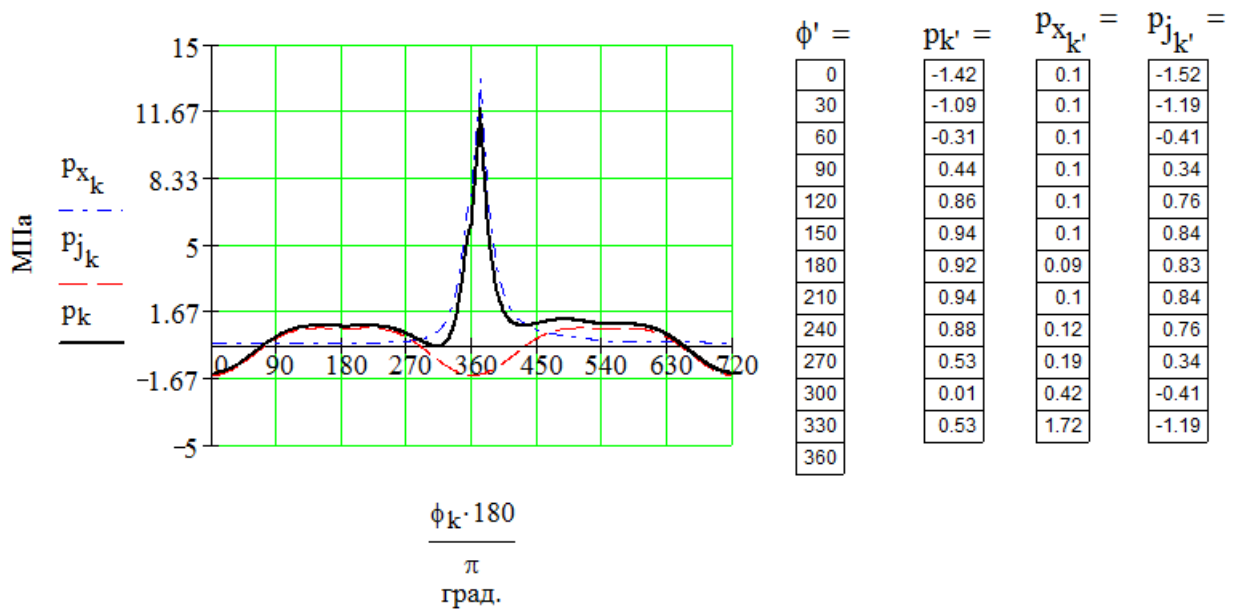


Рисунок 4.2 – Суммарная сила, действующая на поршневой палец двигателя

Удельная сила, действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p \cdot (1/\cos\beta) \quad (4.13)$$

Удельная сила, действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad (4.14)$$

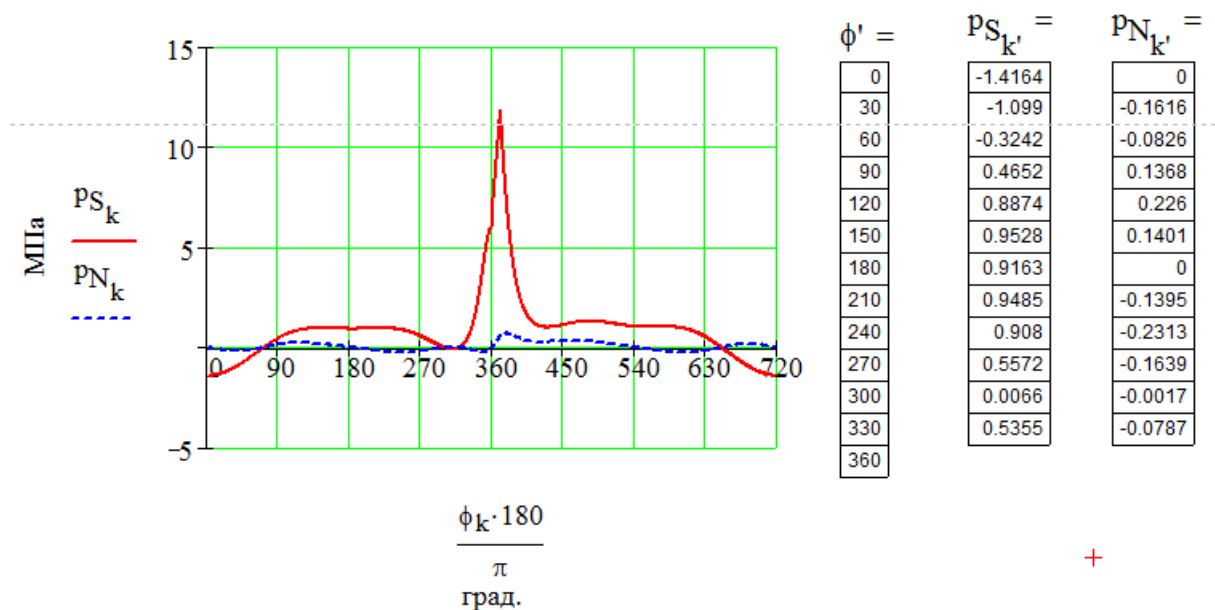


Рисунок 4.3 – Силы, сосредоточенные на оси поршневого пальца двигателя

Удельная тангенциальная сила:

$$p_T = p \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta \quad (4.15)$$

Полная тангенциальная сила:

$$T = p_T \cdot F_T = 0,039592 \cdot p_T \quad (4.16)$$

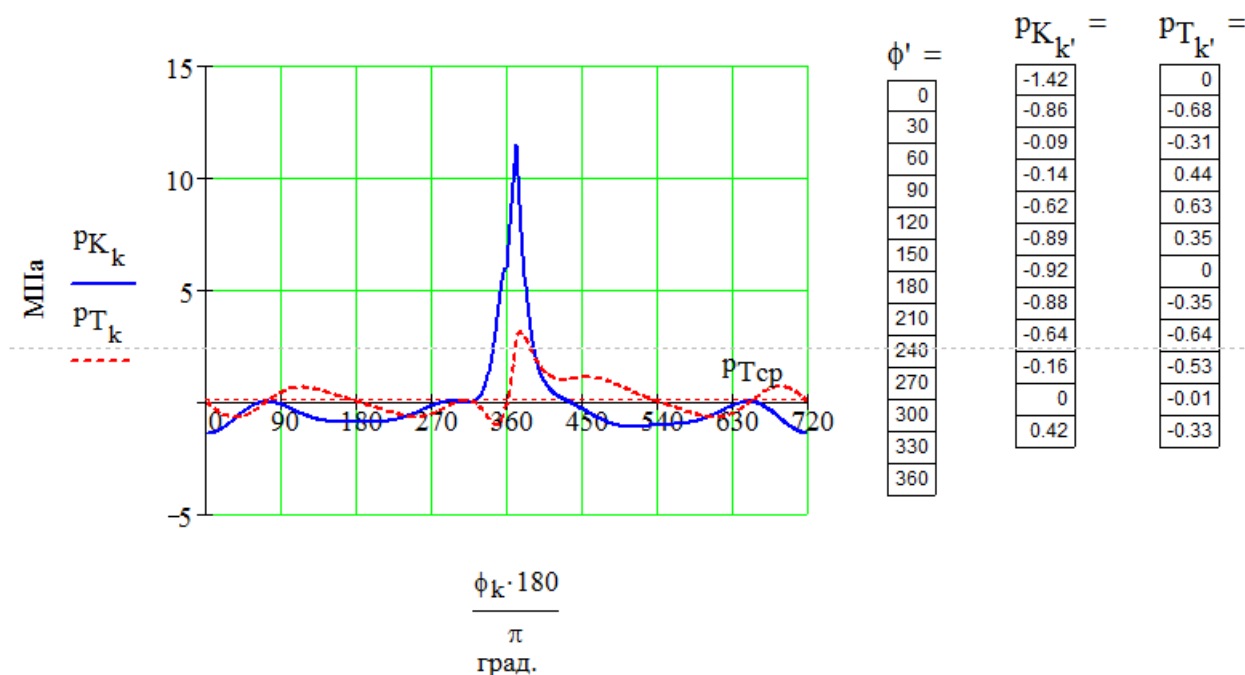


Рисунок 4.4 – Силы, сосредоточенные на оси шатунной шейки КВ двигателя

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

$$T_{cp} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau} \cdot p_i \cdot F_{\pi} = \frac{2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 4} \cdot 1,336 \cdot 0,0041854 = 890 \text{ Н}; \quad (4.17)$$

Крутящий момент одного цилиндра рассчитывается по формуле:

$$M_{кр.ц} = T \cdot R = 0,0355 \cdot 10^3 \cdot T \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.18)$$

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

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ. \quad (4.19)$$

Средний крутящий момент двигателя:

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e / \eta_m = 108,97 / 0,8624 = 126,37 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.20)$$

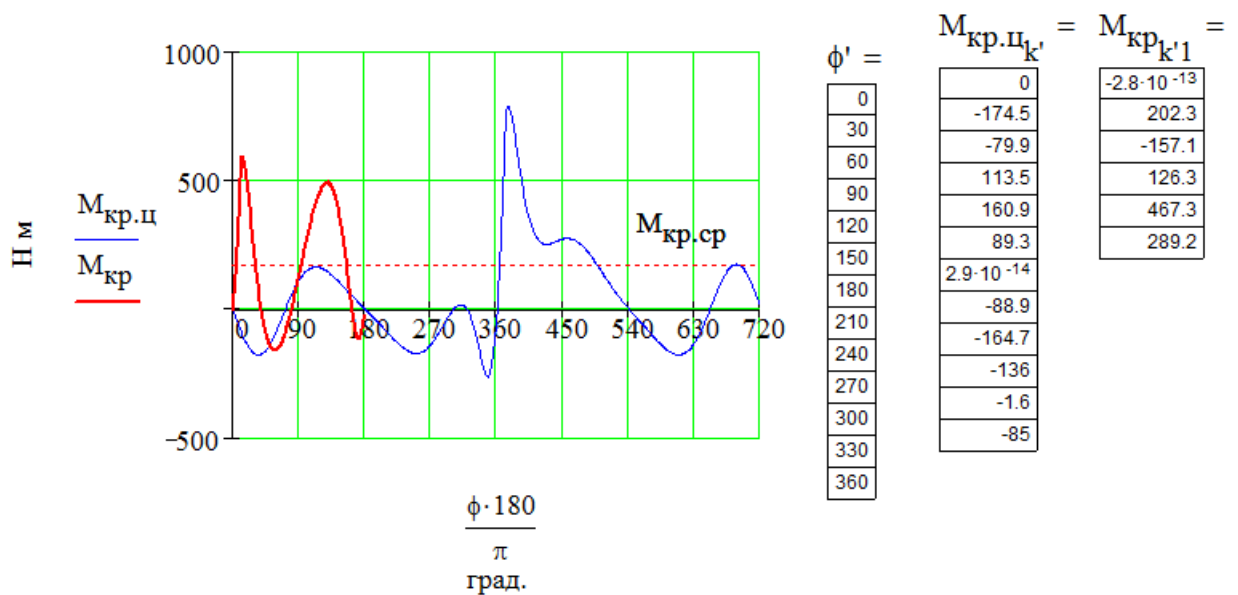


Рисунок 4.5 – Крутящий момент двигателя

Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_K = K + K_{R_{ш}} = (K - 4,438) \text{ кН} \quad (4.21)$$

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

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

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + P_k^2} \quad (4.22)$$

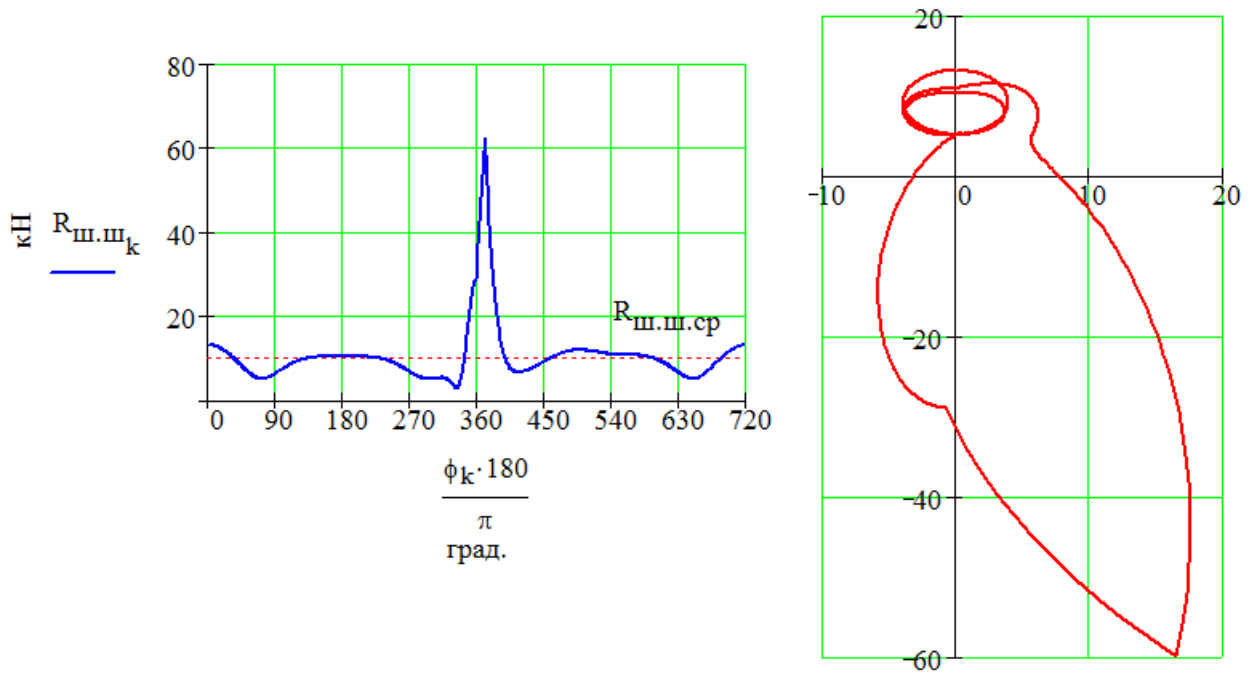


Рисунок 4.6 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку по радиусу

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

$$R_{ш.ш.ср} = 8,849 \text{ кН}$$

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

По полярной диаграмме строится диаграмма износа шатунной шейки. По диаграмме износа определяют расположение оси масляного отверстия.

Суммарная сила, действующая на колесо вала по радиусу кривошипа:

$$K_{P_k} = P_k + K_{R_k} = P_k - 7,14 \quad (4.23)$$

Результирующая сила, действующая на колесо вала

$$\bar{R}_k = \bar{R}_{ш.ш} + \bar{K}_{P_k} \quad (4.24)$$

Сила, действующая на вторую коренную шейку:

$$R_{к.ш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2} \quad (4.25)$$

где

$$\begin{aligned}
T_{к2} &= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos\gamma_{к(1-2)} - K_{ркк} \cdot \sin\gamma_{к(1-2)}) = \\
&= -0,5 \cdot (T_1 + T_2 \cdot \cos 180 - K_{ркк} \cdot \sin 180) = -0,5 \cdot (T_1 - T_2); \\
K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_2 \cdot \sin\gamma_{к(1-2)} + K_{ркк} \cdot \cos\gamma_{к(1-2)}) = \\
&= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_2 \cdot \sin 180 + K_{ркк} \cdot \cos 180) = -0,5 \cdot (K_{ркк} - K_{ркк}).
\end{aligned}
\tag{4.26}$$



Рисунок 4.7 – Диаграмма износа шатунной шейки двигателя

Сила, действующая на третью коренную шейку:

$$R_{к.ш3} = \sqrt{T_{к3}^2 + K_{к3}^2}, \tag{4.27}$$

где

$$\begin{aligned}
T_{к3} &= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos\gamma_{к(2-3)} - K_{ркк} \cdot \sin\gamma_{к(2-3)}) = \\
&= -0,5 \cdot (T_2 + T_3 \cdot \cos 0 - K_{ркк} \cdot \sin 0) = 0,5 \cdot (T_2 + T_3); \\
K_{к2} &= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_3 \cdot \sin\gamma_{к(2-3)} + K_{ркк} \cdot \cos\gamma_{к(2-3)}) \cdot \cos\gamma_{к(1-2)} = \\
&= -0,5 \cdot (K_{ркк} + T_3 \cdot \sin 0 + K_{ркк} \cdot \cos 0) \cdot \cos 180 = 0,5 \cdot (K_{ркк} + K_{ркк}).
\end{aligned}
\tag{4.28}$$

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

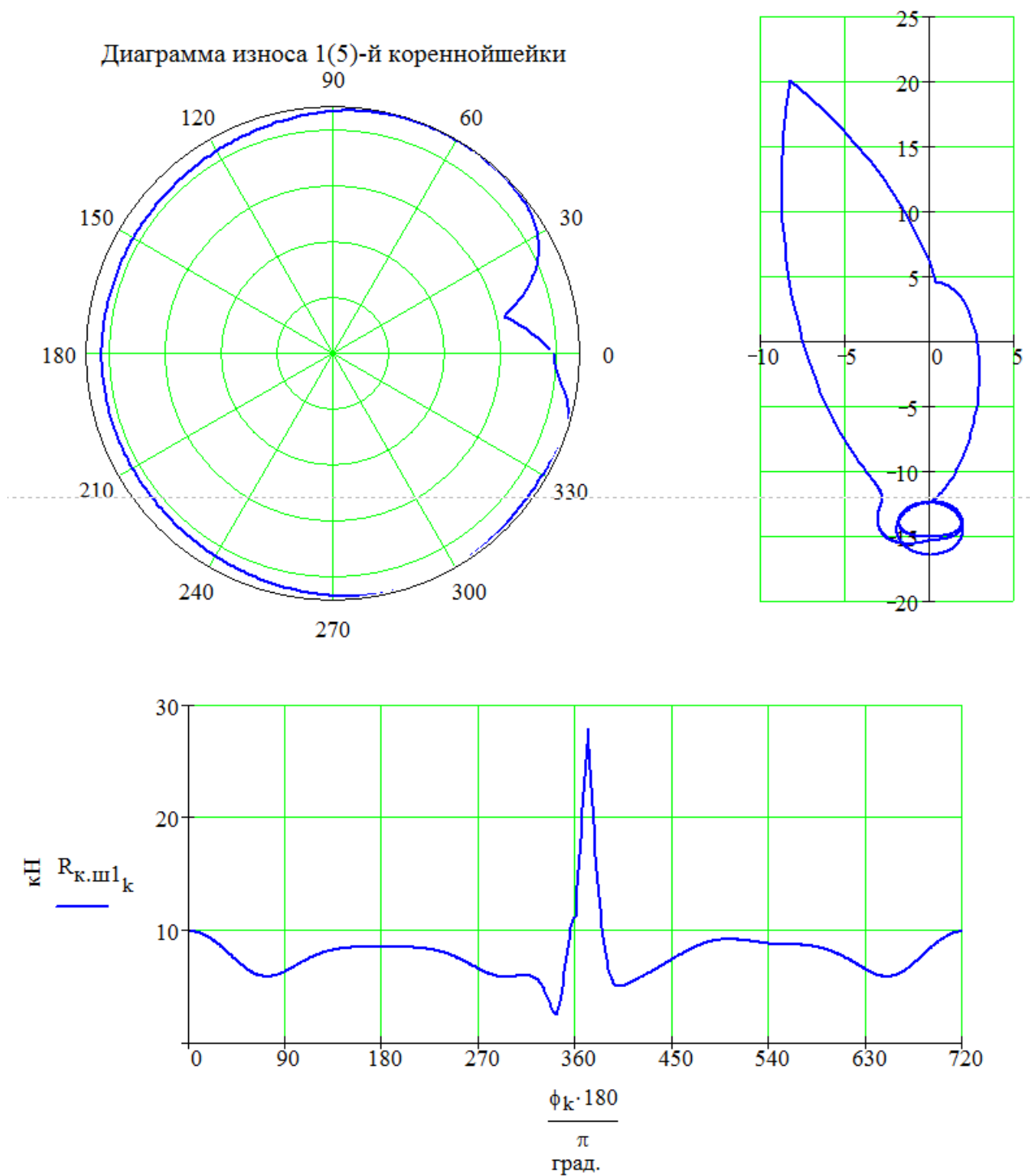


Рисунок 4.8 – Силы, действующие на коренные шейки двигателя

#### 4.2 Расчет уравновешивающего механизма

Силы инерции втоого порядка для всех цилиндров

Рассмотрим газовые инерционные силы при  $\varphi=0\dots360$  град.

$$k := 1..360$$



$$P_{jk} := 4 \cdot m_j \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_3}{30} \right)^2 \cdot \lambda' \cdot \cos(2 \cdot \phi_k)$$

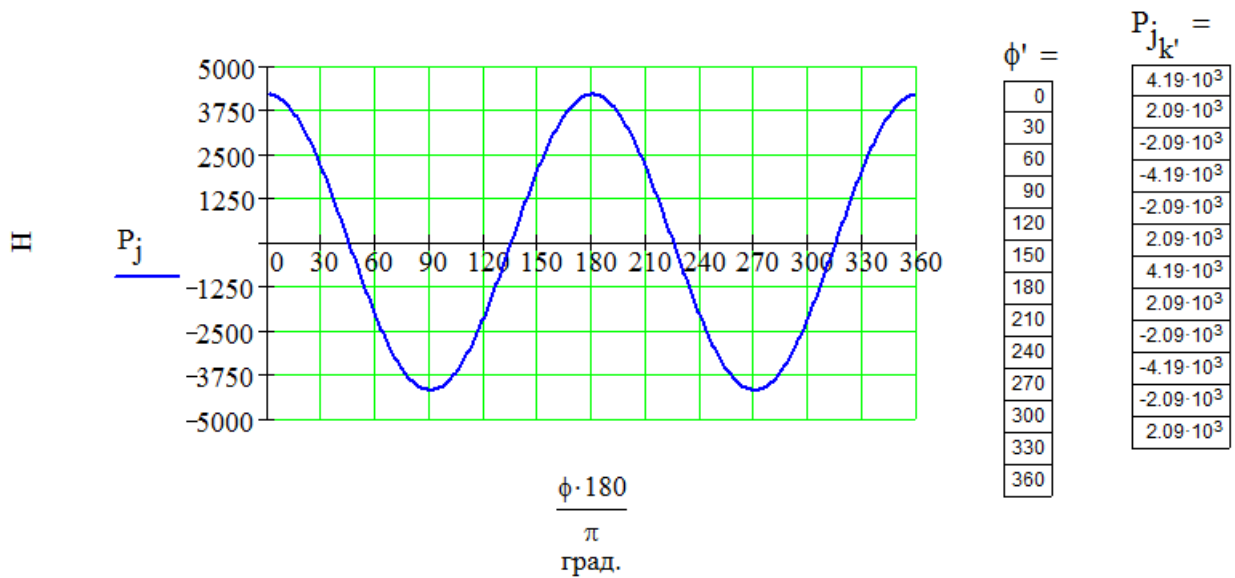


Рисунок 4.9 – Газовые инерционные силы

Сила инерции одного валика из условия полного уравновешивания сил инерции 2-го порядка

$$R_{CB} := \frac{\max(P_j)}{2}; R_{CB} = 2.09 \times 10^3 \text{ (Н)}$$

Эту силу можно определить как центробежную при удвоенных оборотах, т.к. уравновешивает силы инерции 2-го порядка, которые изменяются с двойной частотой:

$$R_{CB} = m_B \cdot r_C \cdot (2 \cdot \omega)^2$$

где  $m_B = \frac{\rho \cdot \pi \cdot r_B^2 \cdot l_d}{2}$  - неуравновешенная масса одного валика с полукруглым поперечным сечением

$r_C = \frac{4r_B}{3\pi}$  - расстояние от оси вращения до центра тяжести полукруга

$\rho := 7.8 \cdot 10^3 \text{ (кг/м}^3\text{)}$  - плотность стали

$l_d := 0.07 \text{ (м)}$  - длина неуравновешенной части валика

Определение геометрических параметров уравновешивающих валиков

Форму противовесов выбираем полукруглой. Два выреза размещаем вблизи опор валиков симметрично. Это сделано для уменьшения прогиба валиков при вращении, т.е. уменьшении разбалансировки.

$$r_B := \sqrt[3]{\frac{3 \cdot R_{св}}{8 \cdot \rho \cdot l_d \cdot \omega^2}} \cdot 10^3$$

$r_B = 19.83$  (мм) - радиус вала

$$r_B := \text{ceil}(r_B)$$

Принимаем  $r_B = 20$  (мм)

Уточнение длины неуравновешенной части вала (общая длина выреза)

$$l_d := \frac{3 \cdot R_{св}}{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot \omega^2} \cdot 10^3$$

$$l_d = 68.27 \text{ (мм)}$$

Уравновешивание опрокидывающего момента от сил инерций 1-го порядка

Для уравновешивания опрокидывающего момента необходимо, чтобы центробежные силы от валиков давали пару сил, момент которой был бы направлен в сторону противоположную опрокидывающему моменту (рис. 2.3).

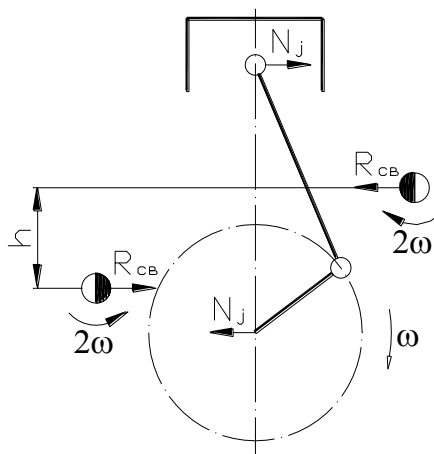


Рисунок 4.10 – Схема сил

Определение величины смещения валиков

Опрокидывающий момент от сил инерций 1-го порядка

$$M_{\text{опр.}j_k} := \frac{4 \cdot m_{\text{II}} \cdot (r_k \cdot 10^{-3})^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(\phi_k) \cdot \sin(\phi_k + \beta_k)}{\cos(\beta_k)}$$

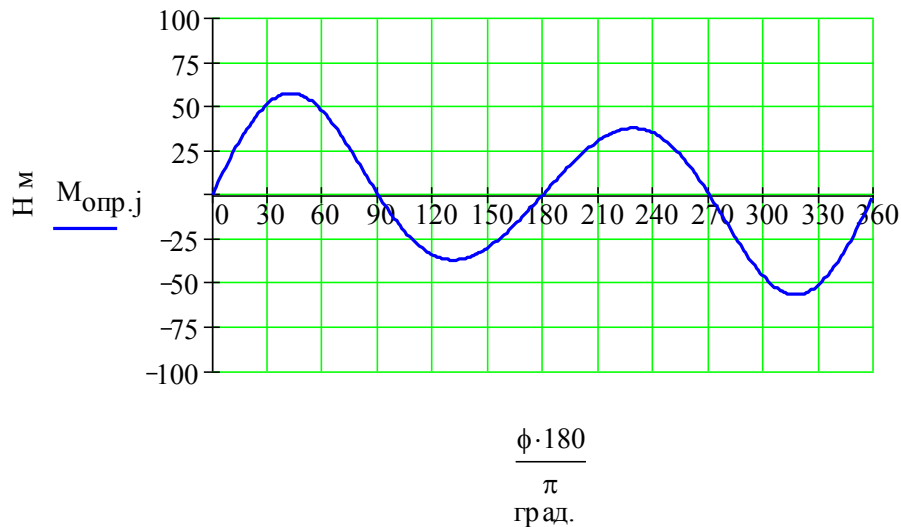


Рисунок 4.11 – Опрокидывающий момент от сил инерций 1-го порядка

#### Компенсирующий момент

Будем считать, что компенсирующий момент повторяет опрокидывающий и направлен в противоположную сторону.

$$M_{\text{комп}} = M_{\text{опр.}j} = R_{\text{св}} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \cdot h = \frac{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot l_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2}{3} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \cdot h$$

отсюда выразим  $h$

$$h_k := \frac{3 \cdot M_{\text{опр.}j_k}}{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot l_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2 \cdot \sin(2 \cdot \phi_k)} \cdot 10^3$$

Как видно  $h$  принимает множество значений, т.к. опрокидывающий момент - неправильная синусоида. Исходя из того, что механизм неспособен изменять  $h$ , то зададимся средним значением для более полного уравновешивания опрокидывающего момента.

$$h := \frac{\sum h}{\text{length}(h)}$$

$$h = 22.417 \text{ (мм)}$$

$$M_{\text{компл}_k} := -\frac{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot I_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2}{3} \cdot \sin(2 \cdot \phi_k) \cdot h \cdot 10^{-3}$$

$$M_{\text{рез.}j} := M_{\text{компл}} + M_{\text{опр.}j}$$

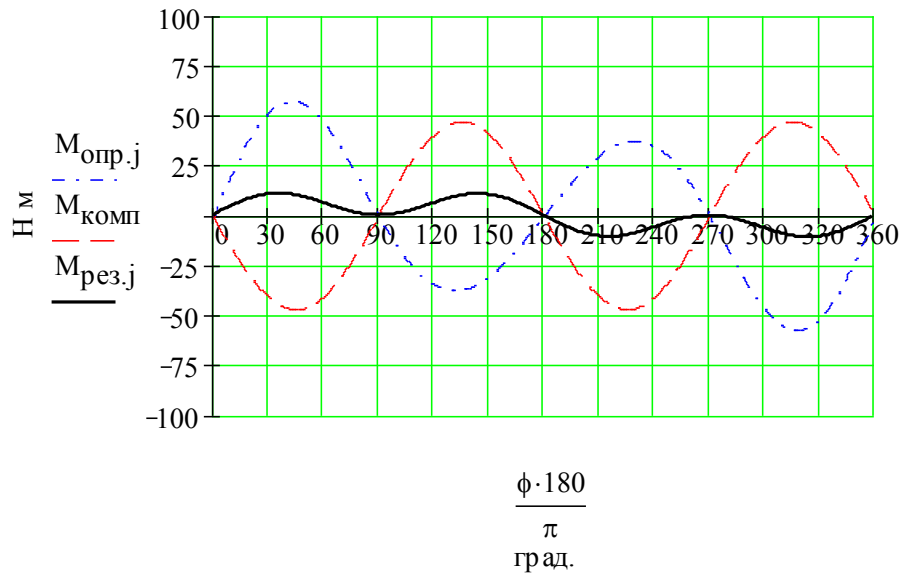


Рисунок 4.12 – Диаграмма моментов: опрокидывающего, компенсирующего и результирующего

Влияние механизма на суммарный опрокидывающий момент. Суммарный опрокидывающий момент без уравнивающего механизма.

Рассмотрим крутящий момент от всех цилиндров при повороте коленчатого вала на  $\phi=0 \dots 360$  град (он был определен ранее при  $\phi=0 \dots 180$  град). Он будет создавать реактивный момент, который приложен к опорам двигателя, т.е.  $M_{\text{кр}} = -M_{\text{опр}}$

$$M_{\text{кр}} := \text{stack}(M_{\text{кр}}, M_{\text{кр}}); \quad (\text{Н м})$$

$$M_{\text{опр}} := -M_{\text{кр}}; \quad (\text{Н м})$$

$$M_{\text{опр.ср}} := \frac{\sum M_{\text{опр}}}{\text{length}(M_{\text{опр}})}$$

$$M_{\text{опр.ср}} = -175.68 \quad (\text{Н м})$$

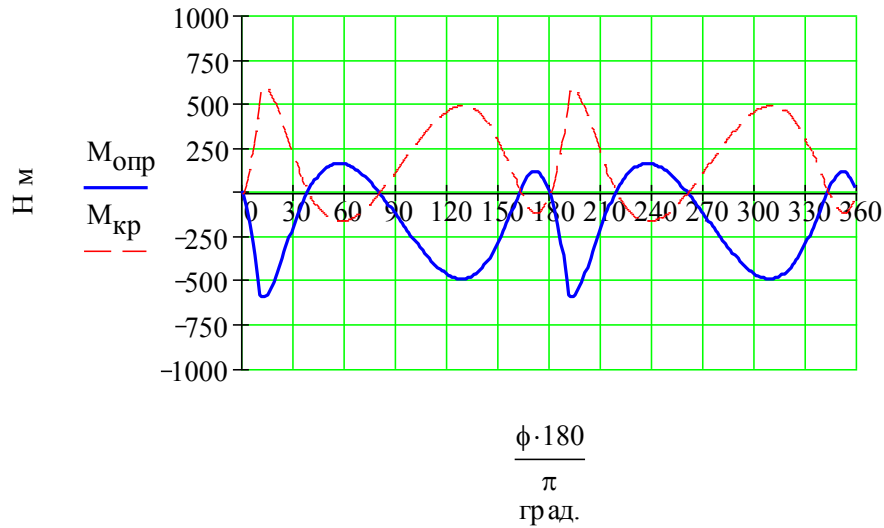


Рисунок 4.13 – Суммарный опрокидывающий момент без уравнивающего механизма

Суммарный опрокидывающий момент с уравнивающим механизмом

$$M_{\Sigma.опр} := M_{опр} + M_{комп}$$

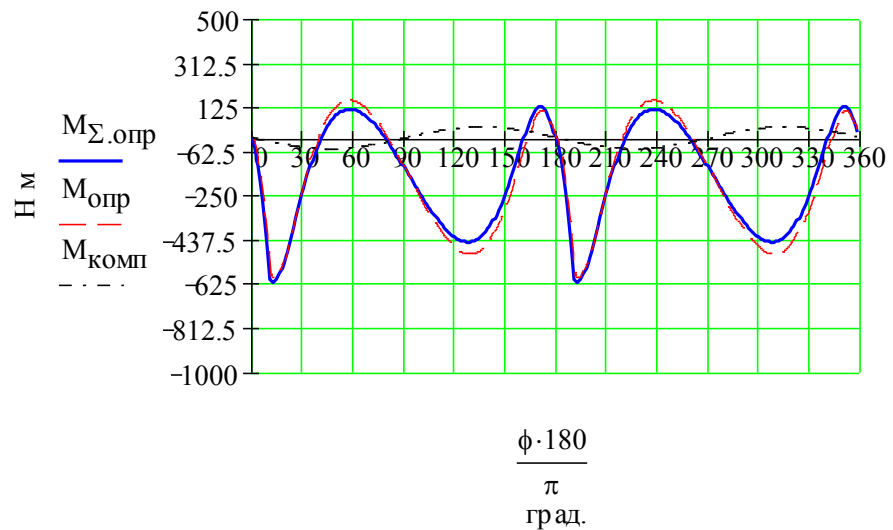


Рисунок 4.14 – Суммарный опрокидывающий момент с уравнивающим механизмом

Рассмотрим возможность компенсации опрокидывающего момента на номинальном режиме.

Зададимся увеличенным расстоянием между валами по высоте для создания большего момента

$$h := 70(\text{мм})$$

Определим новый компенсирующий и суммарный момент

$$M_{\text{КОМП}_k} := -\frac{8 \cdot \rho \cdot (r_B \cdot 10^{-3})^3 \cdot I_d \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2}{3} \cdot \sin(2 \cdot \phi_k) \cdot h \cdot 10^{-3}$$

$$M'_{\Sigma.\text{опр}} := M_{\text{опр}} + M_{\text{КОМП}}$$

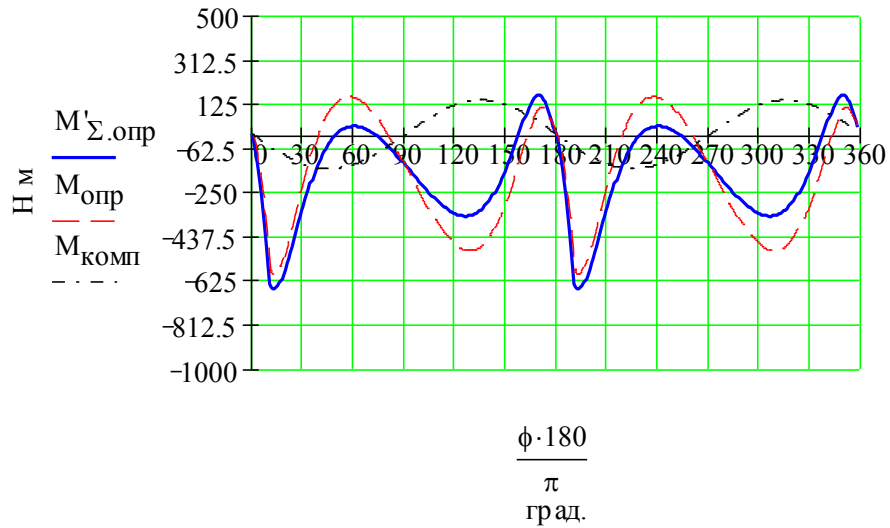


Рисунок 4.15 – Новый компенсирующий и суммарный момент на номинальном режиме

## 5 Расчет деталей и механизмов двигателя

### 5.1 Расчет поршня

Наибольшая нормальная сила

$$N := \overrightarrow{[p_N \cdot (S_x + OA)]} \cdot \pi \cdot D \cdot 10^{-6}$$

$$N_{\max} := \max(N)$$

$$N_{\max} = 0.0068 \text{ МН}$$

Внутренний радиус днища

$$r_i := 0.5 \cdot D - s - t - \Delta t$$

$$r_i = 33 \text{ мм}$$

Напряжение изгиба в днище поршня (с ребрами жесткости)

$$\sigma_{\text{из}} := p_{z.d} \cdot \left( \frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

$$\sigma_{\text{из}} = 234 \text{ МПа}$$

Площадь поперечного сечения поршня в плоскости масляных отверстий

$$d_k := D - 2 \cdot (t + \Delta t)$$

$$F_{x_x} := \left[ \frac{\pi}{4} \cdot \left[ d_k^2 - (2 \cdot r_i)^2 \right] - n'_M \cdot (d_k - 2 \cdot r_i) \cdot \frac{d_M}{2} \right] \cdot 10^{-6}$$

Напряжение сжатия в плоскости масляных отверстий

$$\sigma_{\text{сж}} := \frac{p_{z.d} \cdot F_{\Pi}}{F_{x_x}}$$

$$\sigma_{\text{сж}} = 59.3 \text{ МПа}$$

Максимальная угловая скорость

$$\omega_{\max} := \frac{\pi \cdot n_{\max}}{30}$$

$$\omega_{\max} = 429.35 \text{ рад/сек}$$

Масса головки поршня с колцами располож. выше плоскости масляных отверстий

$$m_{x\_x} := 0.5 \cdot m_{\Pi}$$

$$m_{x\_x} = 0.28 \text{ кг}$$

Максимальная разрывающая сила

$$P_j := m_{x\_x} \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (1 + \lambda') \cdot 10^{-6}$$

$$P_j = 0.0029 \text{ МН}$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p := \frac{P_j}{F_{x\_x}}$$

$$\sigma_p = 2.7 \text{ МПа}$$

Напряжение среза в верхней кольцевой перемычке

$$\tau := \frac{0.0314 \cdot p_{z.d} \cdot D}{h_{\Pi}}$$

$$\tau = 8 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в верхней кольцевой перемычке

$$\sigma_{\text{из}} := 0.0045 \cdot p_{z.d} \cdot \left( \frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2$$

$$\sigma_{\text{из}} = 26.5 \text{ МПа}$$

Сложное напряжение в верхней кольцевой перемычке

$$\sigma_{\Sigma} := \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\Sigma} = 31 \text{ МПа}$$

Удельное давление поршня на стенку цилиндра

$$q_1 := \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D \cdot 10^{-6}}$$

$$q_1 = 1.788 \text{ МПа}$$

$$q_2 := \frac{N_{\max}}{H \cdot D \cdot 10^{-6}}$$

$$q_2 = 1.206 \text{ МПа}$$



Диаметры головки и юбки поршня

$$D_{\Gamma} := D - 0.007 \cdot D$$

$$D_{\Gamma} = 84.41 \text{ мм}$$

$$D_{\text{Ю}} := D - 0.002 \cdot D$$

$$D_{\text{Ю}} = 84.83 \text{ мм}$$

Диаметральные зазоры в горячем состоянии

$$\Delta'_{\Gamma} := D \cdot [1 + \alpha_{\text{Ц}} \cdot (T_{\text{Ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{П}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\Gamma} = 0.12 \text{ мм}$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} := D \cdot [1 + \alpha_{\text{Ц}} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)] - D_{\text{Ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{П}} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = 0.06 \text{ мм}$$

## 5.2 Расчет поршневого пальца

Расчетная газовая сила действующая на поршневой палец

$$P_{z.\text{max}} := P_{z.\text{д}} \cdot F_{\text{П}}$$

$$P_{z.\text{max}} = 0.06 \text{ МН}$$

Расчетная инерционная сила действующая на поршневой палец

если  $\omega_{\text{М}} := \frac{\pi \cdot n_1}{30}$

$$P_{\text{П}} := -m_{\text{П}} \cdot \omega_{\text{М}}^2 \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 + \lambda') \cdot 10^{-6}$$

$$P_{\text{П}} = -0.000123 \text{ МН}$$

Суммарная сила действующая на поршневой палец

$$P := P_{z.\text{max}} + 0.82 \cdot P_{\text{П}}$$

$$P = 0.063106 \text{ МН}$$

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна если  
[q<sub>ш</sub>]=60 МПа

$$q_{III} := \frac{P}{d_{II} \cdot l_{III} \cdot 10^{-6}}$$

$$q_{III} = 106.24 \text{ МПа}$$

Удельное давление пальца на бобышки если  $[q_{\sigma}] = 50 \text{ МПа}$

$$q_{\sigma} := \frac{P}{d_{II} \cdot (l_{II} - b) \cdot 10^{-6}}$$

$$q_{\sigma} = 95.62 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба в среднем сечении пальца если  $[\sigma_{из}] = 250 \text{ МПа}$

$$\sigma_{из} := \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III}) \cdot 10^{-3}}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot (d_{II} \cdot 10^{-3})^3}$$

$$\sigma_{из} = 441.69 \text{ МПа}$$

Касательное напряжение среза между бобышками и головкой шатуна

$$\tau := \frac{0.85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot (d_{II} \cdot 10^{-3})^2}$$

$$\tau = 238.19 \text{ МПа}$$

Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации

$$\Delta d_{II, \max} := \frac{1.35 \cdot P}{E \cdot l_{II} \cdot 10^{-3}} \cdot \left( \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0.1 - (0.682 - 0.4)^3] \cdot 10^3$$

$$\Delta d_{II, \max} = 0.02861 \text{ мм}$$

Напряжение овализации на внешней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки 1,  $\psi = 0^\circ$ )

$$\sigma_{\alpha, 0} := \frac{15 \cdot P}{l_{II} \cdot d_{II} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{\alpha, 0} = 132.49 \text{ МПа}$$

Напряжение овализации на внешней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки 3,  $\psi = 90^\circ$ )

$$\sigma_{\alpha.90} := -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{\alpha.90} = -166.15 \text{ МПа}$$

Напряжение овализации на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки 2,  $\psi = 0^\circ$ )

$$\sigma_{i.0} := -\frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{i.0} = -263.66 \text{ МПа}$$

Напряжение овализации на внутренней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки 4,  $\psi = 90^\circ$ )

$$\sigma_{i.90} := \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_{\Pi} \cdot 10^{-6}} \cdot \left[ 0.174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\sigma_{i.90} = 286.27 \text{ МПа}$$

### 5.3 Расчет стержня шатуна

Сила, сжимающая шатун

$$P_{сж} := \left[ F_{\Pi} \cdot 10^6 \cdot (p_{z.d} - p_0) - \left( m_{\Pi} \dots \right) \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \omega_M^2 \cdot \left( \cos\left(\frac{371 \cdot \pi}{180}\right) \dots \right) \right] \cdot 10^{-6}$$

$$P_{сж} = 0.06247 \text{ МН}$$

Сила, растягивающая шатун

$$P_p := \left[ p_{r1} \cdot F_{\Pi} - (m_{\Pi} + 0.275 \cdot m_{ш}) \cdot \frac{D \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \omega_M^2 \cdot (1 + \lambda') \right] \cdot 10^{-6}$$

$$P_p = -0.00017 \text{ МН}$$

Площадь и моменты инерции расчетного сечения В - В

$$F_{ср} := h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})$$

$$F_{ср} = 199.2 \text{ мм}^2$$

$$J_x := \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12}$$

$$J_x = 13494.1 \text{ мм}^4$$

$$J_y := \frac{b_{ш}^3 \cdot h_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})^3 \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})}{12}$$

$$J_y = 4564.6 \text{ мм}^4$$

Длинна стержня шатуна

$$L_1 := L_{ш} - \frac{d - d_1}{2}$$

$$L_1 = 166 \text{ мм}$$

Коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, качания шатуна если  $\sigma_e := 800 \text{ МПа}$

$$K_x := 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{ср}$$

$$K_x = 1.13$$

Коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$K_y := 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{ср}$$

$$K_y = 1.11$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max.x} := \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{ср} \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\max.x} = 353.5385 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение от сжимающей силы в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max.y} := \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{ср} \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\max.y} = 348.3476 \text{ МПа}$$

Минимальное напряжение от растягивающей силы

$$\sigma_{\min} := \frac{P_p}{F_{ср} \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\min} = -0.8737 \text{ МПа}$$

Средние напряжения и амплитуды цикла

$$\sigma_{m.x} := \frac{\sigma_{\max.x} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{m.x} = 176.3324 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{m.y} := \frac{\sigma_{\max.y} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{m.y} = 173.7369 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a.x} := \frac{\sigma_{\max.x} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{a.x} = 177.2061 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a.y} := \frac{\sigma_{\max.y} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{a.y} = 174.6106 \text{ МПа}$$

$$k_{\sigma} := 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400)$$

$$k_{\sigma} = 1.272$$

$\varepsilon_M := 0.88$  - масштабный коэффициент ( $h_{III} := 24 \text{ мм}$ )

$\varepsilon_{II} := 0.76$  - коэффициент учитывающий способ обработки (без упрочнения)

$$\sigma_{a.k.x} := \frac{\sigma_{a.x} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}$$

$$\sigma_{a.k.x} = 337.0307 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{a.k.y} := \frac{\sigma_{a.y} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}$$

$$\sigma_{a.k.y} = 332.0943 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T := 420$$

$$\sigma_{-1} := 340$$

$$\alpha_{\sigma} := 0.12$$

$$\beta_3 := \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}$$

$$\beta_3 = 0.81$$

$$\frac{\beta_3 - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_3} = 3.62$$

$$\frac{\sigma_{a.k.x}}{\sigma_{m.x}} = 1.91$$

$$\frac{\beta_3 - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_3} > \frac{\sigma_{a.k.x}}{\sigma_{m.x}} \text{ - т.е. расчет производим по пределу текучести}$$

Запас прочности

$$n_{T.\sigma.x} := \frac{\sigma_T}{\sigma_{a.k.x} + \sigma_{m.x}}$$

$$n_{T.\sigma.x} = 0.82$$

$$n_{T.\sigma.y} := \frac{\sigma_T}{\sigma_{a.k.y} + \sigma_{m.y}}$$

$$n_{T.\sigma.y} = 0.83$$

#### 5.4 Расчет поршневого кольца

Материал кольца - серый чугун E :=  $1 \cdot 10^5$  МПа

Среднее давление кольца на стенку цилиндра

$$p_{cp} := 0.152 \cdot E \cdot \frac{3}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t}}$$

$$p_{cp} = 0.2327 \text{ МПа}$$

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

$$k'' := 1..13$$

$$\psi_{k''} := 15 \cdot (k'' - 1)$$

$$p_{k''} := p_{cp} \cdot \mu_{k''}$$

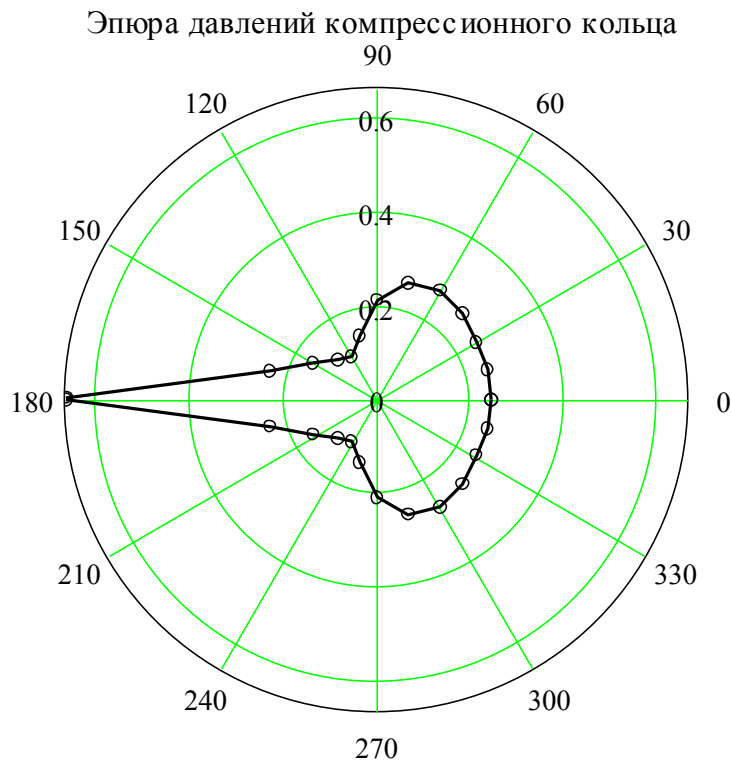


Рисунок 5.1 – Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности

Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии

$$\sigma_{из.1} := 2.61 \cdot p_{cp} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2$$

$$\sigma_{из.1} = 262.6 \text{ МПа}$$

Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{из.2} := \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0.114 \cdot 3)}{1.57 \cdot \left( \frac{D}{t} - 1.4 \right) \cdot \frac{D}{t}}$$

$$\sigma_{из.2} = 377.1472 \text{ МПа}$$

Монбтажный зазор в замке поршневого кольца если температура кольца

$$T_K := 500 \text{ К}$$

$$\Delta_K := 0.08 + \pi \cdot D \cdot \left[ \alpha_{ц} \cdot (T_K - T_0) - \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0) \right]$$

$$\Delta_K = 0.42 \text{ мм}$$

### 5.5 Расчет газораспределения двигателя (впускные клапаны)

Основные размеры проходных сечений в горловине и в клапане

Площадь проходного сечения пары клапанов при максимальном подъеме

$$F_{кл} := \frac{v_{п.ср} \cdot F_{п}}{\omega_{вп}}; \quad F_{кл} = 634.51 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Размер горловины клапана

$$F_{гор} := \frac{1.2 F_{кл}}{2}; \quad F_{гор} = 380.71 \text{ (мм}^2\text{)}$$

$$d_{гор} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{гор}}{\pi}}; \quad d_{гор} = 22.02 \text{ (мм)}$$

Максимальная высота подъема клапана при угле фаски клапана  $\alpha := 45^\circ$

$$h_{кл.мах} := \frac{\sqrt{4.93 \cdot d_{гор}^2 + 4.44 \cdot F_{кл} \cdot 0.5}}{2.14} - d_{гор}; \quad h_{кл.мах} = 6.78 \text{ (мм)}$$

Основные размеры впускного кулачка

Радиус начальной окружности

$$r_0 := \text{ceil}(2.2 \cdot h_{кл.мах}); \quad r_0 = 15 \text{ (мм)}$$

Профилирование безударного кулачка с плоским толкателем

Зазор между клапаном и кулачком

$\Delta_s := 0 \text{ (мм)}$  - т.к. конструкцией предусмотрен гидротолкатель

Радиус окружности тыльной части кулачка



$$r_k := r_0 - \Delta s; \quad r_k = 15 \text{ (мм)}$$

$$\phi_{p0} := \frac{\phi_{пр} + 180 + \phi_{зп}}{4}; \quad \phi_{p0} = 64.5$$

Протяженность участка сбega при  $\omega'_{ток} := 0.02 \text{ (мм)}$

$$\Phi_0 := \frac{\pi^2 \cdot \Delta s}{2 \cdot 180 \cdot \omega'_{ток}}; \quad \Phi_0 = 0 \text{ (рад)}; \quad \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} = 0 \text{ (град)}$$

Протяженность других участков ускорения клапана

$$\Phi_1 := 1\Phi_2 := 1\Phi_3 := 1\text{- начальные приближения}$$

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \frac{\pi \cdot \phi_{p0}}{180}$$

$$\Phi_2 = 0.12 \cdot \Phi_3$$

$$\Phi_2 + \Phi_3 = 2 \cdot \Phi_1$$

$$x := \text{Find}(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3); \quad x = \begin{pmatrix} 0.38 \\ 0.08 \\ 0.67 \end{pmatrix} \text{ - решение системы из 3-х уравнений}$$

$$\Phi_1 := x_1 \text{ (рад)}; \quad \Phi_2 := x_2 \text{ (рад)}; \quad \Phi_3 := x_3 \text{ (рад)}$$

$$\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} = 21.5 \text{ (град)}; \quad \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} = 4.61 \text{ (град)}; \quad \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} = 38.39 \text{ (град)};$$

Вспомогательные величины и коэффициенты закона движения клапана

при  $Z := \frac{5}{8}$

$$k_1 := 8 \cdot Z \cdot \left( \frac{\Phi_2}{\pi} \right)^2; \quad k_1 = 3.2755811 \times 10^{-3}$$

$$k_2 := \frac{5 + Z}{6} \cdot \Phi_3^2; \quad k_2 = 0.4209465$$

$$k_3 := \frac{4 + 2 \cdot Z}{3} \cdot \Phi_3; \quad k_3 = 1.1726431$$

$$K_1 := k_1 + k_2 + k_3 \cdot \Phi_2; \quad K_1 = 0.5185141$$

$$K_2 := k_3 + 4 \cdot Z \cdot \frac{\Phi_2}{\pi}; \quad K_2 = 1.2366312$$

$$\omega''_{\text{ТОК}} := \frac{\omega'_{\text{ТОК}} \cdot 180}{\pi}; \quad \omega''_{\text{ТОК}} = 1.1459156 \text{ (мм/рад)} - \text{ скорость клапана в конце}$$

сбега

$$c_{11} := \frac{K_1 \cdot \omega''_{\text{ТОК}} + K_2 \cdot h_{\text{КЛ.мак}}}{2 \cdot K_1 + K_2 \cdot \Phi_1}; \quad c_{11} = 5.9837132$$

$$c_{12} := \frac{(c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}) \cdot \Phi_1}{\pi}; \quad c_{12} = 0.577848$$

$$c_{32} := \frac{2 \cdot c_{11} - \omega''_{\text{ТОК}}}{K_2}; \quad c_{32} = 8.7507989$$

$$c_{21} := c_{32} \cdot k_3; \quad c_{21} = 10.2615639$$

$$c_{22} := c_{32} \cdot k_1; \quad c_{22} = 0.028664$$

$$c_{31} := c_{32} \cdot \frac{1 - Z}{6 \cdot \Phi_3^2}; \quad c_{31} = 1.2180696$$

$$c_{33} := c_{32} \cdot k_2; \quad c_{33} = 3.683618$$

Проверка вычисленных значений

$$c_{11} \cdot \Phi_1 + c_{21} \cdot \Phi_2 + c_{22} + c_{33} - h_{\text{КЛ.мак}} = 0$$

$$c_{31} \cdot \Phi_3^4 - c_{32} \cdot \Phi_3^2 + c_{33} = 0$$

$$c_{11} - \frac{c_{12} \cdot \pi}{\Phi_1} - \omega''_{\text{ТОК}} = 0$$

$$c_{11} + \frac{c_{12} \cdot \pi}{\Phi_1} - c_{21} - \frac{c_{22} \cdot \pi}{2 \cdot \Phi_2} = -1.2212 \times 10^{-15}$$

$$c_{21} + 4 \cdot c_{31} \cdot \Phi_3^3 - 2 \cdot c_{32} \cdot \Phi_3 = -1.776356839 \times 10^{-15}$$

$$c_{22} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \right)^2 + 12 \cdot c_{31} \cdot \Phi_3^2 - 2 \cdot c_{32} = 0$$

Подъем (перемещение) клапана по углу поворота кулачка и распределительного вала

$$\phi_{\text{к0}} := 0, 0.5 \dots \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \text{ (град)} \quad \phi_{\text{р.в0}}(\phi_{\text{к0}}) := \left( 360 - \phi_{\text{пр}} - \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \right) + \phi_{\text{к0}} \text{ (град)}$$

$$\begin{aligned}
\phi_{к1} &:= 0,05 \cdot \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} (\text{град}) & \phi_{р.в1}(\phi_{к1}) &:= (360 - \phi_{пр}) + \phi_{к1} (\text{град}) \\
\phi_{к2} &:= 0,05 \cdot \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} (\text{град}) & \phi_{р.в2}(\phi_{к2}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + \phi_{к2} (\text{град}) \\
\phi_{к3} &:= 0,05 \cdot \frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi} (\text{град}) & \phi_{р.в3}(\phi_{к3}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \right) + \phi_{к3} \\
&&& (\text{град}) \\
\phi'_{р.в3}(\phi_{к3}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к3} (\text{град}) \\
\phi'_{р.в2}(\phi_{к2}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к2} (\text{град}) \\
\phi'_{р.в1}(\phi_{к1}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{2 \cdot \Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к1} (\text{град}) \\
\phi'_{р.в0}(\phi_{к0}) &:= \left( 360 - \phi_{пр} + \frac{2 \cdot \Phi_1 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_2 \cdot 180}{\pi} + \frac{2 \cdot \Phi_3 \cdot 180}{\pi} + \frac{\Phi_0 \cdot 180}{\pi} \right) - \phi_{к0} (\text{град}) \\
h_0(\phi_{к0}) &:= \Delta s \cdot \left( 1 - \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\phi_{к0} \cdot \pi}{180} \right) \right) (\text{мм}) \\
h_1(\phi_{к1}) &:= \Delta s + c_{11} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} - c_{12} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} \right) (\text{мм}) \\
h_2(\phi_{к2}) &:= h_1 \left( \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} \right) + c_{21} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} + c_{22} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} \right) (\text{мм}) \\
h_3(\phi_{к3}) &:= h_2 \left( \frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi} \right) + c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^4 - c_{32} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^2 + c_{33} (\text{мм})
\end{aligned}$$

Скорость клапана

$$\begin{aligned}
\omega_{т0}(\phi_{к0}) &:= \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta s \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\phi_{к0} \cdot \pi}{180} \right) (\text{м/с}) \\
\omega_{т1}(\phi_{к1}) &:= \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \left( c_{11} - c_{12} \cdot \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} \right) \right) (\text{м/с}) \\
\omega_{т2}(\phi_{к2}) &:= \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \left( c_{21} + c_{22} \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} \right) \right) (\text{м/с})
\end{aligned}$$

$$\omega_{ТЗ}(\phi_{к3}) := \omega_{к} \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 2 \cdot c_{32} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right) - 4 \cdot c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^3 \right] (\text{м/с})$$

Ускорение клапана

$$j_{Т0}(\phi_{к0}) := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta s \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \right)^2 \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \frac{\phi_{к0} \cdot \pi}{180} \right)$$

$$j_{Т1}(\phi_{к1}) := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\phi_{к1} \cdot \pi}{180} \right)$$

$$j_{Т2}(\phi_{к2}) := -\omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{22} \cdot \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \frac{\phi_{к2} \cdot \pi}{180} \right)$$

$$j_{Т3}(\phi_{к3}) := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 12 \cdot c_{31} \cdot \left( \Phi_3 - \frac{\phi_{к3} \cdot \pi}{180} \right)^2 - 2 \cdot c_{32} \right]$$

$$j_{Т.\max} := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 \cdot \sin \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \frac{\Phi_1}{2} \right); \quad j_{Т.\max} = 1866.58 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

$$j_{Т.\min} := \omega_{к}^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 12 \cdot c_{31} \cdot (\Phi_3 - \Phi_3)^2 - 2 \cdot c_{32} \right]; \quad j_{Т.\min} = -806.57 \text{ (м/с}^2\text{)}$$

Максимальный и минимальный радиусы кривизны профиля кулачка при

$$h := h_{\text{кл.}\max} + \Delta s; \quad h = 6.78 \text{ (мм)}$$

$$\rho_{\min} := r_{к} + h - 2 \cdot c_{32}; \quad \rho_{\min} = 4.28 \text{ (мм)}$$

$$\rho_{\max} := r_{к} + \Delta s + \frac{c_{11} \cdot \Phi_1}{2} + c_{12} \cdot \left[ \left( \frac{\pi}{\Phi_1} \right)^2 - 1 \right]; \quad \rho_{\max} = 56.05 \text{ (мм)}$$

Время-сечения пары клапанов

$$A_{\text{вп.кл1}}(\phi_{к1}) := \frac{\int_0^{\phi_{к1}} h_1(\phi_{к1}) d\phi_{к1}}{\omega_{к}}$$

$$A_{\text{вп.кл2}}(\phi_{к2}) := A_{\text{вп.кл1}}\left(\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}\right) + \frac{\int_0^{\phi_{к2}} h_2(\phi_{к2}) d\phi_{к2}}{\omega_{к}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ3}}(\phi_{\text{К3}}) := A_{\text{ВП.КЛ2}}\left(\frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi}\right) + \frac{\int_0^{\phi_{\text{К3}}} h_3(\phi_{\text{К3}}) d\phi_{\text{К3}}}{\omega_{\text{К}}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ4}}(\phi_{\text{К3}}) := A_{\text{ВП.КЛ3}}\left(\frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi}\right) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_3 \cdot 180}{\pi}} h_3(\phi_{\text{К3}}) d\phi_{\text{К3}}}{\omega_{\text{К}}} - \frac{\int_0^{\phi_{\text{К3}}} h_3(\phi_{\text{К3}}) d\phi_{\text{К3}}}{\omega_{\text{К}}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ5}}(\phi_{\text{К2}}) := A_{\text{ВП.КЛ4}}(0) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_2 \cdot 180}{\pi}} h_2(\phi_{\text{К2}}) d\phi_{\text{К2}}}{\omega_{\text{К}}} - \frac{\int_0^{\phi_{\text{К2}}} h_2(\phi_{\text{К2}}) d\phi_{\text{К2}}}{\omega_{\text{К}}}$$

$$A_{\text{ВП.КЛ6}}(\phi_{\text{К1}}) := A_{\text{ВП.КЛ5}}(0) + \frac{\int_0^{\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}} h_1(\phi_{\text{К1}}) d\phi_{\text{К1}}}{\omega_{\text{К}}} - \frac{\int_0^{\phi_{\text{К1}}} h_1(\phi_{\text{К1}}) d\phi_{\text{К1}}}{\omega_{\text{К}}}$$

Полное время сечения пары клапанов

$$A_{\text{ВП.КЛ}} := A_{\text{ВП.КЛ6}}(0); \quad A_{\text{ВП.КЛ}} = 2.24 \text{ (мм}^2 \text{ сек)}$$

Средняя площадь проходного сечения одного клапана

$$F_{\text{КЛ.СР}} := \frac{A_{\text{ВП.КЛ}}}{\left( \frac{\phi'_{\text{Р.В1}}\left(\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}\right) - \phi_{\text{Р.В1}}\left(\frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi}\right)}{\omega_{\text{К}}} \right)}$$

$$F_{\text{КЛ.СР}} = 5.59 \text{ (см}^2\text{)}$$

Средняя скорость потока смеси в седле клапана (уточненное значение)

$$\omega_{\text{ВП}} := v_{\text{П.СР}} \cdot \frac{F_{\text{П}} \cdot 10^{-6}}{F_{\text{КЛ.СР}} \cdot 10^{-4}}; \quad \omega_{\text{ВП}} = 124.76 \text{ (м/с)}$$

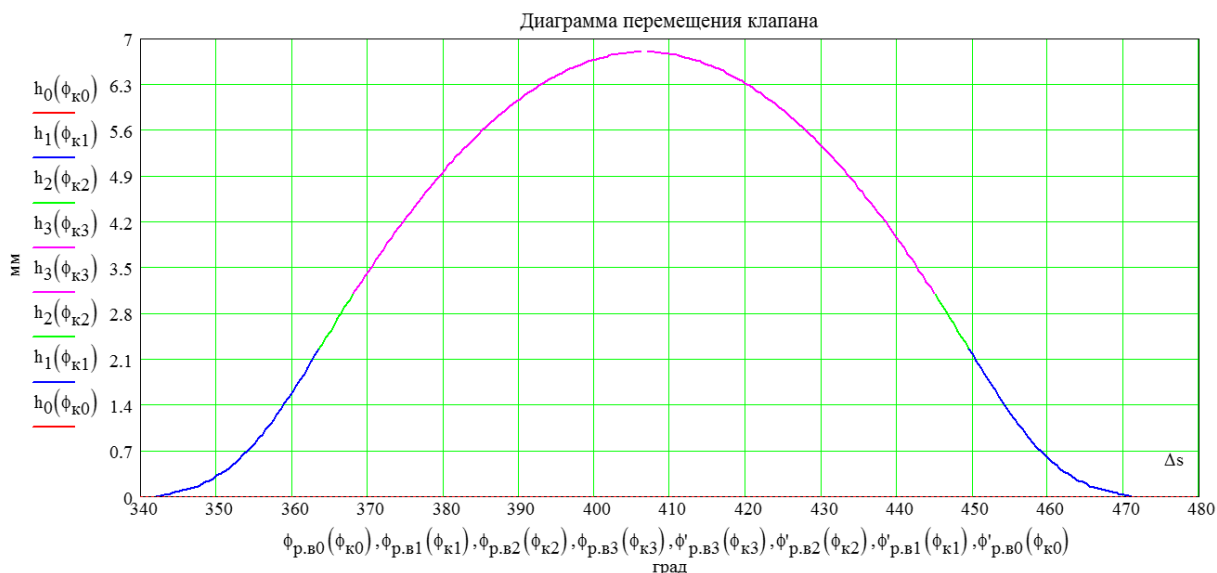


Рисунок 5.2 – Перемещение клапана

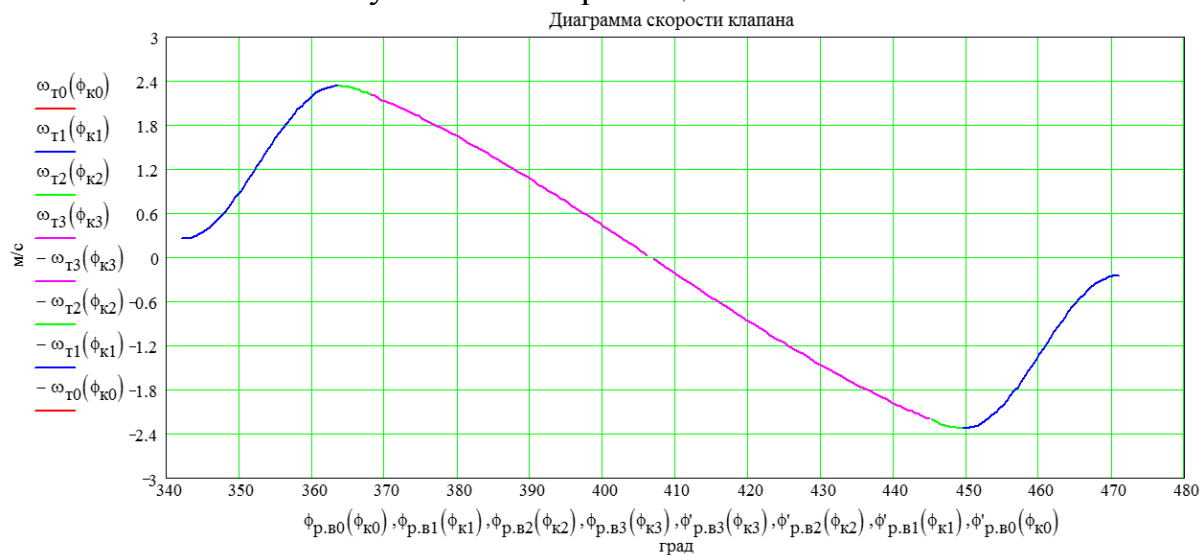


Рисунок 5.3 – Диаграмма скорости клапана

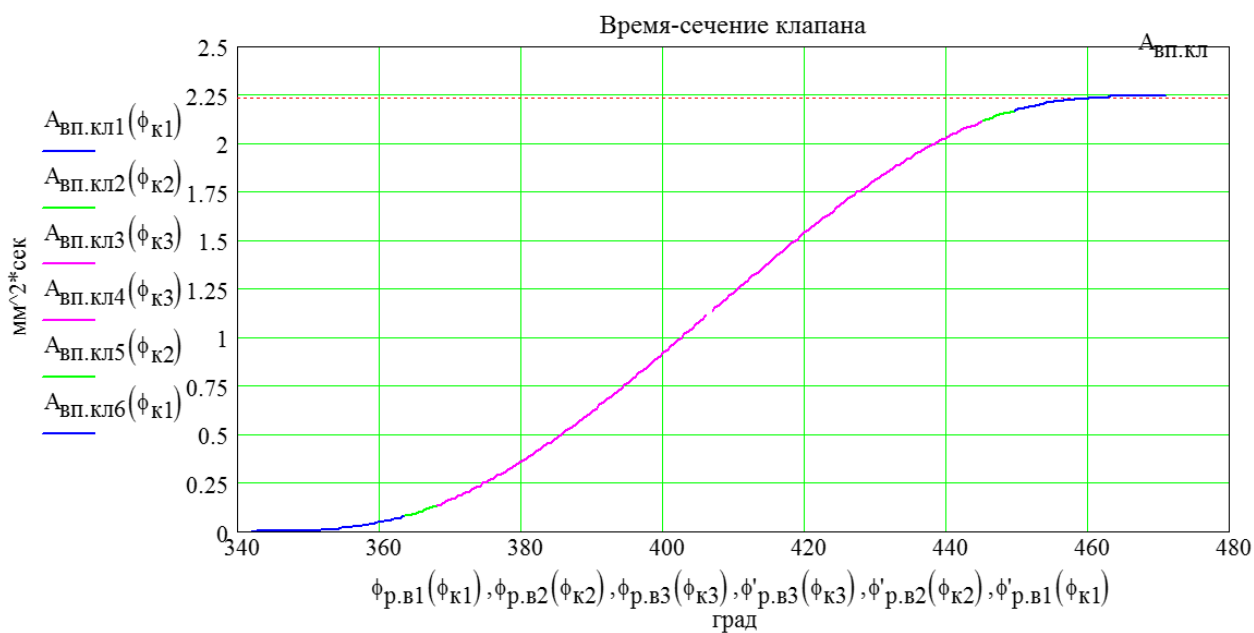


Рисунок 5.4 – Время сечения клапана

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе был рассмотрен дизельный двигатель с воздушной системой охлаждения. В ходе выполнения бакалаврской работы были произведены расчеты как основных систем и тепловых показателей двигателя, так и проведен расчет всех основных элементов конструкции, показавший работоспособность спроектированного двигателя.

Дизельный двигатель с воздушной системой охлаждения имеет следующие характеристики:

- минимальный удельный эффективный расход топлива  $g_e = 193,42$  г/кВт\*ч на номинальном режиме работы;
- Номинальную мощность  $N_e = 12,32$  кВт

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст]/ А.И.Колчин, В.П.Демидов // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
- 2 Кноп, V. Modeling of combustion and nitrogen oxide formation in hydrogen-fuelled internal combustion engines within a 3D CFD code [Текст]/ V. Кноп, A. Benkenida, S. Jay, O. Colin // International Journal of Hydrogen Energy -2008.
- 3 Polasek, M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials [Текст]/ M. Polasek, J. Macek, M. Takats, O. Vitek // SAE. - 2002. - №2002-01-0373.
- 4 Verhelst, S. A critical review of experimental research on hydrogen fueled SI engines [Текст]/ S. Verhelst, R. Sierens, S. Verstraeten // SAE. - 2006. - №2006-01-0430.
- 5 Beran, R. Entwicklung des H17/24G - Dem erstenkoreanischenGasmotor [Текст]/ R.Beran, T.Baufeld, H.Philipp, J. T. Kim, J. S.Kim // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007
- 6 Bonnevie-Svendsen, A.Double-Vibe-Model for heat release in lean burn gas engines with prechamber ignition[Текст]/A.Bonnevie-Svendsen, K.Boulouchos, Ch.Lämmle, I.Vlacos // in: 6. DessauerGasmotoren-Konferenz. Dessau-Roßlau. 2009
- 7 Макаренко Н.В. Мастеру об охране труда [Текст]/ Н.В.Макаренко//«Машиностроение» - Москва: 1990. - 128 с.
- 8 Сидоров В.В. Положение о Мастере основного производственного цеха [Текст]/ В.В. Сидоров // ОАО АвтоВаз– Тольятти: 2003.
- 9 Смоленский, В.В. Автомобильные двигатели: курс лекций [Текст]/В.В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2009. – 183 с.
- 10 Крючков, В. Разбираем новый 1,8-литровый двигатель 21179 [Электронный ресурс]: В. Крючков / Интернет издание «За рулем.рф». - автомобильный



- журн. — Москва: 1998-2016. – Режим доступа:  
<http://www.zr.ru/content/articles/834887-novyj-18-litrovyj-dvigatel-vaz-21179>(дата обращения 29.05.18)
- 11 ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Общие требования и правила составления [Текст]. – Москва: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 47 с.
  - 12 Rory, R. D. The Ball Piston Engine: A New Concept in High Efficient Power Machines [Текст] / R. D. Rory // Convergence Eng. Corporation.
  - 13 Huan, L. Study of air fuel ratio on engine performance of direct injection hydrogen fueled engine [Текст] / L. Huan // Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Malaysia Pahang, 26600 Pekan, Pahang, Malaysia 2016-PP.13-21
  - 14 Carbot-Rojas, D. A survey on modeling, biofuels, control and supervision systems applied in internal combustion engines [Текст] / D.A. Carbot-Rojas, R.F. Escobar-Jiménez, J.F. Gómez-Aguilar, A.C. Téllez-Anguiano // Instituto Tecnológico de Morelia, Morelia, Michoacán, CP 58120, Mexico 2017-PP.21-26
  - 15 Renegar, D.C. The Quasiturbine [Текст] / D.C. Renegar // USA Patent No:6629065 September 12th 2003
  - 16 Akmandor, I.S. Novel Thermodynamic Cycle [Текст] / I.S. Akmandor, N. Ersöz // PTC, WO, 2004. 022919 AI. (March 18th 2004)
  - 17 Haywood, R.W. A Critical Review of Theorems of Thermodynamics Availability [Текст] // R.W. Haywood / J. Mech. Eng. Sci. vol.16 MIT Press, 1970.
  - 18 Clarke, J. M. Thermodynamic Cycle Requirements for Very High Rotational Efficiencies [Текст] / J. M. Clarke // J. Mech. Eng. Sci. 1974
  - 19 Stephen, R. T. An Introduction to Combustion [Текст] / R.T. Stephen // McGraw-Hill Series in Mech. Eng. 1996.
  - 20 Baumeister, T. Mark's Standard Handbook for M. Engineer [Текст] / T Baumeister // McGraw-Hill Inc., New York, 1966.
  - 21 Fuller, D.D. Theory and Practice of Lubrication for Engineers [Текст] / D.D. Fuller // John Wiley & Sons Inc., New York, 1966

- 22 AVL BOOST [Электронный ресурс]: ADVANCED SIMULATION TECHNOLOGIES AVL BOOST. URL: <https://www.avl.com/web/ast/boost>
- 23 Thomasson, A. Co-Surge in Bi-Turbo Engines - Measurements, Analysis and Control [Текст] / Thomasson A, Eriksson L. // Control Engineering Practice, (32) 2014, 113-122. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2014.08.001> Copyright: Elsevier
- 24 Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - [Текст] Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.
- 25 Zurbriggen f. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. [Текст] - Institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.
- 26 Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. [Текст] – М.: «Машиностроение», 1983.