Рядные четырехцилиндровые двигатели применяются в том числе и в автомобилестроении и являются самыми популярными. Автомобилестроение в стране начинает все стремительнее развиваться и таким образом существует потребность в создании двигателей разного типа, в том числе и рядных. Это обуславливает создание проекта по разработке аналогичного двигателя, с выполнением экологических норм.

1) Чертежи двигателя:  
 Поперечный и продольный разрез двигателя схожи с чертежами двигателя 4D56, головка блока цилиндра заменена с 2 клапанной головки на 4 клапанную, также был заменен поршень.

2) рабочие чертежи двигателя  
 В качестве рабочего чертежа был выполнен чертеж балансирного. Сборочный чертеж представляет балансирный вал в сборе с шестерней и болтом.

2.0) Уравновешивание доп. валами.

На рисунке 2 представлена схема уравновешивания двигателя по схеме Митсубиси. Дополнительные валы расположены на одинаковом расстоянии по горизонтали от оси коленчатого вала. Вал справа смещен по вертикали на расстояние H. Оба вала вращаются с удвоенной угловой скоростью по отношению к коленчатому валу.

Смещение дополнительного вала с противовесом позволяет уравновесить неравномерность реактивного момента.

Показателем уравновешивания двигателя является коэффициент неуравновешенности. Его значение зависит от смещения одного из доп валов по вертикали.

2.1) 3d

В качестве 3д модели представлена сборка шатунно-поршневой группы, балансирных валов и ремня, связывающих их.

Из конструктивных соображений H принимается 0.081м. Значений коэф. неур. 3.3.

3)Проверочные расчеты деталей  
 При проектировании коленчатого вала необходимо доказать его работоспособность. Для я этого был проведен расчет запаса циклической прочности. Расчет проводился методом конечных элементов в программе ANSYS, с помощью Mathcad был вычислен коэффициент запаса и выведен на коленчатый вал. Минимальный коэффициент запаса составил примерно 1.7. Коленчатый вал соответствует требованиям работоспособности. Аналогично методу расчета коленчатого вала, проведен расчет напряженно деформированного состояния шатуна и поршневого пальца. Коэффициент запаса для поршневого пальца составил 2,1, а для шатуна 2,22. Так же с помощью программного комплекса ANSYS проведен расчет теплового состояния поршня. Максимальная температура на кромках составила 304 градуса по Цельсию, это не превышает критическую температуру головки поршня. Температура в районе первого поршневого кольца составляет 208. градусов по Цельсию, что обеспечивает хорошую работу синтетического масла и не вызывает его горение.

4) НИР  
а) сравнение методик подбора клапанных пружин:  
Классический алгоритм подбора клапанных пружин:

В первую очередь определяется закон движения клапана и массы подвижных деталей ГБЦ. Рассчитывается максимальное ускорение кулачка.   
Далее определяется прижимная сила клапана.

Следующим шагом будет подбор геометрических параметров пружин.

Разрабатываемая пружина проверяется на касальтельное напряжение и резонанс. При не удовлетворительных значениях коэффициента запаса или не резонанса, проектировщик уменьшает индекс пружины увеличивая толщину пружины или уменьшая диаметр навивки пружины.

При расчете Парето-оптимальность:   
Задаются начальные условия пружины (прижимная сила клапана, физические свойства пружины). Выбираются целевые функции, задается условие доминировая по Парето. Алгоритм сам исключает решения, неподходящие по требования резонанса и мин. Коэффициента запаса.

Далее строится фронт Парето.

Последний пункт: утверждение проектировщиком наиболее подходящего инженерного решения среди множества парето-оптимальных пружин.

Б) Лист с фронтом  
На листе 5 продемонстрированы результаты оптимизации клапанной пружины для двигателя проектируемого прототипа.

На рисунках 1, 2 и 3 представлены зависимости длины пружины в сжатом состоянии, диаметра пружины, количества рабочих витков от коэффициента запаса соответственно.

Красным цветом изображен фронт Парето-оптимальных решений. Черным – окончательно утвержденное решение.

В) Лист с фронтом и фильтром

Для сравнение методик расчета, был проведен расчет клапанной пружины по классическому алгоритму. Средний диаметр навивки пружины составил 24 мм, в то же время выбранная по парето пружина имеет диаметр 36,7 мм.   
 Для сравнения этих методик был построен еще один фронт парето с приминеним фильтра по среднему диаметру пружин. На этом листе представлены результаты расчета и таблица сравнения пружин.

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

Заключение:  
В рамках выпускной квалификационной работы был спроектирован бензиновый, четырёхцилиндровый, четырехтактный автомобильный двигатель

1. Была получена математическая модель рабочего процесса двигателя с помощью ПК «Дизель-РК».

2. Был выполнен эскизный проект разработанного двигателя: поперечный и продольные разрезы.

3. Был разработан сборочный чертеж детали балансирного вала

4. Была разработана твердотельная трехмерная модель сборки шатунно-поршневой группы, коленвала и балансирных валов.

5. С помощью ПК «ANSYS» и ПК «KVAL» были проведены расчеты основных деталей КШМ двигателя: расчет теплового состояния поршня, расчет поршневого пальца, расчет шатуна, расчет коленчатого вала. Расчеты показали работоспособность всех деталей в рамках рассматриваемых условий.

6. Разработана методика проектирования клапанных пружин на основе многокритериальной оценки. Оптимизирована клапанная пружина методом построения фронта Парето. В результате оптимизации удалось добиться уменьшения габаритов головки блоков цилиндров с незначительным уменьшением коэффициента запаса пружины.