# Тепловой и динамический расчет двигателей внутреннего сгорания

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ**

**САМАРСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ**

**Кафедра**

**“Тракторы и автомобили”**

**Пояснительная записка**

к курсовой работе по тракторам и автомобилям.

Раздел 1 “Тепловой и динамический расчет двигателей внутреннего сгорания”

**Выполнил: студент И-IV-8**

**Кухарь А.А.**

**Принял: доцент**

**Мусин Р.Б.**

**Кинель 2002 г.**

Задание на выполнение курсовой работы

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | Прототип | Nе, кВт | n, об/мин | Назначение | Тип ДВС | ε | Топливо |
| 12 | КамАЗ 740 | 157 | 2650 | автомобиль | В-8 | 17,2 | дизельное |

Реферат

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. Содержит тепловой и динамический расчеты автотракторного двигателя:

·     расчет рабочего цикла двигателя;

·     определение основных размеров двигателя;

·     эффективные и экономические показатели двигателя;

·     тепловой баланс двигателя;

·     построение индикаторной диаграммы;

·     кинематический и динамический расчеты двигателя;

·     расчет и построение теоретической скоростной (регуляторной) характеристики двигателя.

На листе графической части выполняются:

·     индикаторная диаграмма;

·     графики сил давления газов, инерции и суммарных сил;

·     графики тангенциальной силы одного цилиндра, суммарной тангенциальной силы, силы, действующей на шатунную шейку;

·     теоретическая скоростная (регуляторная) характеристика двигателя.

В пояснительной записке объемом 22 страницы машинописного текста, приводятся основные расчеты, необходимые графики и рисунки.

Графическая часть курсового проекта состоит из 1-го листа формата А1, выполненного с соблюдением требований ЕСКД.

Введение

Современные поршневые двигатели внутреннего сгорания достигли высокой степени совершенства, продолжая тенденцию непрерывного роста удельных (литровой и поршневой) мощностей, снижения удельной материалоемкости, токсичности отработанных газов, снижения удельных расходов топлива и масел, повышения надежности и долговечности.

Анализ тенденций развития конструкций тракторов и автомобилей показывает большую перспективность применения поршневых двигателей в ближайшие 15 ... 20 лет.

От будущего специалиста в области механизации сельскохозяйственного производства требуется широкий научный и технический кругозор, умение с наибольшим экономическим эффектом использовать современную сельскохозяйственную технику.

Важным элементом подготовки инженеров данного направления является курсовая работа по разделу «Основы теории тракторных и автомобильных двигателей».

Цель курсовой работы состоит в овладении методикой и навыками самостоятельного решения по проектированию и расчету автотракторных двигателей внутреннего сгорания на основе приобретенных знаний при изучении курса «Основы теории тракторных и автомобильных двигателей».

***Содержание***

Задание на выполнение курсовой работы.. 2

Реферат. 3

Введение. 4

1. Расчет рабочего цикла двигателя. 6

1.1. Выбор исходных параметров для теплового расчета. 6

1.2. Процесс впуска. 6

1.3. Процесс сжатия. 6

1.4. Процесс сгорания. 7

1.5. Процесс расширения. 8

1.6. Определение среднего индикаторного давления. 9

1.7. Определение основных размеров двигателя и показателей его топливной экономичности  9

1.8. Построение индикаторной диаграммы.. 12

2. Динамический расчет двигателя. 14

2.1. Определение силы давления газов. 14

2.2. Определение сил инерции. 15

2.3. Определение сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала. 15

2.4. Построение диаграммы тангенциальных сил. 16

3. Расчет и построение регуляторной характеристики тракторного дизеля. 19

3.1. Регуляторная характеристика в функции от частоты вращения коленчатого вала. 19

4. Заключение. 21

5. Список использованной литературы.. 22

Приложения. 23

1. Расчет рабочего цикла двигателя

## 1.1. Выбор исходных параметров для теплового расчета

Одним из важных этапов выполнения первого раздела курсовой работы является выбор параметров для теплового расчета. Правильный выбор этих параметров позволит получить высокие мощностные и экономические показатели, отвечающие современному уровню развития двигателестроения.

Учитывая исходные данные, принимаем:

Коэффициент избытка воздуха ;

Коэффициент наполнения ;

Степень повышения давления .


## 1.2. Процесс впуска

В двигателях без наддува воздух в цилиндры поступает из атмосферы, и при расчете рабочего цикла давление окружающей среды принимается равным , а температура .

Давление остаточных газов:

Принимаем

Давление в конце впуска:

Выбираем значение

Температура в конце впуска:

В двигателях без наддува .

– температура подогрева заряда. Принимаем .

– температура остаточных газов. Принимаем .

– коэффициент остаточных газов.


## 1.3. Процесс сжатия

Расчет давления  и температуры  в конце сжатия проводят по уравнениям политропического процесса:

где – средний показатель политропы сжатия, который определяется по формуле:

Находим температуру и давление в конце сжатия:


## 1.4. Процесс сгорания

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется по его элементарному составу.

Для жидких топлив соответственно в [кг воздуха/кг топлива] и  [киломоль воздуха/кг топлива]:

где: 0,23 и 0,21 – соответственно значения массового и объемного содержания кислорода в 1 кг воздуха;

– масса 1 кмоля воздуха ();

– соответственно массовые доли углерода, водорода и кислорода, содержащихся в топливе. Из [1] (приложение 3) определяем средние значения этих величин:

Действительное количество воздуха, поступившее в цилиндр:

где – коэффициент избытка воздуха.

Количество остаточных газов в цилиндре двигателя равно:

где – коэффициент остаточных газов.

Число киломолей продуктов сгорания 1 кг жидкого топлива в [кмоль/кг]:

Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси характеризует изменение объема газов при сгорании и равен:

Давление в конце сгорания определяется по формуле:

где – степень повышения давления.

Температура в конце сгорания определяется из уравнения сгорания:

                                                      (1.4.1.)

где: – коэффициент использования тепла. Принимаем ;

– низшая теплотворная топлива. Из [1] (приложение 3) принимаем .

Средняя молекулярная теплоемкость для свежего заряда:

Средняя молекулярная теплоемкость для продуктов сгорания:

Подставляем все известные данные в (1.4.1.) и приводим его к квадратному уравнению:

Из этого уравнения определяем значение температуры :


## 1.5. Процесс расширения

Значения давления  и температуры  газов в конце процесса расширения рассчитывают по уравнениям политропического процесса:

где – степень последующего расширения:

где – степень предварительного расширения:

Для проверки теплового расчета и правильности выбора параметров процесса выпуска используем формулу проф. Е.К. Мазинга:

Принятое в начале расчета значение .

Отклонение – меньше одного процента.

## 1.6. Определение среднего индикаторного давления

Теоретическое среднее индикаторное давление можно определить по построенной индикаторной диаграмме:

где – площадь индикаторной диаграммы (a, c, z, z', b, a), мм2;

– масштаб индикаторной диаграммы по оси давлений (1 мм = Мпа);

– длина индикаторной диаграммы, мм.

Величина среднего теоретического индикаторного давления подсчитывается аналитическим путем на основании формулы:

Точность построения индикаторной диаграммы оценивается коэффициентом погрешности:

Коэффициент  не должен превышать 3…4%.

Действительное среднее индикаторное давление определяется по формуле:

где – коэффициент полноты индикаторной диаграммы. Принимаем .

 – потери индикаторного давления на выполнение вспомогательных ходов.


## 1.7. Определение основных размеров двигателя и показателей его топливной экономичности

Определим среднее давление механических потерь в двигателе:

где – скорость поршня при номинальной мощности.

Среднее эффективное давление:

Механический КПД двигателя:

Исходя из заданной величины эффективной мощности , номинальной частоты вращения , числа цилиндров , тактности  и среднего эффективного давления , определяется рабочий объем цилиндра двигателя по формуле:

С другой стороны, рабочий объем цилиндра равен:

где – диаметр цилиндра, дм;

– ход поршня, дм.

Диаметр цилиндра определяется из выражения:

где  – отношение хода поршня к диаметру цилиндра. Принимаем .

Ход поршня:

По найденным значениям  и  определяем основные параметры и показатели двигателя:

* рабочий объем цилиндра:

* эффективная мощность:

* эффективный крутящий момент:

* средняя скорость поршня:

Оценка работы двигателя, с точки зрения использования рабочего объема, а также тепловой и динамической напряженности, производится по удельной литровой и поршневой мощностям:

В качестве измерителей топливной экономичности двигателя при работе его на номинальной мощности принимаются эффективный удельный расход топлива:

где – эффективный КПД двигателя.

Часовой расход топлива:

Индикаторный КПД двигателя вычисляется по выражению:

где ;

– коэффициент избытка воздуха;

– низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;

– коэффициент наполнения;

– плотность заряда на впуске, кг/м3:

где В – удельная газовая постоянная.

Результаты теплового расчета двигателя и его основные размеры приведены в таблице 1:

Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Давление газов, МПа |  | 0,092 |
|  | 4,563 |
|  | 7,3 |
|  | 7,3 |
|  | 0,3811 |
| Температура газов, К˚ |  | 336,7 |
|  | 971 |
|  | 2195 |
|  | 1343 |
| Среднее давление, МПа |  | 0,7697 |
|  | 0,9531 |
| КПД |  | 0,51225 |
|  | 0,80758 |
|  | 0,41368 |
| Удельный эффективный расход топлива |  | 203,37 |
| Размеры двигателя |  | 117,6 |
|  | 112 |
|  | 1,1586 |

## 1.8. Построение индикаторной диаграммы

После окончания расчета рабочего цикла двигателя приступаем к построению индикаторной диаграммы. Индикаторная диаграмма строится совмещенной: теоретическая и действительная в координатных осях , в которой по оси ординат откладывается давление газов в цилиндре в МПа, а по оси абсцисс – полный объем цилиндра.

Размеры индикаторной диаграммы по оси абсцисс (объемы) принимаем 130 мм, высота по оси ординат (давление) – 180 мм.

На оси абсцисс откладываем произвольный отрезок, изображающий объем камеры сгорания . Затем на этой оси откладываем в принятом масштабе объемы:

;    .

Выбираем масштаб давлений: .

В принятом масштабе давлений по оси ординат отмечают точки , , , , , , соответствующие давлениям: , , , , , давление , первое из них соответствует точке  на оси абсцисс, второе – точке .

Через точки ,  и  проводим прямые, параллельные оси абсцисс. Точки  и  соединяются политропой сжатия, а точки  и  – политропой расширения. Промежуточные точки этих кривых определяются из условия, что каждому значению  на оси абсцисс соответствуют следующие значения давлений:

 – для политропы сжатия;

 – для политропы расширения,

где  и  – искомые давления в промежуточных точках на политропах сжатия и расширения;

 – отношение объемов, выраженных в единицах длины (по чертежу);

 и  – показатели политроп сжатия и расширения.

Результаты расчетов ординат точек политроп запишем в таблицу 3:

Таблица 3

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  | политропа сжатия | политропа расширения |
|  |  |  |  |  |  |
| 7,2 | 17,1 | 49,1 | 114 | 4,52 | - | - | - |
| 10 | 12,3 | 31,3 | 72 | 2,88 | - | - | - |
| 10,5 | 11,7 | - | - | - | 19.2 | 183 | 7.30 |
| 20 | 6,2 | 12,1 | 28 | 1,11 | 8.8 | 84 | 3.37 |
| 30 | 4,1 | 6,9 | 16 | 0,64 | 5.4 | 52 | 2.07 |
| 40 | 3,1 | 4,7 | 11 | 0,43 | 3.9 | 37 | 1.47 |
| 50 | 2,5 | 3,4 | 8 | 0,32 | 2.9 | 28 | 1.12 |
| 100 | 1,2 | 1,3 | 3 | 0,12 | 1.3 | 12 | 0.49 |
| 110 | 1,1 | 1,2 | 3 | 0,11 | 1.1 | 11 | 0.44 |
| 123 | 1 | 1 | 2 | 0,09 | 1 | 10 | 0.38 |

2. Динамический расчет двигателя

Основной целью динамического расчета является определение сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме и установление закономерностей их изменения за рабочий цикл двигателя.

На поршень действуют силы давления газов  и силы инерции  масс деталей кривошипно-шатунного механизма, совершающих возвратно-поступательное движение.


## 2.1. Определение силы давления газов

Сила давления газов определяется по формуле:

,                                                                            (2.1.1.)

где  – текущее значение давления газов по индикаторной диаграмме, МПа;

 – диаметр цилиндра, м.

Для последующих расчетов необходимо построить график изменения силы давления газов в функции угла поворота коленчатого вала.

Для этого необходимо индикаторную диаграмму, построенную в координатах , перестроить в координатах . В этой диаграмме изменение давления газов в цилиндре в течении рабочего цикла является функцией угла поворота кривошипа . Такую диаграмму называют развернутой диаграммой. На этой диаграмме показано избыточное давление на поршень:

Индикаторную диаграмму перестраивают в развернутую по методу Брикса: ниже индикаторной диаграммы на диаметре, соответствующем ходу поршня, строится полуокружность радиусом, равным половине отрезка . Вправо по горизонтали откладывается отрезок, поправка Брикса, равный , где – радиус кривошипа; – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Принимаем .

Из этого нового центра  проводим лучи через каждые 30˚ до пересечения с полуокружностью. Точки пересечения этих лучей с полуокружностью проектируются на кривые политроп сжатия и расширения индикаторной диаграммы. Полученные точки пересечения сносим по горизонтали вправо на вертикальные линии соответствующих углов  развернутой диаграммы. Проведя через найденные точки кривую, получим развернутую индикаторную диаграмму за рабочий цикл.

Сила давления газов на поршень подсчитывается по формуле (2.1.1.), и величины этой силы для каждого угла поворота коленчатого вала записываются в таблицу 4.

Для определения газовых сил  по развернутой диаграмме давлений  необходимо пересчитать масштаб:

где – площадь поршня, .


## 2.2. Определение сил инерции

Действующая на поршень сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение, равна:

,

где  – сила инерции первого порядка;

 – сила инерции второго порядка;

Следовательно,

,

где

– масса поршневого комплекта, кг;

– масса шатуна, кг.

Значения масс деталей кривошипно-шатунного механизма принимаем из [1] (приложение 4):

Поршень:

Шатун:

Угловая скорость вращения коленчатого вала равна:

Определив силы  и , строим сводный график сил, действующих на поршень.


## 2.3. Определение сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

На шатунную шейку действуют две силы: сила , действующая по шатуну, и центробежная сила инерции .

Сила, действующая по шатуну, определяется по уравнению:

,

где – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра при повороте коленчатого вала на угол .

Центробежная сила инерции равна:

,

где ;

– неуравновешенная часть коленчатого вала;

– масса шатуна.

Геометрическая сумма сил  и  образует результирующую силу , действующую на шатунную шейку.

Сила  раскладывается на две составляющие:

1.    сила  – радиальная, действующая по радиусу кривошипа:

2.    сила – тангенциальная, перпендикулярная радиусу кривошипа:

Результирующая сила  подсчитывается по формуле:

Полученные значения всех сил при разных углах поворота коленчатого вала приведены в таблице 4:

Таблица 4

|  |  |
| --- | --- |
|  | Силы, Н |
|  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | 49.3 | -19732.9 | -19683.7 | 0.0 | -19683.7 | -11512.6 | 31196.3 |
| 30 | -78.8 | -15644.9 | -15723.7 | -11377.5 | -11587.4 | 25750.0 |
| 60 | -78.8 | -5920.5 | -5999.3 | -6636.5 | -504.1 | 13727.5 |
| 90 | -78.8 | 3945.9 | 3867.0 | 3867.1 | -2232.5 | 14278.7 |
| 120 | -78.8 | 9866.0 | 9787.2 | 6125.6 | -8965.1 | 21374.3 |
| 150 | -78.8 | 11698.0 | 11619.2 | 3212.0 | -11562.5 | 23297.6 |
| 180 | -78.8 | 11839.7 | 11760.9 | 0.0 | -11760.9 | 23273.6 |
| 210 | -13.8 | 11698.2 | 11684.4 | -3228.8 | -11627.5 | 23364.3 |
| 240 | 230.5 | 9867.3 | 10097.8 | -6318.6 | -9250.3 | 21703.1 |
| 270 | 893.6 | 3948.8 | 4842.3 | -4841.9 | -2796.4 | 15106.0 |
| 300 | 3011.7 | -5916.7 | -2905.0 | 3213.7 | -243.3 | 12187.3 |
| 330 | 12905.8 | -15642.1 | -2736.4 | 1980.6 | -2016.0 | 13672.9 |
| 360 | 43544.7 | -19732.9 | 23811.8 | 0.0 | 23811.8 | 12299.2 |
| 390 | 39889.7 | -15647.6 | 24242.1 | 17536.2 | 17869.3 | 18652.7 |
| 420 | 12758.0 | -5924.3 | 6833.7 | 7559.2 | 575.9 | 13294.8 |
| 450 | 6116.9 | 3942.9 | 10059.9 | 10061.2 | -5805.7 | 20028.8 |
| 480 | 3869.8 | 9864.8 | 13734.5 | 8598.1 | -12580.1 | 25580.9 |
| 510 | 3003.8 | 11697.8 | 14701.6 | 4065.7 | -14629.8 | 26456.7 |
| 540 | 1409.3 | 11839.7 | 13249.0 | 0.0 | -13249.0 | 24761.7 |
| 570 | 49.3 | 11698.4 | 11747.6 | -3245.0 | -11690.5 | 23428.9 |
| 600 | 49.3 | 9868.6 | 9917.8 | -6204.6 | -9086.0 | 21512.8 |
| 630 | 49.3 | 3951.7 | 4001.0 | -4000.2 | -2311.3 | 14391.0 |
| 660 | 49.3 | -5912.9 | -5863.6 | 6487.0 | -489.6 | 13643.1 |
| 690 | 49.3 | -15639.4 | -15590.2 | 11287.5 | -11483.5 | 25617.0 |

На основании расчетов строим график сил .


## 2.4. Построение диаграммы тангенциальных сил

Под диаграммой сил , ,  построим суммарную диаграмму тангенциальных сил , действующих на шатунную шейку коленвала для каждого цилиндра, используя данные из табл. 4. Положительные значения силы  откладываются вверх по оси абсцисс, а отрицательные – вниз.

Для двигателей с равномерным чередованием вспышек угол смещения графика тангенциальной силы относительно графика для первого цилиндра определяется по формуле:

,

где – число цилиндров двигателя;

– порядковый номер вспышки;

– интервал между вспышками.

Определив углы смещения для всех цилиндров и используя график тангенциальной силы для одного цилиндра, заполним таблицу 5:

Таблица 5

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Уголповорота коленвала | Значения тангенциальных сил длясоответствующих цилиндров, Н |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 0 | 0 | -4842 | 10061 | 0 | 3867 | 0 | 0 | -4000 | 5086,2 | 13 |
| 30 | -11378 | 3214 | 8598 | -3229 | 6126 | 17536 | -3245 | 6487 | 24109,3 | 61 |
| 60 | -6637 | 1981 | 4066 | -6319 | 3212 | 7559 | -6205 | 11288 | 8945,3 | 23 |
| 90 | 3867 | 0 | 0 | -4842 | 0 | 10061 | -4000 | 0 | 5086,2 | 13 |
| 120 | 6126 | 17536 | -3245 | 3214 | -3229 | 8598 | 6487 | -11378 | 24109,3 | 61 |
| 150 | 3212 | 7559 | -6205 | 1981 | -6319 | 4066 | 11288 | -6637 | 8945,3 | 23 |
| 180 | 0 | 10061 | -4000 | 0 | -4842 | 0 | 0 | 3867 | 5086,2 | 13 |
| 210 | -3229 | 8598 | 6487 | 17536 | 3214 | -3245 | -11378 | 6126 | 24109,3 | 61 |
| 240 | -6319 | 4066 | 11288 | 7559 | 1981 | -6205 | -6637 | 3212 | 8945,3 | 23 |
| 270 | -4842 | 0 | 0 | 10061 | 0 | -4000 | 3867 | 0 | 5086,2 | 13 |
| 300 | 3214 | -3245 | -11378 | 8598 | 17536 | 6487 | 6126 | -3229 | 24109,3 | 61 |
| 330 | 1981 | -6205 | -6637 | 4066 | 7559 | 11288 | 3212 | -6319 | 8945,3 | 23 |
| 360 | 0 | -4000 | 3867 | 0 | 10061 | 0 | 0 | -4842 | 5086,2 | 13 |
| 390 | 17536 | 6487 | 6126 | -3245 | 8598 | -11378 | -3229 | 3214 | 24109,3 | 61 |
| 420 | 7559 | 11288 | 3212 | -6205 | 4066 | -6637 | -6319 | 1981 | 8945,3 | 23 |
| 450 | 10061 | 0 | 0 | -4000 | 0 | 3867 | -4842 | 0 | 5086,2 | 13 |
| 480 | 8598 | -11378 | -3229 | 6487 | -3245 | 6126 | 3214 | 17536 | 24109,3 | 61 |
| 510 | 4066 | -6637 | -6319 | 11288 | -6205 | 3212 | 1981 | 7559 | 8945,3 | 23 |
| 540 | 0 | 3867 | -4842 | 0 | -4000 | 0 | 0 | 10061 | 5086,2 | 13 |
| 570 | -3245 | 6126 | 3214 | -11378 | 6487 | -3229 | 17536 | 8598 | 24109,3 | 61 |
| 600 | -6205 | 3212 | 1981 | -6637 | 11288 | -6319 | 7559 | 4066 | 8945,3 | 23 |
| 630 | -4000 | 0 | 0 | 3867 | 0 | -4842 | 10061 | 0 | 5086,2 | 13 |
| 660 | 6487 | -3229 | 17536 | 6126 | -11378 | 3214 | 8598 | -3245 | 24109,3 | 61 |
| 690 | 11288 | -6319 | 7559 | 3212 | -6637 | 1981 | 4066 | -6205 | 8945,3 | 23 |

После построения графика определяется среднее значение тангенциальной силы (средняя ордината диаграммы) по выражению:

,

где – площадь всех участков суммарной диаграммы, расположенных над осью абсцисс, мм2;

– площадь всех участков суммарной диаграммы, расположенных под осью абсцисс, мм2;

– длина диаграммы, мм.

Для контроля правильности вычисления сил выполним проверку сравнения среднего значения тангенциальной силы , определенной по данным таблицы 4, со средним значением тангенциальной силы, полученной в результате теплового расчета.

  и  ,

где – число суммируемых сил ().

Различие в полученных расчетом значениях сил  не должно быть больше .



3. Расчет и построение регуляторной характеристики тракторного дизеля

Для анализа работы двигателя, устанавливаемого на тракторе, предусмотрено построение регуляторной характеристики. Эта характеристика показывает изменение основных показателей двигателя (эффективная мощность, крутящий момент, частота вращения коленчатого вала, удельный и часовой расходы топлива) в зависимости от скоростного режима работы.

В курсовой работе выполняются регуляторные характеристики в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

## 3.1. Регуляторная характеристика в функции от частоты вращения коленчатого вала

На оси абсцисс характеристики откладываем в принятом масштабе значения чисел оборотов . При этом выделяем три точки:

– номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя. ;

– частота вращения коленчатого вала при холостой работе двигателя.

,

где – степень неравномерности регулятора. .

.

Кривая эффективной мощности :

На регуляторном участке характеристики эффективная мощность линейно увеличивается от значения  при холостом ходе до  номинальной величины  при частоте вращения . На безрегуляторной ветви характеристики значения мощности определяются по таблице 6:

Таблица 6

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 |
|  | 530 | 1060 | 1590 | 2120 | 2650 |
|  | 17 | 41 | 67 | 87 | 100 |
|  | 26.78 | 64.60 | 105.6 | 137.1 | 157,552 |

Крутящий момент двигателя : изменяется по прямой линии от значения  при холостом ходе до номинального момента  при номинальной частоте вращения. На безрегуляторной ветви:

Часовой расход топлива:

где – максимальный расход топлива:

где – удельный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт ч.

Часовой расход топлива на безрегуляторной ветви характеристики уменьшается до значения .

.

Результаты расчетов, необходимые для построения регуляторной характеристики, показаны в таблице 7.

Таблица 7

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |
| 2862 | 0 | 0 | 8,01 | 2250 |
| 2650 | 567,8 | 157,552 | 32,04 | 203.37 |
| 2120 | 617.6 | 137.1 | 31.2 | 217.5 |
| 1590 | 634.3 | 105.6 | 29.7 | 360 |
| 1060 | 582.0 | 64.60 | 27.9 | 630 |
| 530 | 482.5 | 26.78 | 25,63 | 957.1 |

4. Заключение

Первый раздел курсового проекта “Тепловой и динамический расчет двигателя” выполнен в соответствии с заданием на основе методической и учебной технической литературы.

Рассчитанные показатели рабочего цикла, работы, размеров, кинематики и динамики проектируемого двигателя отличаются от прототипа топливной экономичностью и габаритными размерами. Снижение удельного расхода топлива на 17 г/кВт ч достигнуто уменьшением хода и диаметра поршня, т.е. снижением габаритов, скорости и потерь на трение.

В целом  из выполненного проекта следуют выводы:

1.    Обоснованы исходные данные для проектирования эффективного двигателя по заданию с учетом прототипа и методических рекомендаций.

2.    Рассчитаны с применением ЭВМ рабочий цикл, работа и размеры двигателя, его удельные мощности и топливные показатели, кинематика и динамика, регуляторная (нагрузочная) характеристика. Проектируемый двигатель отличается повышенной топливной экономичностью и меньшими габаритами.

3.    Получены навыки расчета и опыт оформления материалов по проектированию автотракторного двигателя, отвечающего современным техническим требованиям.

5. Список использованной литературы

1.    Климанов А.В. Курсовое проектирование по теории и расчету автотракторных двигателей. – Самара, 2002.

2.    Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1984.

3.    Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980.

4.    Климанов А.В., Ленивцев Г.А. Теория, расчет и анализ работы автотракторных двигателей. – Самара, 2002.

5.    Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1992.

Приложения

### Тепловой расчет ДВС дизеля – результаты расчета ЭВМ

          Самаpский сельскохозяйственный институт

              Кафедpа ~Тpактоpы и автомобили~

           Тепловой pасчет дизельного двигателя

Исходные данные: Степень сжатия  17.2

                 Наличие наддува  Нет

                 Коэффициент избытка воздуха  1.5

                 Эффективная мощность Ne, кВт  157.552

                 Низшая теплота сгоpания, кДж/кг  42790

                 Частота вpащения коленчатого вала, об/мин  2650

                 Коэффициент повышения давления пpи наддуве  1

                 Теоpетически необходимое кол-во воздуха, кг возд./кг топл.  14.452

Pасчетные данные:

Давление газов, МПа:          pr  .105

                              pa  9.199695E-02

                              pc  4.562941

                              pz  7.300706

                              pb  .3811252

Темпеpатуpа газов, К          Tr  873.5644

                              Ta  336.721

                              Tc  970.9865

                              Tz  2195.082

                              Tb  1341.944

Сp.индикатоpное давление, МПа Pi(I)  1.003289

                              Pi  .953124

КПД                           hi  .5122523

                              hm  .8075801

                              he  .4136848

Удельный эффективный pасход

топлива, г/(кВт\*час)          ge  .2033718

Pасход топлива, кг/час        Gt  32.04163

Ход поpшня, мм                 S  117.6

Диаметp поpшня, мм             D  112

Pабочий объем цилиндpа, л     Vh  1.154543

Литpаж двигателя, л           Vл  9.268815

Удельная литpовая мощность, кВт/л Nл  16.7261

Удельная поpшневая мощность, кВт/дм¤ Nп  19.6699

Составляющие теплового баланса:

Теплота эквивалентная эффективной работе, Дж/c  Qe 157552

Теплота унесенная с газами, Дж/c                Qп 132673.9

Теплота неучтенных потеpь, Дж/c               Qост 90624.42

Общее количество теплоты, Дж/c                  Qo 380850.3

### Динамический расчет ДВС – результаты расчета ЭВМ

   alf     Pr          Pc           Py           T

>    0       49.3    -11512.6    -19732.9         0.0

>   30      -78.8    -11512.6    -15644.9    -11377.5

>   60      -78.8    -11512.6     -5920.5     -6636.5

>   90      -78.8    -11512.6      3945.9      3867.1

>  120      -78.8    -11512.6      9866.0      6125.6

>  150      -78.8    -11512.6     11698.0      3212.0

>  180      -78.8    -11512.6     11839.7         0.0

>  210      -13.8    -11512.6     11698.2     -3228.8

>  240      230.5    -11512.6      9867.3     -6318.6

>  270      893.6    -11512.6      3948.8     -4841.9

>  300     3011.7    -11512.6     -5916.7      3213.7

>  330    12905.8    -11512.6    -15642.1      1980.6

>  360    43544.7    -11512.6    -19732.9         0.0

>  390    39889.7    -11512.6    -15647.6     17536.2

>  420    12758.0    -11512.6     -5924.3      7559.2

>  450     6116.9    -11512.6      3942.9     10061.2

>  480     3869.8    -11512.6      9864.8      8598.1

>  510     3003.8    -11512.6     11697.8      4065.7

>  540     1409.3    -11512.6     11839.7         0.0

>  570       49.3    -11512.6     11698.4     -3245.0

>  600       49.3    -11512.6      9868.6     -6204.6

>  630       49.3    -11512.6      3951.7     -4000.2

>  660       49.3    -11512.6     -5912.9      6487.0

>  690       49.3    -11512.6    -15639.4     11287.5

   alf     Z           Rш         Prez

>    0   -19683.7     31196.3    -19683.7

>   30   -11587.4     25750.0    -15723.7

>   60     -504.1     13727.5     -5999.3

>   90    -2232.5     14278.7      3867.0

>  120    -8965.1     21374.3      9787.2

>  150   -11562.5     23297.6     11619.2

>  180   -11760.9     23273.6     11760.9

>  210   -11627.5     23364.3     11684.4

>  240    -9250.3     21703.1     10097.8

>  270    -2796.4     15106.0      4842.3

>  300     -243.3     12187.3     -2905.0

>  330    -2016.0     13672.9     -2736.4

>  360    23811.8     12299.2     23811.8

>  390    17869.3     18652.7     24242.1

>  420      575.9     13294.8      6833.7

>  450    -5805.7     20028.8     10059.9

>  480   -12580.1     25580.9     13734.5

>  510   -14629.8     26456.7     14701.6

>  540   -13249.0     24761.7     13249.0

>  570   -11690.5     23428.9     11747.6

>  600    -9086.0     21512.8      9917.8

>  630    -2311.3     14391.0      4001.0

>  660     -489.6     13643.1     -5863.6

>  690   -11483.5     25617.0    -15590.2