|  |  |
| --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | **Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  **высшего образования**  **«Московский государственный технический университет**  **имени Н.Э. Баумана**  **(национальный исследовательский университет)»**  **(МГТУ им. Н.Э. Баумана)** |

ФАКУЛЬТЕТ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_Энергомашиностроение\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

КАФЕДРА \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Э-2 – Поршневые двигатели\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

***К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ НА ТЕМУ:***

***Автомобильный дизель типа - 4ЧН9,11/9,9 номинальной мощностью 73кВт при частоте вращения 4000 мин-1***

Студент Э2-81Б **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Рахимгалиев Т.**

(Группа) (Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Руководитель ВКРБ \_\_\_**\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Зенкин В. А.**

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Нормоконтролер \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Москва

2021 г.

# РЕФЕРАТ

В рамках выпускной квалификационной работы был выполнен эскизный проект дизельного автомобильного двигателя 4ЧН9,1/9,5.

Была проведена работа по моделированию и оптимизации рабочего про-

цесса в «Дизель – РК». По итогам была получена модель, удовлетворяющая

требованиям.

Также было произведено уравновешивание двигателя и расчет его динами-

ческих и кинематических показателей, помимо этого был выполнен расчет ос-

новных деталей на прочность с применением метода конечных элементов, что

показало работоспособность рассмотренных деталей.

В исследовательской части произведен расчет пружины. Построен Парето-фронт пружин с наилучшими характеристиками при заданных условия работы.

**СОДЕРЖАНИЕ**

[РЕФЕРАТ 2](#_Toc74907534)

[ВВЕДЕНИЕ 4](#_Toc74907535)

[1 Обзорная часть 5](#_Toc74907536)

[1.1 Технические характеристики двигателя 5](#_Toc74907537)

[1.2 Описание узлов 7](#_Toc74907538)

[1.2.1 Шатунно-поршневая группа 7](#_Toc74907539)

[ЗАКЛЮЧЕНИЕ 36](#_Toc74907540)

[СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 37](#_Toc74907541)

# ВВЕДЕНИЕ

Рядные четырехцилиндровые двигатели применяются в основном в ав-

томобилестроении и являются самыми популяными. Автомобилестроение в стране начинает все стремительнее развиваться и таким образом существует потребность в создании аналоговых двигателей разного типа, в том числе и рядных. Это обуславливает создание проекта по разработке такого двигателя, с выполнением экологических норм.

При создании двигателя также следует добиться снижения расхода топ-

лива при сохранении или даже увеличении мощности и снижения удельной

массы двигателя. Этого следует добиться без потери прочностных характеристик

и надежности механизма.

В рамках данной ВКР будет рассматриваться дизельный двигатель типа 4ЧН9,1/9,5с мощностью 73кВт для дальнейшей его установки на автомобиль.

# 1 Обзорная часть

# 1.1 Технические характеристики двигателя

Исходя из темы курсового проекта, объектом исследования является двигатель автомобиля Mitsubishi L200 – 4D56.

Данный силовой агрегат – четырехцилиндровый, четырехтактный двигатель с наддувом. Цилиндры имеют рядную схему расположения. Головка цилиндра имеет двухклапанную конструкцию.

Двигатель выпускался крупной серией с [1986](https://ru.wikipedia.org/wiki/1941) по настоящее время на заводах Mitsubishi (Япония), Hyundai (Корея). Назначения – исключительно гражданское.

В таблице 1 приведены основные технические характеристики аналогового двигателя.

Таблица 1 – Технические характеристики двигателя

|  |  |
| --- | --- |
| Тип двигателя | С воспламенением от сжатия |
| Число тактов | 4 |
| Число цилиндров | 4 |
| Расположение цилиндров | рядное |
| Порядок работы цилиндров  Углы вспышек | 1-2-4-3  0-180-540-360 |
| Направление вращения коленчатого  вала (по ГОСТ 22836-77) | Правое |
| Диаметр цилиндров и ход поршня, мм | 91,1Х95 |
| Рабочий объем, л | 2,5 |
| Степень сжатия | 21 |
| Система наддува | турбокомпрессор MD187211 |

Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя представлена на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1 – Скоростная характеристика двигателя 4D56 [\*]:

Ме – крутящий момент; Nе – номинальная мощность; ge – удельный расход топлива; n – частота вращения коленчатого вала.

**1.2 Описание узлов**

1.2.1 Шатунно-поршневая группа

2 Моделирование и оптимизация рабочего процесса

**2.1 Идентификация математической модели двигателя**

В первую очередь необходимо получить адекватную модель двигателя, соответствующую техническому заданию, а также параметрам двигателя автомобиля 4D56.

Чтобы получить схожую внешнюю скоростную характеристику, выбираются следующие параметры коэффициента избытка воздуха α и степени повышения давления

4000 об/мин: ,

3000 об/мин: ,

2000 об/мин: ,

1000 об/мин: ,

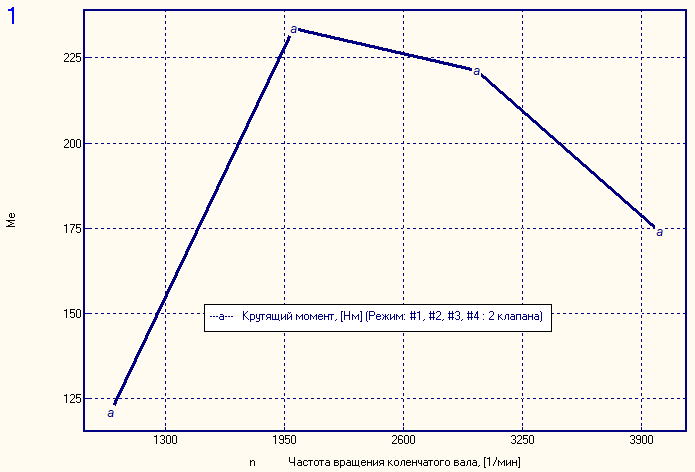


Рисунок 2.1 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленвала, полученный с помощью Diesel-RK

Ниже для сравнения показан график, на котором сопоставлены крутящие моменты реального двигателя с крутящим моментом, полученным из программы Diesel-RK. Различие математической модели от реальной не превосходит 1%.

Рисунок 2.2 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленвала

**2.2 Основные направления модернизации двигателя**

Основным направлением модернизации двигателя является переход от двухклапанной головки цилиндров к четырехклапанной и переход от разделенной камеры сгорания к полуразделённой. Так как в программе Diesel-RK нет возможности рассчитывать разделенную КС, поэтому изначально для расчетов выбирается полуразделенная КС.

Для того, чтобы выбрать новые размеры клапанной, спроектированы и сопоставлены сборки поршней цилиндра с моделями клапанов для двухклапанной и четырехклапанной головок.

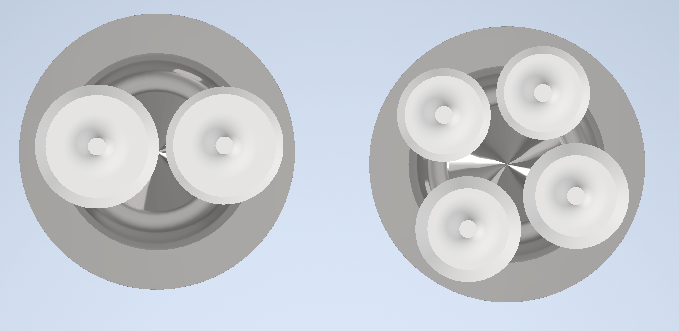


Рисунок 2.3 – Эскизная компоновка двух и четырех клапанов в ГБЦ в SolidWorks

Полученные с моделей размеры клапанов представлены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2 – Размеры впускных клапанов клапанов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | двухклапанный | четырехклапанный |
| Диаметр стебля клапана, | 10 | 6 |
| Диаметр клапанного канала, | 34 | 27 |
| Диаметр тарелки клапана, | 41 | 35 |
| Коэффициент расхода, | 0,7 | 0,73 |

Таблица 3 – Размеры выпускных клапанов клапанов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | двухклапанный | четырехклапанный |
| Диаметр стебля клапана, | 10 | 6 |
| Диаметр клапанного канала, | 34 | 27 |
| Диаметр тарелки клапана, | 39 | 35 |
| Коэффициент расхода, | 0,7 | 0,8 |

Далее проводится расчет по четырем точкам ВСХ для двухклапанной и четырехклапанной ГБЦ. На рисунке 4, 5, 6 сопоставлены коэффициент наполнения, коэффициент остаточных газов, среднее давление насосных ходов.

Коэффициент наполнения увеличился на высоких оборотах, а коэффициент остаточных газов уменьшился только для режима номинальной мощности (4000 об/мин). Среднее давление насосных ходов меньше для всех четырех режимов, следовательно, работа насосных ходов уменьшается, при переходе к четырехклапанной ГБЦ.

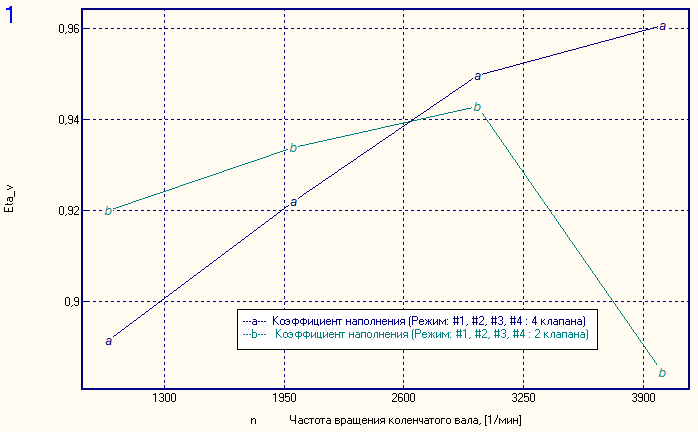


Рисунок 2.4 – График зависимости коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала

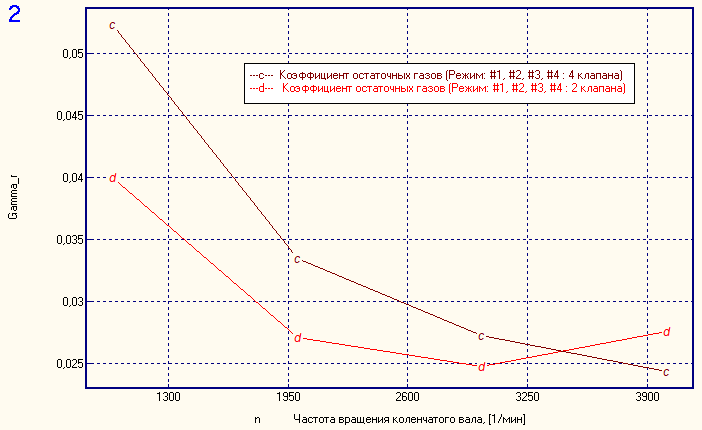


Рисунок 2.5 – График зависимости коэффициента остаточных газов от частоты вращения коленчатого вала

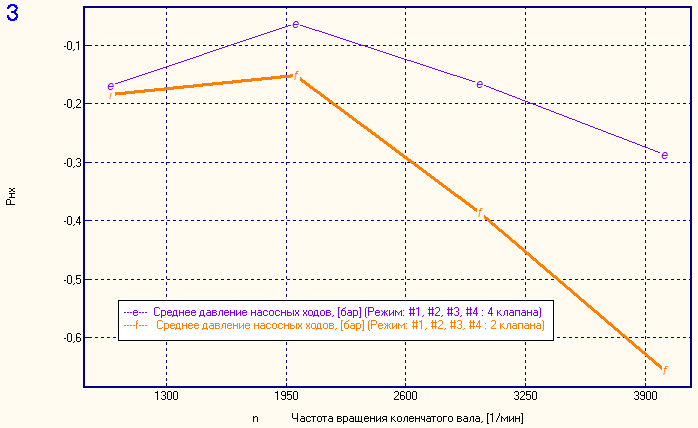


Рисунок 2.6 – График зависимости среднего давления насосных ходов от частоты вращения коленчатого вала

**2.4 Изменение фаз ГРМ при переходе на четырехклапанную ГБЦ**

Цель – улучшение коэффициента наполнения и удельного эффективного расхода топлива двигателя. Выбор новых углов открытия и закрытия клапанов на частоте вращения 2000 об/мин произведён в программе Diesel-RK по следующему алгоритму:

а) Одномерное сканирование по углу закрытия впускного клапана. Целевая функция – коэффициент наполнения.

б) Двумерное сканирование по углу открытия впускного клапана и углу закрытия выпускного клапана. Целевая функция – коэффициент наполнения.

в) Одномерное сканирование по углу открытия выпускного клапана. Целевая функция – удельный эффективный расход топлива.

Из предыдущего пункта видно, что при переходе четырехклапанной ГБЦ необходима провести оптимизацию фаз ГРМ для частоты вращения 2000 об/мин. Оптимизация фаз ГРМ для частоты 1000 об/мин не производится.

Таблица 4 - Исходные значения фаз газораспределения:

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Значение |
| Угол опережения открытия выпускного клапана | 10 |
| Угол запаздывания закрытия впускного клапана | 42 |
| Угол запаздывания закрытия выпускного клапана | 64 |
| Угол опережения открытия впускного клапана | 15 |

**2.4.1 Выбор фаз ГРМ для частоты вращения 2000 об/мин**

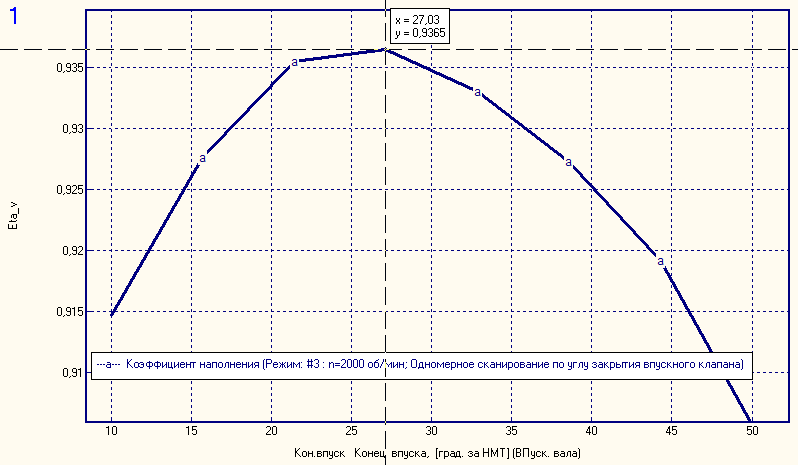
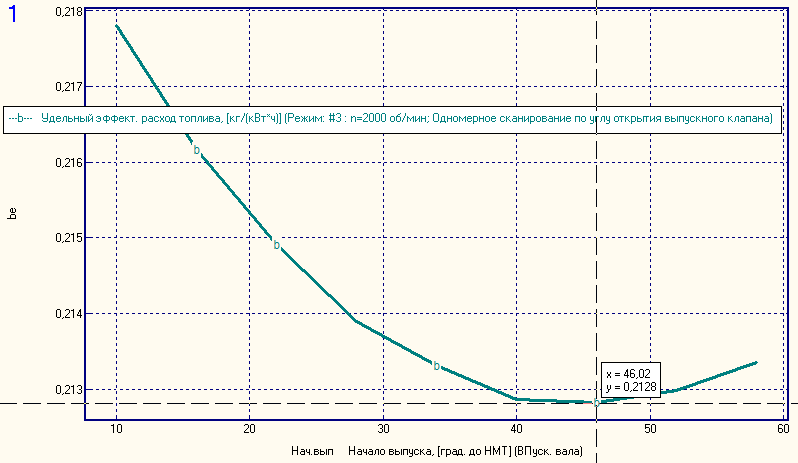


Рисунок 2.7 – График зависимости коэффициента наполнения от угла закрытия впускного клапана

Выбирается угол закрытия впускного клапана - 27 град за НМТ.

  
Рисунок 2.8 – График зависимости удельного эффективного расхода от угла открытия выпускного клапана

Выбирается угол открытия выпускного клапана - 46 град до НМТ.

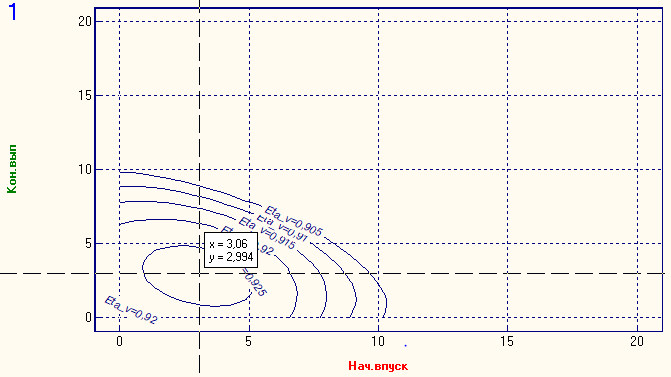


Рисунок 2.9 – Двумерное сканирование по углу открытия впускного клапана и углу закрытия выпускного клапана

Выбирается угол открытия впускного клапана и углу закрытия выпускного клапана - 3 и 3 град соответственно

Таблица 5 – Результаты оптимизации фаз ГРМ на режиме 2000 об/мин

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Исходные фазы | n = 2000 об/мин |
| Угол опережения открытия выпускного клапана | 64 | 46 |
| Угол запаздывания закрытия впускного клапана | 42 | 27 |
| Угол запаздывания закрытия выпускного клапана | 15 | 3 |
| Угол опережения открытия впускного клапана | 10 | 3 |

**2.5 Анализ характеристик двигателя в зависимости от фаз ГРМ**

Сравнение крутящего момента, коэффициента наполнения и удельного эффективного расхода при исходных фазах газораспределения, при переходе на четырехклапанную ГБЦ и оптимизированных на режиме 2000 об/мин:

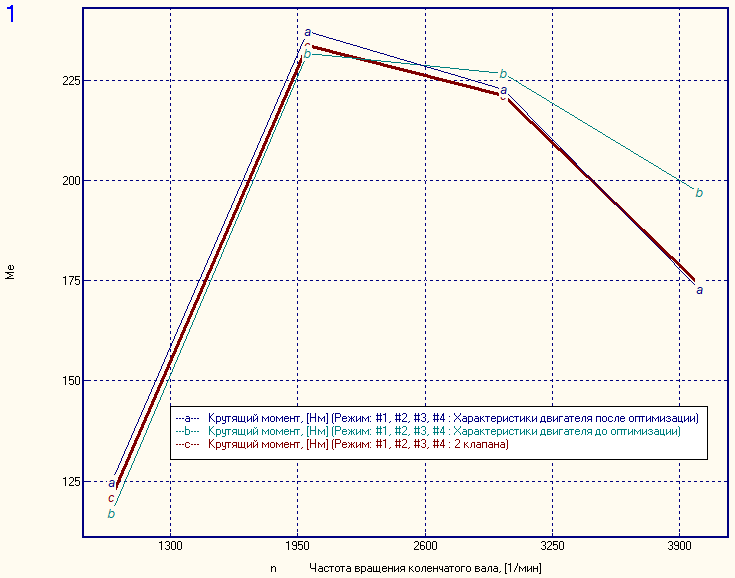
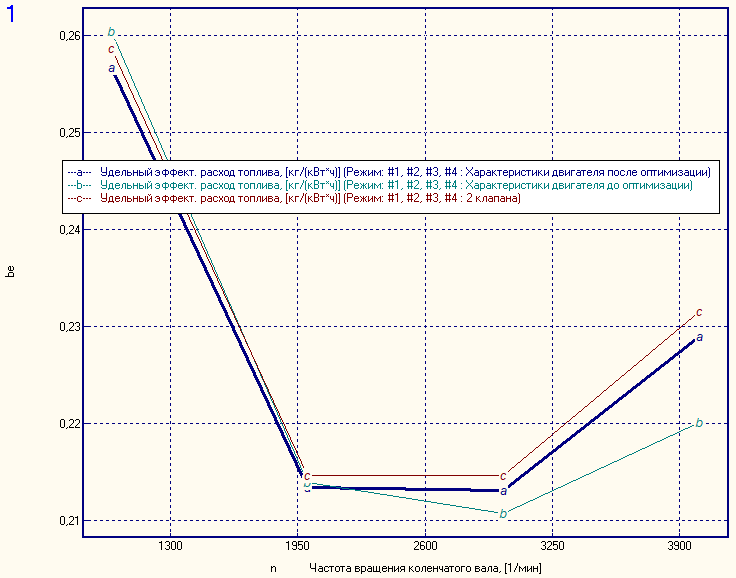


Рисунок 2.10 - График крутящего момента в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

  
Рисунок 2.11 - График удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

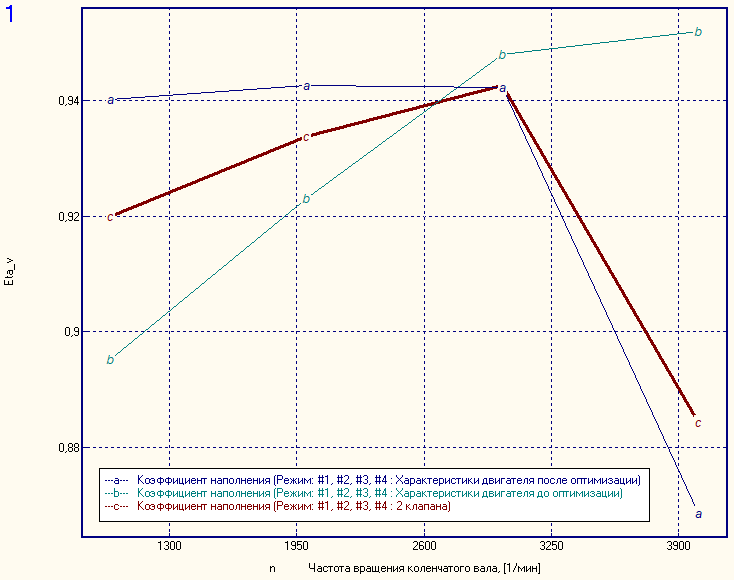


Рисунок 2.12 - График коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

Проанализировав данные графики можно сказать об улучшении всех показателей при использовании фаз газораспределения, оптимизированных на режимах 2000 об/мин.  
 Использование фаз, оптимизированных на 2000 об/мин дает улучшение характеристик на более низких частотах.

**2.6 Оптимизация степени сжатия, степени повышения давления в компрессоре и УОВТ**

Проводится оптимизация степени повышения давления в компрессоре πk. Для этого πk на номинальной частоте увеличивается так, чтобы коэффициент избытка воздуха при сгорании α = 2. Также цикловая подача при режиме 1000 об/мин увеличивается так, чтобы α = 2.

Следующим шагом будет оптимизация степени сжатия и УОВТ. Для в программе Diesel-RK этого проводится двумерное сканирование для всех четырех режимов по степени сжатия от 12 до 22 и УОВТ от 5 до 25 градусов до ВМТ. Далее выбираются 3 значения степени сжатия и для каждого режима выбираются УОВТ. Целевые функции: удельный эффективный расход топлива, кроме того во внимание принимаются максимальное давление цикла, эмиссия NOx приведенное к NO, эмиссия твердых частиц.

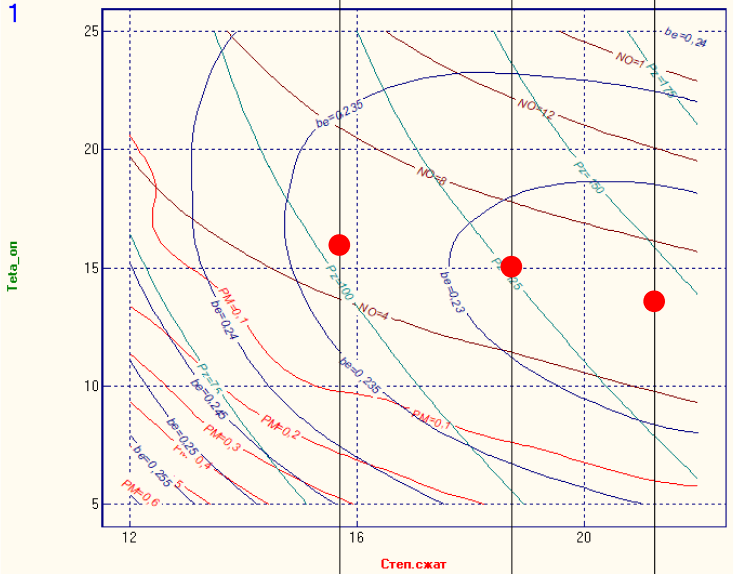


Рисунок 2.13 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима

4000 об/мин

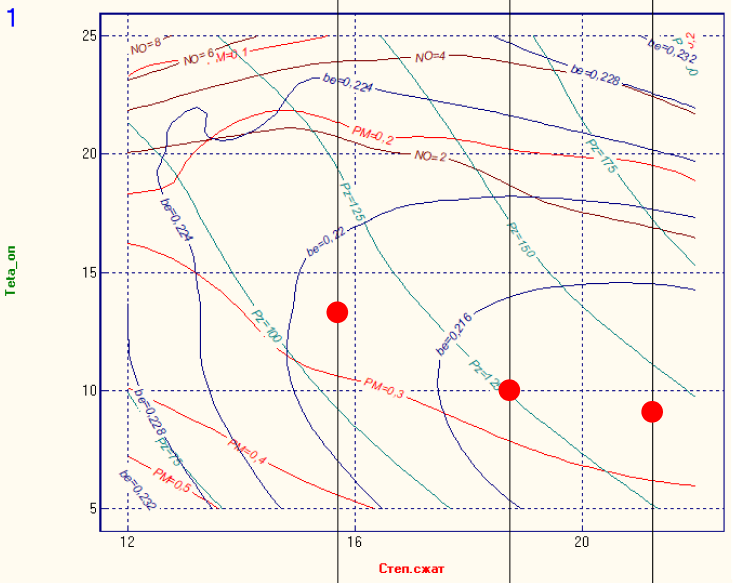


Рисунок 2.14 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима

3000 об/мин

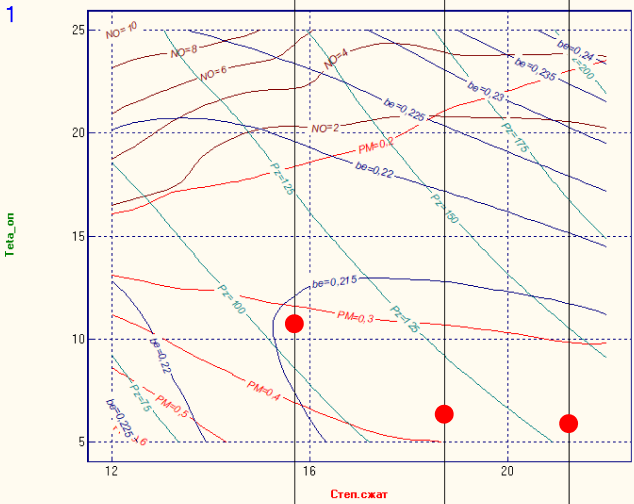


Рисунок 2.15 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима

2000 об/мин

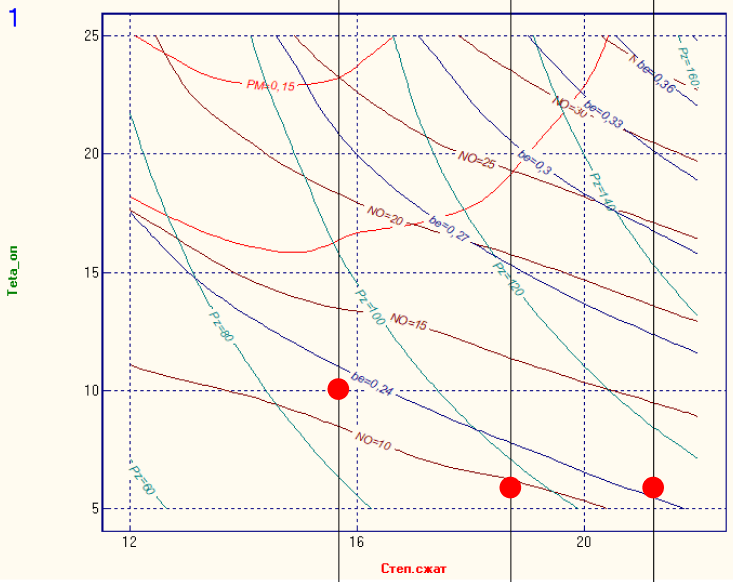


Рисунок 2.16 – Двумерное сканирование по степени сжатия и УОВТ для режима

1000 об/мин

Таблица 6 – Результаты двумерного сканирования

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Степень сжатия | n, об/мин | УОВТ, град. до ВМТ |
| 21,14 | 4000 | 13 |
| 3000 | 9 |
| 2000 | 5.5 |
| 1000 | 6 |
| 18,60 | 4000 | 15 |
| 3000 | 10 |
| 2000 | 6 |
| 1000 | 6 |
| 15,50 | 4000 | 16 |
| 3000 | 13 |
| 2000 | 10,5 |
| 1000 | 10 |

Сравниваются целевые функции по степени сжатия.

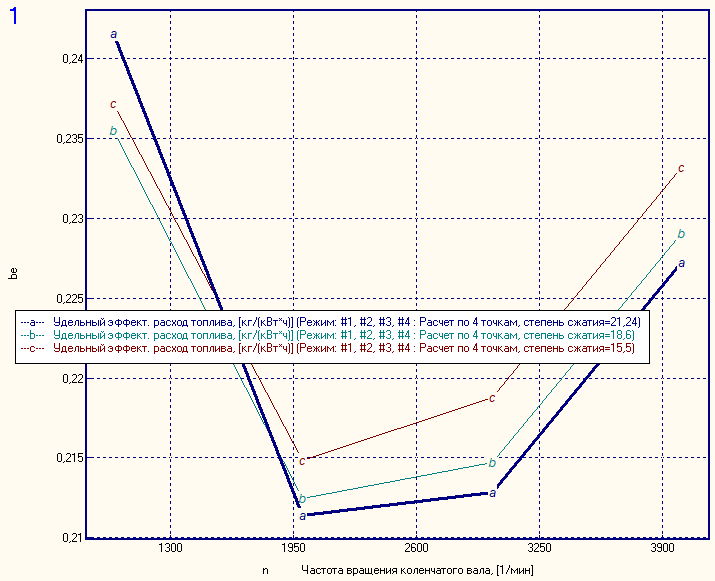


Рисунок 2.17 – График зависимости удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленвала

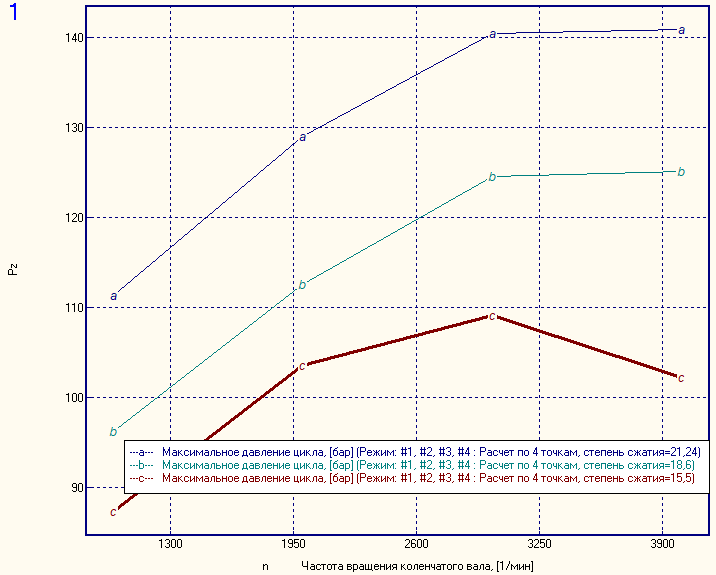


Рисунок 2.18 – График зависимости максимального давления от частоты вращения коленвала

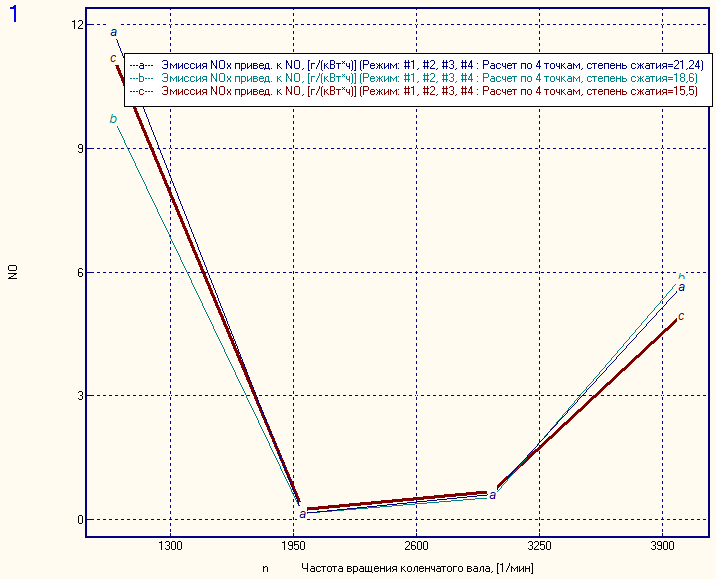


Рисунок 2.19 – График зависимости эмиссии NOx приведенной к NO от частоты вращения коленвала

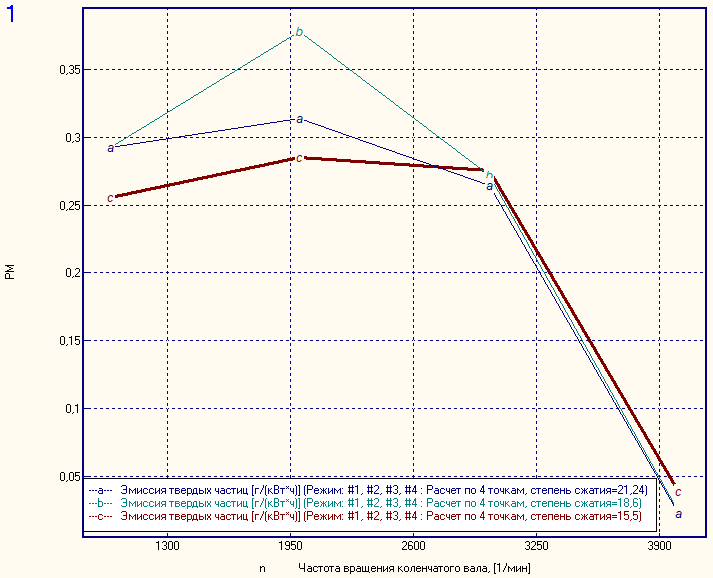


Рисунок 2.20 – График зависимости эмиссии твердых частиц от частоты вращения коленвала

Удельный эффективный расход топлива минимальный при степени сжатия 21,14. Остальные характеристики в пределах допустимого для данного режима.

Выбирается степень сжатия 21,14.

Таблица 7 – Выбираемые степень сжатия и УОВТ для 4 режимов.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Степень сжатия | n, об/мин | УОВТ, град. до ВМТ |
| 21,14 | 4000 | 13 |
| 3000 | 9 |
| 2000 | 5,5 |
| 1000 | 6 |

**2.7 Результаты модернизации двигателя**

Окончательное сравнение характеристик двигателя с начальными и конечными параметрами производится в программе Diesel-RK.

Таблица 8 – Параметры фаз двигателя

|  |  |
| --- | --- |
|  | n = 2000 об/мин |
| Угол опережения открытия выпускного клапана | 46 |
| Угол запаздывания закрытия впускного клапана | 27 |
| Угол запаздывания закрытия выпускного клапана | 3 |
| Угол опережения открытия впускного клапана | 3 |

Таблица 9 - Степень сжатия и УОВТ двигателя

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Степень сжатия | n, об/мин | УОВТ, град. до ВМТ |
| 21,14 | 4000 | 13 |
| 3000 | 9 |
| 2000 | 5,5 |
| 1000 | 6 |

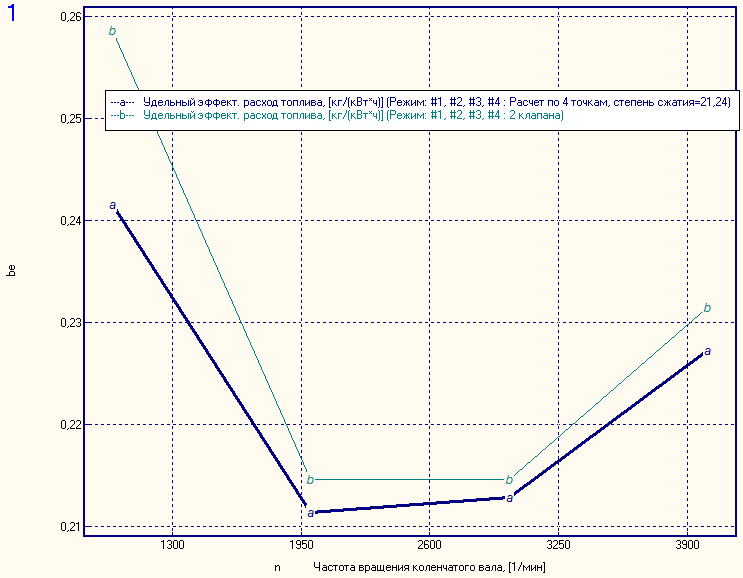


Рисунок 2.21 – График зависимости удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения коленвала

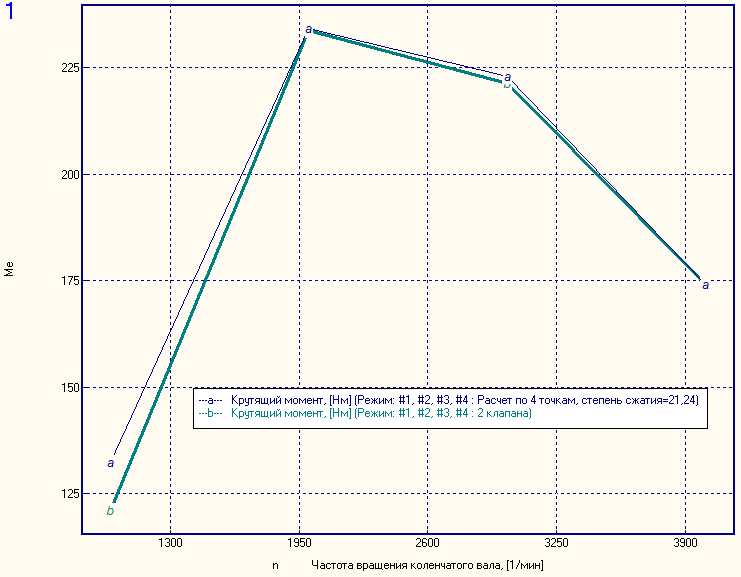


Рисунок 2.22 – График зависимости крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала

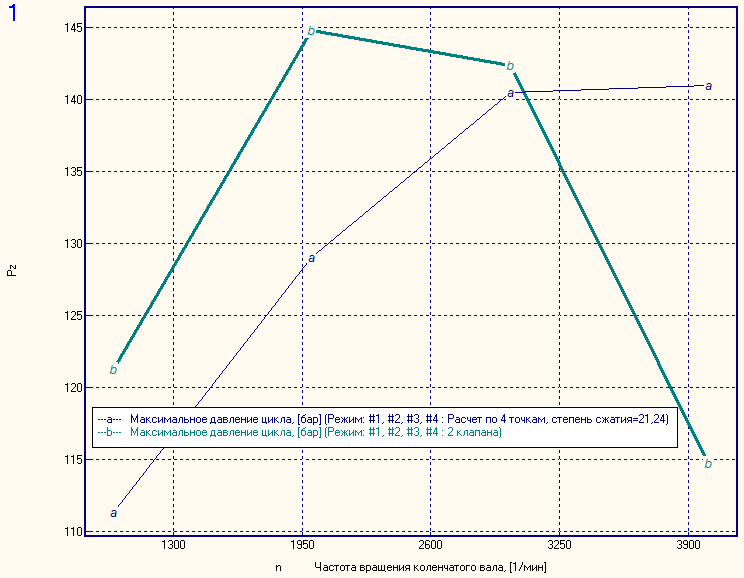


Рисунок 2.23 – График зависимости максимального давления от частоты вращения коленвала

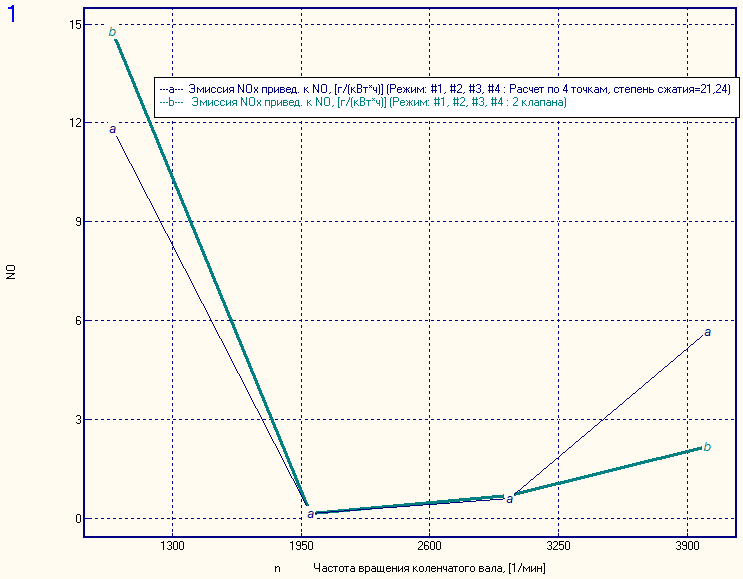


Рисунок 2.24 – График зависимости эмиссии NOx приведенной к NO от частоты вращения коленвала

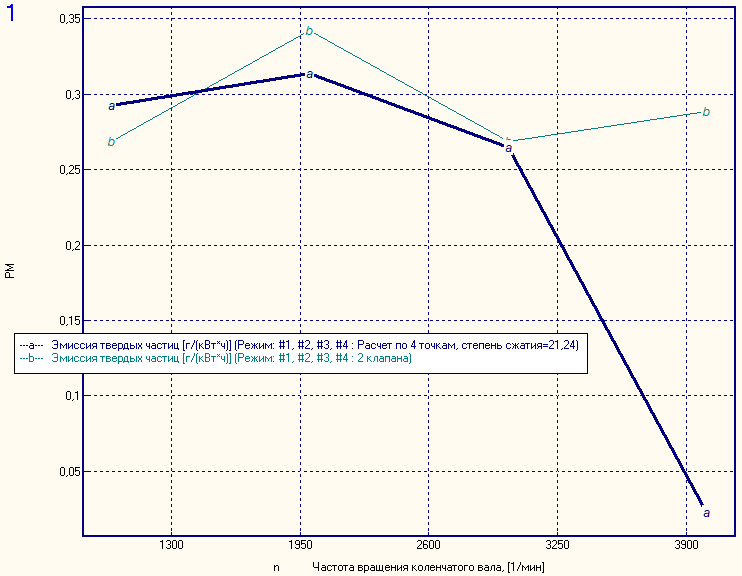
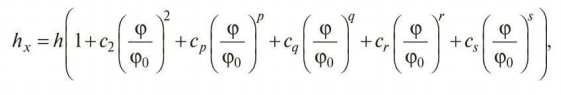


Рисунок 2.25 – График зависимости эмиссии твердых частиц от частоты вращения коленвала

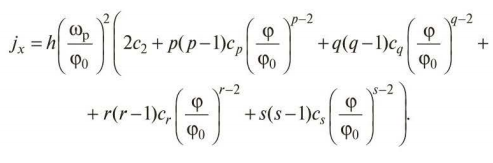
**4 ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ**

**4.1 Определение закона движения клапана**

Наибольшее распростронение получил закон движения клапана на расчетном режиме работы двигателя, выраженный полиномом вида:



Ускорение клапана получаеют дифференциирование данного выражения:



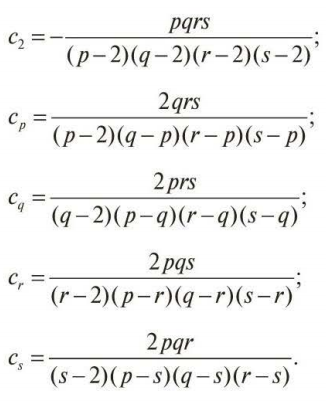
h – максимальная высота подъема клапана,

φ – угол поворота кулачка отсчитываемый от его вершины,

φ0 – угол профиля от начала подъема кулачка до его вершины, (φ0 = 84°)

p, q, r, и s – возрастающие целые числа (p ≥ 4), подчиняющий арифметической прогрессии с разностью p – 2.

Постоянные коэффициенты c2, cp,cq,cr, cs определяются по следующим формулам:



Коэффициент p принмается равным 4 тогда p – 2 = 2:

p = 4, q = 6, r = 8, s = 10

c2 = -5, cp = 10, cq = -10, cp = 5, cs = -1.

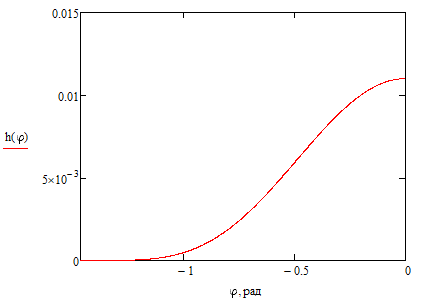


Рисунок 4.1.1 – График движения клапана в зависимости от угла поворота кулачка

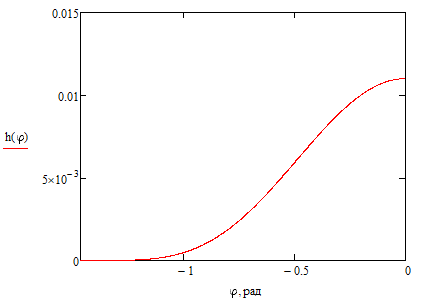


Рисунок 4.1.2 – График ускорения клапана в зависимости от угла поворота кулачка

Максимальное ускорение достигается при угле поворота кулачка:

φ= 42°,

значение ускорения при φ= 42°:

jmax = 1330 м / c2

**4.2 Определение приведенной к оси клапана силы инерции**

Максимальная приведенная к оси клапана сила инерции

Pjx = - mсум.к \* jmax

mсум.к – приведенная масса (суммарная масса клапана, гидрокомпенсатора, кулачка и пружины)

mсум.к = 0,115 кг,

тогда

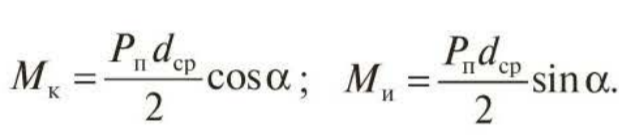
Pjx = -152.6 Н.

**4.3 Конструкция и расчет клапанных пружин**

В поршневых двигателях применяются пружины из круглой проволоки. Круглое сечение хорошо работает на кручение, которому подвергаются витки при сжатии пружины. К основным параметрам цилиндрической пружины относятся диаметр проволоки δ, индекс пружины  (dср - средний диаметр), шаг витков, число ее рабочих витков iп = Lп / t (где Lп – длина рабочей части пружины).

Принимается с = 4, δ = 0,006 м, тогда dср = 0,024 м.

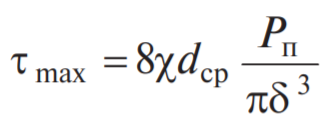
Изменяя индекс и сохраняя жесткость пружины, можно изменять ее длину и диаметр. Силовые факторы. в поперечных сечениях клапанной пружины сводятся к моменту Мк = Рп\*dср/2 и силе, действующей вдоль оси пружины. Момент М раскладывают на крутящий и изгибающий моменты:



Обычно угол подъема витков α = 10 ... 12° и расчет пружины можно вести только на кручение от момента Mk= Рп\*dср/2:

Мк = 2,93 Н \* м.

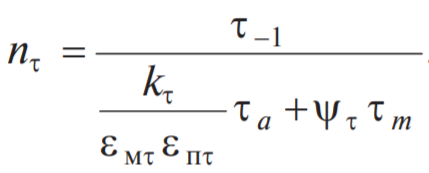
Наибольшее напряжение кручения возникает на внутренних волокнах:



где χ = 1 + 1,45/с = 1.363 - коэффициент, учитывающий кривизну витков. При расчете пружин искомым является диаметр δ проволоки. Задаваясь в соответствии с выбранной маркой стали допускаемыми напряжениями [τ], определяют δ. Полученное значение δ округляют в большую сторону до ближайшего стандартного диаметра проволоки и повторяют расчет пружины.

τmax = 94,12 МПа.

Значение коэффициента запаса n определяют по формуле:



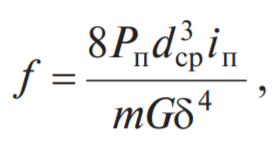
nτ = 3,582

где kτ - эффективный коэффициент концентрации напряжений,

eмτ – коэффициент влияния абсолютных размеров,

eпτ - коэффициент влияния состояния поверхностного слоя,

Осевое упругое сжатие пружины



f = 1,562 мм.

где m - коэффициент, который учитывает влияние перерезывающих сил, зависящих от с и который с достаточной точностью может быть принят равным 0,95-1,00; G - модуль сдвига.

По результатам расчета строят характеристику пружины (рисунок 4.3.1) и устанавливают значение усилия пружины по при закрытом клапане:

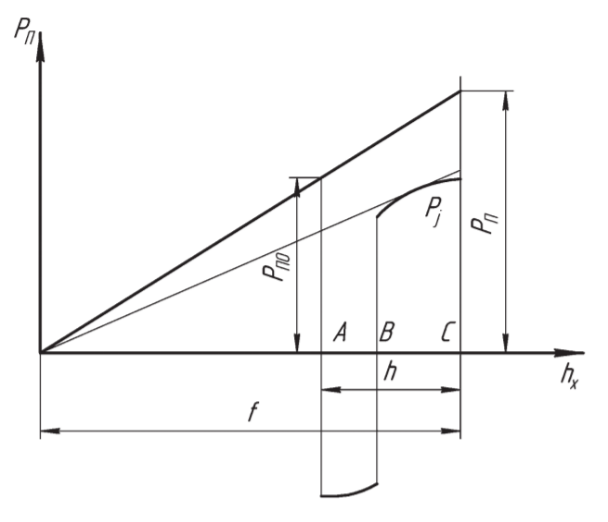
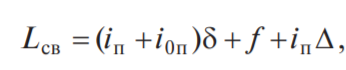


Рисунок 4.3.1 – Изменение силы пружины (J) и сил инерции (2) по подъему клапана

Сила пружины выпускного клапана Рп должна быть достаточной для удержания клапана в закрытом состоянии во время такта впуска с учетом разрежения Δр в цилиндре.

Длина пружины в свободном состоянии



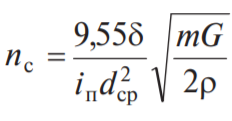
где п = 2-3 - число опорных витков; Δ = 0,2 ... 0,3 мм - величина зазора между витками пружины при открытом клапане, зависящая от размеров пружины.

Lсв = 51 мм.

Длина пружины в сжатом состоянии:

Lсж= Lсв - f = 49 мм

После определения размеров пружины ее проверяют на резонанс. При резонансе перемещение среднего витка пружины резко возрастает. Обычно определяют число пс собственных колебаний пружины в минуту и отношение пс к частоте вращения пр распределительного вала. Число собственных колебаний пружины



где G - модуль упругости II рода материала пружины; ρ - плотность материала пружины.

nc = 37550

Опасность резонанса считается незначительной, если отношение nc / np > 8; значение nc не должно быть кратным np.

**4.4 Оптимизация клапанной пружины по Паретто**

Для оптимизации клапанной пружины написана программа на языке программирования Python v3.8.

**4.4.1 Формулировка задачи оптимизации**

В качестве исходных данных программа будет принимать

- P­p – сила, необходимая для удержания клапана в открытом состоянии

- h – ход кулачка

- f – максимальное сжатие пружины

Кроме того, нужно определить константы, описывающие материал из которого будет изготовлена пружина.

Выше перечисленные данные записываются в файл config.py (см. Приложение).

В файле data.py (см. Приложение) хранится массив из возможных геометрических параметров клапанных пружин.

Целевыми функциями будут являться коэффициент запаса, а также длина пружины в сжатом состоянии.

Искомыми параметры в этой задаче будут:

* + - средний диаметр пружины dcp
    - диаметр проволоки δ

**4.4.2 Построение фронта Парето для клапанных пружин**

Как было сказано в предыдущей главе, целевыми функциями будут являться коэффициент запаса, а также длина пружины в сжатом состоянии.

Определим термин доминирования по Парето одной пружины над другой.

Критерии доминирования:

1. Больший коэффициент запаса.
2. Меньшая длина в сжатом состоянии.

Тогда пружина А доминирует по Парето Б, если А не хуже Б по данным двум критериям и хотя бы по одному из них превосходит Б.

Следовательно, в данной задаче нужно минимизировать функцию Lсжат и максимизировать nτ.

Так как критериев доминирования два, то фронт Парето будет выглядеть как ломанная линия в двумерном пространстве решений.

Пример исполнения программы (красным обозначен фронт) представлен на рисунках 4.4.1 – 4.4.3

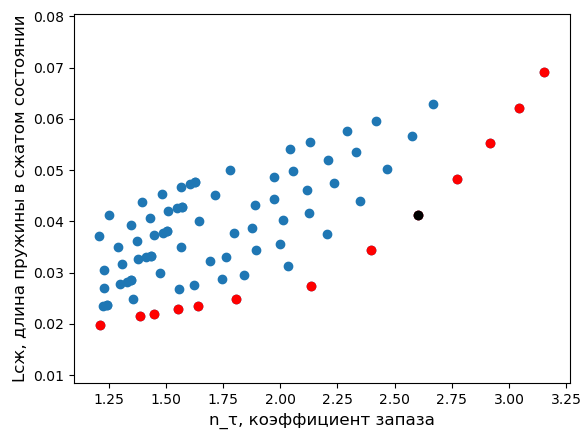


Рисунок 4.4.1 – зависимость длины пружины в сжатом состоянии от коэффициента запаса

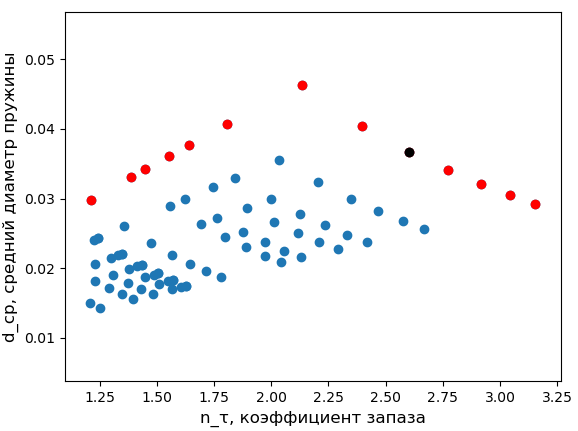


Рисунок 4.4.2 – зависимость среднего диаметра пружины от коэффициента запаса

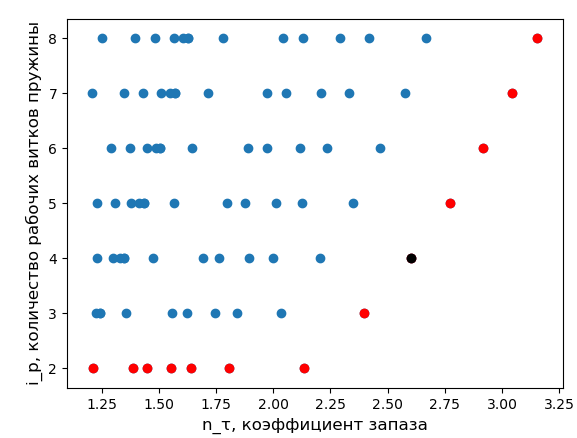


Рисунок 4.4.3 – зависимость количества рабочих витков пружины от коэффициента запаса

Из конструкционных соображений выбирается пружина c коэффициентом запаса 2,6 и длиной в сжатом состоянии 41 мм.

В таблице 4.4.1 представлены сравнения геометрических параметров, а также коэффициента запаса и длины пружины в сжатом сотоянии пружины расчитаной по классическому алгоритму и пружины оптимизированной по Паретто:

Таблица 4.4.1 – Результаты сравнения пружин

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Пружина, расчитанная по классическому алгоритму | Пружина, оптимизированная по Паретто. | Пружина, оптимизированная по Паретто c фильтром |
| Средний диаметр, мм | 24 | 36,7 |  |
| Диаметр проволоки, мм | 6 | 6,7 |  |
| Длина в сжатом состоянии, мм | 49 | 41,3 |  |
| Коэффициент запаса | 3,6 | 2,6 |  |
| Наибольшее напряжение кручения, МПа | 94,12 | 126.8 |  |

Вывод: пружина, оптимизированная по Паретто имеет меньшую длину сжатия, но также и меньший коэффициент запаса. Коэффициент запаса является допустимым обоих пружин является допустимым. Пружина, оптимизированная по Паретто позволяет уменьшить габариты ГБЦ, следовательно, уменьшить конструкцию двигателя.

# ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В рамках проделанной работы было проведено моделирование и оптимизация рабочего процесса в двигателе 4ЧН9,1/9,5. Работа была выполнена в «Дизель-РК».
2. Было проведено исследование уравновешенности двигателя. Произведены расчеты противовесов, необходимых для уравновешивания моментов от центробежных сил инерции, и определены их массы с размерами.
3. Проведены расчеты коленчатого вала, шатуна, поршневого компрессионного кольца и поршневого пальца на выносливость. Результаты этих расчетов показали, что все детали работоспособны в рамках рассматриваемых условий.
4. Расчетными методами было оценено ТДС алюминиевого поршня. В результате были определены, максимальные температуры, которые не превышают допустимых значений.
5. В ходе работ был разработан эскизный проект дизельного двигателя внутреннего сгорания с турбо наддувом (4ЧН9,1/9,5).

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н.Д.Чайнов, Н.А.Иващенко, А.Н.Краснокутский, Л.Л.Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. - 2-е изд. – М.: Машиностроение, 2011. 496 с., ил.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов 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., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983 – 372с., ил.
3. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: лабораторные работы (практикум) для студентов специальности I – 37.01.01 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост.: В.А. Бармин, И.К. Русецкий, А.В. Предко – Мн.: БНТУ, 2007. – 49 с., ил.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для втузов по специальности “Двигатели внутреннего сгорания” / Д.Н.Вырубов, С. И. Ефимов, Н.А.Иващенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 4- е изд. - М.: Машиностроение, 1984.- 384 с
5. Семинары по конструированию двигателей/ Л. Л. Мягков, А. С. Блинов – Москва, 2020.
6. Учебное пособие для студентов ВУЗов и аспирантов: программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-рк А.С.Кулешов. Москва 2004.
7. Лекции по Теории поршневых и комбинированных двигателей. Ф.Б. Барченко. Москва, 2019.

8. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным 91 направлениям подготовки/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 13-е издание, исправл. и дополн. – М.: Машиностроение, 2017, - 560 с.: ил

# ПРИЛОЖЕНИЯ