Ульяновский автомеханический техникум

Курсовая работа

по предмету: **Двигатели А.Т.Т.**

**Выполнил студент**

**3 курса гр. 538-А**

**Сасиков М.А.**

**Содержание**

Введение

Исходные данные.

Процессы впуска и выпуска.

Процесс сжатия.

Процесс сгорания.

Параметры рабочего тела.

Процессы расширения и выпуска.

Построение индикаторной диаграммы.

Тепловой баланс.

Кинематический расчет КШМ.

Перемещение поршня.

Скорость поршня.

Ускорение поршня.

Динамический расчет КШМ.

Построение развернутой индикаторной диаграммы.

Расчет и построение удельной силы инерции.

Определение суммарной силы, действующей на поршень.

Расчет и построение диаграммы тангенциальной силы.

Построение суммарной тангенциальной диаграммы многоцилиндрового двигателя.

Определение крутящего момента и мощности двигателя.

Расчет маховика.

Нормальная сила.

**Введение**

Цели и задачи:

Целью данного курсового проекта является улучшение эксплуатационных и технических показателей вследствие применения более современных конструкционных материалов и улучшения тепловых процессов двигателя, а также повышение надёжности его работы, снижение токсичности отработанных газов и улучшение вибрационно-акустических качеств за счёт повышения уравновешенности масс кривошипно-шатунного механизма. В задачи проекта входит расчёт и определение параметров и показателей рабочего цикла, основных размеров, кинематический и динамический анализ, оценка прочности деталей, расчёт и компоновка систем, обслуживающих двигатель.

В курсовом проекте в качестве прототипа используется автомобиль ВАЗ-2106 легковой, с закрытым четырёхдверным кузовом, с передним расположением двигателя и задними ведущими колёсами, предназначен для перевозки пяти человек и багажа не более 50 кг. Автомобиль рассчитан для эксплуатации при температуре окружающей среды от минус 400 С до плюс 450 С.

На автомобиль устанавливается 4-цилиндровый карбюраторный двигатель с рядным вертикальным расположением цилиндров и верхним расположением распределительного вала рабочим объёмом 1,6 литра. Двигатель приводит в движение автомобиль и его оборудование. В таблице приведены основные показатели и параметры двигателя в сравнении с лучшими отечественными и мировыми аналогами.

Таким образом, двигатель ВАЗ 2106 значительно отстаёт от аналогов и на мой взгляд требует значительной модернизации конструкции с целью дальнейшего повышения производительности, эффективных показателей, а также уменьшения выбросов вредных веществ в окружающую среду.

Определяем эксплуатационную мощность двигателя из условия обеспечения максимальной скорости движения.

=43 м/с – максимальная скорость автомобиля

*та = 1445 кг* — масса автомобиля

— коэффициент суммарного сопротивления дороги. Принимаю

*КВ =0,2* — коэффициент обтекаемости, Н с2/м4

*F =*1,7— лобовая площадь, м2

— коэффициент учета силы инерции приведенных вращающихся масс

= 1,04+0,04 *ik ,* где *ik =1* — передаточное число коробки передач

= 1,04+0,04\*1=1,08

*ja =0,2* — ускорение автомобиля м/с2

 =0,85 — КПД трансмиссии.

=47,6 кВт.

Определяем эффективную мощность:

 кВт.

**Тепловой расчёт и тепловой баланс карбюраторного двигателя**

Произвести расчет четырехтактного карбюраторного двигателя, предназначенного для легкового автомобиля. Эффективная мощность двигателя *Nе =* 56 кВт при частоте вращения коленчатого вала *п* = 5400 об/мин. Двигатель четырехцилиндровый, *i =* 4 с рядным расположением. Система охлаждения жидкостная закрытого типа. Степень сжатия ε = 8,5.

#### *Тепловой расчет*

Средний элементарный состав и молекулярная масса топлива

С =0,855; Н =0,145 и mт = 115 кг/кмоль.

Низшая теплота сгорания топлива

**Параметры рабочего тела.** Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

кмоль возд/кг топл.;

= кг возд/кг топл.

**Коэффициент избытка воздуха**. Стремление получить двигатель достаточно экономичный и с меньшей токсичностью продуктов сгорания, которая достигается при α ≈ 0,95 - 0,98, позволяет принять α = 0,96 на основных режимах, а на режиме минимальной частоты вращения α = 0,86.

Количество горючей смеси

М1= αL0 + l/mт;

M1 = 0,96 0,516+1/115= 0,5041 кмоль гор. см/кг топл.

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания при К=0,5 и принятых скоростных режимах:

при *п* = 900 об/мин

 кмоль СО2/кг топл;

 кмоль СО/кг топл;

 кмоль Н2О/кг топл;

 кмоль Н2/кг топл;

 кмоль N2/кг топл;

при *п* = 3000, 5400 и 6000 об/мин

 кмоль СО2/кг топл;

 кмоль СО/кг топл;

 кмоль Н2О/кг топл;

 кмоль Н2/кг топл;

 кмоль N2/кг топл;

Общее количество продуктов сгорания

;

М2 = 0,0655 + 0,0057+0,0696 + 0,0029 + 0,3923 = 0,5360 кмоль пр. сг/кг топл.

Проверка: М2 = 0,855/12 + 0,145/2 + 0,792 ∙ 0,96 ∙ 0,516 = 0,5360 кмоль пр. сг/кг топл.

**Параметры окружающей среды и остаточные газы**

Давление и температура окруж. среды при работе двигателей без наддува рk=р0=0,1 МПа и Тk=Т0=293 К.

Температура остаточных газов. При постоянном значении степени сжатия ε = 8,5 температура остаточных газов практически линейно возрастает с увеличением скоростного режима при α = const, но уменьшается при обогащении смеси. Учитывая, что при *п* = 900 об/мин α = 0,86, а на остальных режимах α = 0,96, принимается:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Тr* | 1060 | МПа |

Давление остаточных газов *р*r за счет расширения фаз газораспределения и снижения сопротивлений при конструктивном оформлении выпускного тракта рассчитываемого двигателя можно получить на. номинальном скоростном режиме

prN = 1,18р0 = 1,18 0,1 =0,118 МПа.

Тогда

Aр = (prN – p0·1.035) 108/( ) = (0,118-0,1·1,035) 108/(54002 • 0,1) = 0,4973;

Рr *=* р0(1,035 + Aр· 10-8n2) = 0,1 (1,035+ 0,4973 10-8n2) = 0,1035 + 0,4973·10-9n2.

Отсюда получим:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *pr* | 0,1170 | МПа |

**Процесс впуска**

;

.

Далее получим:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *∆Т* | 7,99 | °С |

###### Плотность заряда на впуске

,

где RB = 287 Дж/кг град — удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске. В соответствии со скоростным режимом двигателя (n = 5400 об/мин) и при условии качественной обработки внутренней поверхности впускной системы можно принять β2 + ξвп = 2,8 и ωвп = 95 м/с. Тогда

Аn = ωвп /nN = 95/5400= 0,01759;

.

Отсюда получим:

∆pα= 2,8 • 0.017592 • 54002 • 1,189 ×10-6/2 = 0,015 МПа;

Давление в конце впуска

рα= p0 — ∆pα,

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *рα* | 0,085 | МПа |

Коэффициент остаточных газов. При определении γr для двигателя без наддува принимается коэффициент очистки φоч = 1, а коэффициент дозарядки на номинальном скоростном режиме φдоз = 1,10, что вполне возможно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах 30—60°. При этом на минимальном скоростном режиме (п = 900 об/мин) возможен обратный выброс в пределах 5%, т. е. φдоз = 0,95. На остальных режимах значения φдоз можно получить, приняв линейную зависимость φдоз от скоростного режима. Тогда

;

Температура в конце впуска:

 К;

Коэффициент наполнения:

.

**Процесс сжатия.** Средний показатель адиабаты сжатия k1при ε =8,5 и рассчитанных значениях Та определяется по графику, а средний показатель политропы сжатия n1 принимается несколько меньше k1. При выборе n1 учитывается, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а n1 уменьшается по сравнению с k1 более значительно:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *k1* | 1,3772 |   |
| *Tα* | 336 | К |
| *n1* | 1,377 |  |

Давление в конце сжатия

МПа;

Температура в конце сжатия

 К;

Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха):

,

где



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *tc* | 479,88 | °С |
|  | 21,87 | кДж/(кмоль · град); |

б) остаточных газов

- определяется методом экстраполяции;

α = 0,96 и *tc* =480 °С

 кДж/(кмоль • град);

в) рабочей смеси

 кДж/(кмоль • град);

**Процесс сгорания**

Коэффициент молекулярного изменения горючей и рабочей смеси

μ0=0,5360/0,5041=1,0633;

μ=(1,0633+0,04902)/(1+0,04902)=1,06034;

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива:

∆Нu= 119950(1— α)L0.

∆Нu= 119950·(1— 0,6)·0,516=2476 кДж/кг.

Теплота сгорания рабочей смеси

Нраб.см = (Нu - ∆Hu)/[М1(1 + γr)]

Нраб.см = (43930 - 2476)/[0,5041(1 + 0,04902)]=78391 кДж/кмоль раб. см;

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

=(1/0,536) [0,0655 ∙(39,123 + 0,003349tz) +0,0057∙ (22,49 + 0,00143tz) + 0,0696 (26,67 + 0,004438tz) + 0,0029 (19,678 + 0,001758tz) + 0,3923(21,951+ 0,001457tz)] = 24,656 + 0,002077tz кДж/(кмоль∙град).

Величина коэффициента использования теплоты ξz при п = 5600 и 6000 об/мин в результате значительного догорания топлива в процессе расширения снижается, а при т = 900 об/мин ξz интенсивно уменьшается в связи с увеличением потерь тепла через стенки цилиндра и неплотности между поршнем и цилиндром. Поэтому при изменении скоростного режима ξz ориентировочно принимается в пределах, которые имеют место у работающих карбюраторных двигателей:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *ξz* | 0,91 |  |

**Температура в конце видимого процесса сгорания**

0,9 78390 + 21,9627 ∙ 480 = 1,0603 ∙ (24,656 + 0,002077tz)tz, или

, откуда

°C;

Tz=tz+273=2574+273=2847 K;

Максимальное давление сгорания теоретическое

рz = pcμTz/Tc.

рz = 1,6189·1,06034·2847/752=6,4988 МПа;

Максимальное давление сгорания действительное рzд = 0,85/ рz;

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *рzд* | 5,524 | МПа  |

Степень повышения давления

λ= рz /pc

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *λ* | 4,0143 |  |

**Процессы расширения и выпуска.** Средний показатель адиабаты расширения k2 определяется по номограмме при заданном ε =8,5 для соответствующих значений α и Тz, а средний показатель политропы расширения n2 оценивается по величине среднего показателя адиабаты:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *α* | 0,96 |   |
| *Tz* | 2847 | К |
| *k2* | 1,2518 |  |
| *n2* | 1,251 |  |

Давление и температура в конце процесса расширения

 и

рb= 6,4988/8,51,251 = 0,4468 МПа и Тb= 2847/8,51,251 -1 = 1664,8 К;

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

;

газов принята в начале расчета достаточно удачно, так как ошибка не превышает 1,7%.

**Индикаторные параметры рабочего цикла.** Теоретическое среднее индикаторное давление

;

Среднее индикаторное давление:

МПа

где коэффициент полноты диаграммы принят φи = 0,96;

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *pi* | 1,0729 | МПа |

Индикаторный КПД и индикаторный удельный расход топлива

 и

; г/(кВт·ч);

**Эффективные показатели двигателя**. Среднее давление механических потерь для карбюраторного двигателя с числом цилиндров до шести и отношением S/D≥1

Предварительно приняв ход поршня S равным 80 мм, получим υп.ср. = Sn/3 104 = 80 n/3 ·104 = =0,002667n м/с, тогда рм = 0,049 + 0,0152 • 0,002667n МПа, а на различных скоростных режимах:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *υп.ср* | 14,4018 | м/с  |
| *рм* | 0,2677 | МПа |

Среднее эффективное давление и механический КПД

 и ;



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *pi* | 1,0729 | МПа |
| *pe* | 0,8052 | МПа |
| *ηм* | 0,75049 |  |

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива:

 и ;



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *ηi* | 0,3353 | МПа |
| *ηe* | 0,252 | МПа |
| *ge* | 325 | г/(кВт·ч) |

Основные параметры цилиндра и двигателя. Литраж двигателя:

Vл = 30τNe/(pen) = 30 4 54/(0,8052 5400) = 1,545л.

Рабочий объем одного цилиндра:

Vh = Vл/i = 1,545/4 = 0,38625 л.

Диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят S = 80 мм, то

мм

Окончательно принимается D == 79мм и S = 80 мм.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по окончательно принятым значениям D и S:

 л;

 мм2=48,99 см2;



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *pe* | 0,8052 | МПа |
| *Ne* | 56,887 | кВт |
| *Me* | 100,649 | Н·м |
| *GT* | 18,488 | кг/ч |

Литровая мощность двигателя

 кВт/л;

**ВЫВОД**: основные данные полученные в тепловом расчёте при сравнение с характеристиками прототипа (см. таб.) позволяют сделать вывод о том что для дальнейших расчётов мы можем принять этот двигатель так как расхождение не превышает 10%.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Ne, кВт | ре | ηе | ge, г/кВт∙ч |
| Рассчитанное | 56,9 | 0,8052 | 0,25 | 325 |
| Прототипа | 56,0 | 0,81 | 0,27 | 3105 |
| Погрешность | 1,6 | 0,5 | 8 | 4,6 |

**Построение индикаторной диаграммы**

Индикаторную диаграмму строят для номинального режима работы двигателя, т. е. при Ne = 54кВт и n = 5400 об/мин.

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня Мs = 1 мм в мм; масштаб давлений Мр = 0,05 МПа в мм.

Приведенные величины, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания:

мм; мм

Максимальная высота диаграммы (точка z)

 мм

Ординаты характерных точек:

 мм; мм;

 мм; мм;

 мм.

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия . Отсюда

 мм,

гдемм.

б) политропа расширения .Отсюда

 мм

Результаты расчета точек политроп приведены в табл.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № точек | OX, мм |  | Политропа сжатия | Политропа расширения |
|  | , мм | , МПа |  | , мм | , МПа |
| 1 | 10,7 | 8,5 | 19,04 | 32,4 | 1,62 (точка с) | 14,55 | 132,4 | 6,62 (точка z) |
| 2 | 11,3 | 8 | 17,52 | 29,8 | 1,49 | 13,48 | 122,7 | 6,135 |
| 3 | 12,9 | 7 | 14,58 | 24,7 | 1,23 | 11,41 | 103,8 | 5,19 |
| 4 | 18,1 | 5 | 9,17 | 15,5 | 0,77 | 7,490 | 68,2 | 3,41 |
| 5 | 22,7 | 4 | 6,74 | 11,5 | 0,58 | 5,66 | 51,5 | 2,57 |
| 6 | 30,2 | 3 | 4,54 | 7,7 | 0,385 | 3,953 | 36 | 1,8 |
| 7 | 45,4 | 2 | 2,59 | 4,4 | 0,22 | 2,380 | 21,658 | 1,083 |
| 8 | 60,5 | 1,5 | 1,74 | 3,0 | 0,15 | 1,661 | 15,1 | 0,755 |
| 9 | 90,7 | 1 | 1 | 1,7 | 0,085 (точка а) | 1 | 9,1 (точка b) | 0,455 |

###### Теоретическое среднее индикаторное давление

,

где мм2- площадь диаграммы aczba. Это близко к рассчитанному.

В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяют положение точек r', а', а", с', f и b' по формуле для перемещения поршня:

,

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Выбор величины λ производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается λ = 0,285.

Расчеты координат точек r', а', а", с', f и b' сведены в табл.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение точек | Положениеточек |  |  | Расстояние точек от в.м.т. (AX), мм |
|  | до в.м.т. | 18 | 0,0655 | 2,6 |
|  | после в.м.т. | 25 | 0,1223 | 4,8 |
|  | после в.м.т. | 120 | 1,6069 | 62,5 |
|  | до в.м.т. | 35 | 0,2313 | 9,0 |
|  | до в.м.т. | 30 | 0,1697 | 6,6 |
|  | до в.м.т. | 125 | 1,6667 | 65,0 |

Положение точки определяется по формуле:

 МПа;

мм.

Действительное давление сгорания

 МПа;

мм.

Соединяя плавными кривыми точки r с а', с' с с" и далее с zд и кривой расширения, b' с b" (точка b" располагается обычно между точками b и а) и линией выпуска b"r'r, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму ra'ac'fc" zдb'b"r.

|  |
| --- |
| Параметры внешней скоростной характеристики |
|  |  |  |  |  |  |
| 56,89 | 325 | 100 | 18,49 | 0,879 | 0,96 |

***Тепловой баланс***

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

Q0 = HuGт/3,6 = 43930Gт/3,6= 12203 Gт

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *GT* | 18,488 | кг/ч |
| *Q0* | 225609 | Дж/с |

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с: Qe = 1000Ne,

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Qe* | 56887 | Дж/с |

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

Qв= ciDl+2mnm (Hu - ∆Нu)/(αНu)

где с — 0,45 - 0,53 — коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей. В расчете принято с = 0,5; i — число цилиндров; D — диаметр цилиндра, см; n — частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; m = 0,6 - 0,7 — показатель степени для четырехтактных двигателей. В расчете принято при n= 900 об/мин m = 0,6, а на всех остальных скоростных режимах — m = 0,65.

Qв= 0,5·4·7,9l+2·0,65·54000,65 (43930 - 2476)/(0,96·43930)=60836 Дж/с;

Теплота, унесенная с отработанными газами:

Qr = (18,488/3,6) {0,536·[25,043+ 8,315] 897 —0,5041 · [20,775+ +8,315]× 20} = 72240Дж/с,

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива:

Qн.c = ∆НuGт/3,6

Qн.c =2476 • 18,488/3,6 =12716 Дж/с;

Неучтенные потери теплоты

Qocт =Q0-(Qe+Qв+Qr + Qн.c)

Qост = 225609—(56887 + 60836 + 72240 + 12715) = 22931 Дж/с;

**Расчёт кинематики и динамики двигателя**

***Кинематика***

**Выбор λ и длины Lш шатуна.** В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчете λ = 0,285. При этих условиях мм.

Устанавливаем, что ранее принятые значения Lш и λ обеспечивают движение шатуна без задевания за нижнюю кромку цилиндра. Следовательно, перерасчета величин Lш и λ не требуется. Сравнивая Lш рассчитанную и Lш прототипа делаем вывод что мы можем принять λ=0,285 так как погрешность не превышает 10%, ∆Lш=0,2 .

Перемещение поршня

 мм

Расчет sx производится аналитически через каждые 10° угла поворота коленчатого вала. Значения для при различных φ взяты из таблицы как средние между значениями при λ=0,28 и 0,29 и занесены в гр. 2 расчетной таблицы (для сокращения объема значения в таблице даны через 30°).

Угловая скорость вращения коленчатого вала

рад/с.

Скорость поршня

 м/с

Значения для взяты из таблицы и занесены в гр. 4, а рассчитанные значения vп — в гр. 5 таблицы.

Ускорение поршня

=м/с2

Значения для взяты из таблицы и занесены в графу 6, а рассчитанные значения - в гр. 7 таблицы.



|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  мм |  | м/с |  | м/с2 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 0 | 0,0000 | 0,0 | 0,0000 | 0,0 | +1,2860 | +16420 |
| 30 | +0,1697 | 6.8 | +0,6234 | +14 | +1,0085 | +12877 |
| 60 | +0,6069 | 24.0 | +0,9894 | +22.4 | +0,3575 | +4565 |
| 90 | +1,1425 | 45.7 | +1,0000 | +22.6 | -0,2850 | -3639 |
| 120 | +1,6069 | 64.3 | +0,7426 | +16.8 | -0,6425 | -8204 |
| 150 | 1,9017 | 76.0 | +0,3766 | +8.5 | -0,7235 | -9238 |
| 180 | +2,0000 | 80 | 0,0000 | 0,0 | -0,7150 | -9129 |
| 210 | +1,9017 | 76.0 | -0,3766 | -8.5 | -0,7235 | -9238 |
| 240 | +1,6069 | 64.3 | -0,7426 | -16.8 | -0,6425 | -8204 |
| 270 | +1,1425 | 45.7 | -1,0000 | -22.6 | -0,2850 | -3639 |
| 300 | +0,6069 | 24.0 | -0,9894 | -22.4 | +0,3575 | +4565 |
| 330 | +0,1697 | 6.8 | -0,6234 | -14 | +1,0085 | +12877 |
| 360 | +0,0000 | 0,0 | -0,0000 | 0,0 | +1,2850 | +16408 |

По данным таблицы построены графики в масштабе мм в мм, - в масштабе м/с в мм, - в масштабе м/с2 в мм. Масштаб угла поворота коленчатого вала в мм.

При , а на кривой - это точка перегиба.

***Динамика***

**Силы давления газов**

мм,

где Мs — масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме.

Масштабы развернутой диаграммы: давлений и удельных сил МПа в мм; полных сил МН в мм, или Mp=245 Н в мм, угла поворота кривошипа Mφ=3°в мм, или

 рад в мм,

где OB— длина развернутой индикаторной диаграммы, мм.

По развернутой диаграмме через каждые 10° угла поворота кривошипа определяют значения ∆pг и заносят в гр. 2 сводной таблицы динамического расчета (в таблице значения даны через 30° и точка при φ=370°).

**Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма**

С учетом диаметра цилиндра, отношения , рядного расположения цилиндров и достаточно высокого значения рz устанавливаются:

масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава принято =80 кг/м2)

 кг;

масса шатуна (для стального кованого шатуна принято кг/м2)

кг;

масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для литого чугунного вала принято кг/м2)

кг.

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

кг.

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

 кг.

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

кг.

Массы, совершающие вращательное движение:

 кг.

**Удельные и полные силы инерции.** Из таблицы переносят значения j в гр. 3 таблицы и определяют значения удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (гр. 4):

Мпа

Центробежная сила инерции вращающихся масс.

кН

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

 кН

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа:

 кН

**Удельные суммарные силы.** Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца (гр. 5):

Удельная нормальная сила (МПа) . Значения tgβ определяют для λ=0,285 по таблице и заносят в гр. 6, а значения pN — в гр. 7.

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна (гр. 9):

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа (гр. 11):

Удельная (гр.13) и полная (гр.14) тангенциальные силы (МПа и кН):

 и

По данным таблицы строят графики изменения удельных сил pj, p, ps, pN, pK и рT в зависимости от изменения угла поворота коленчатого вала φ.

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

по данным теплового расчета

Н;

**Крутящие моменты.** Крутящий момент одного цилиндра

Н·м

Период изменения крутящего момента четырехтактного двигателя с равными интервалами между вспышками

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется табличным методом через каждые 10° угла поворота коленчатого вала и по полученным данным строится кривая Мкр в масштабе ММ= 10 Н·м в мм.

Средний крутящий момент двигателя:

По данным теплового расчета

 Н·м;

Максимальный и минимальный крутящие моменты (рис. 10.2, д)

Mкp.max=500 Н·м; Мкр.min= -212 Н·м.

**Графики динамического расчёта карбюраторного двигателя:**



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| φ° | Цилиндры | Мкр.ц,Н·м |
| 1-й | 2-й | 3-й | 4-й |
| φ°криво-шипа | Мкр.ц,Н·м | φ°криво-шипа | Мкр.ц,Н·м | φ°криво-шипа | Мкр.ц,Н·м | φ°криво-шипа | Мкр.ц,Н·м |
| 0 | 0 | 0 | 180 | 0 | 360 | 0 | 540 | 0 | 0 |
| 30 | 30 | -180 | 210 | -75 | 390 | 240 | 570 | -78 | -93 |
| 60 | 60 | -103 | 240 | -133 | 420 | 161 | 600 | -137 | -212 |
| 90 | 90 | 77 | 270 | -84 | 450 | 221 | 630 | -83 | 131 |
| 120 | 120 | 132 | 300 | 71 | 480 | 199 | 660 | 97 | 499 |
| 150 | 150 | 75 | 330 | 90 | 510 | 97 | 690 | 176 | 438 |
| 180 | 180 | 0 | 360 | 0 | 540 | 0 | 720 | 0 | 0 |

**ВЫВОД:** Вследствие применения новых более лёгких конструкционных материалов мы получили улучшенные параметры сил и моментов, действующих на кривошипно-шатунный механизм. После чего можно предположить, что повысится степень уравновешенности двигателя.

**Конструирование и расчёт на прочность деталей двигателя**

***Расчет поршня бензинового двигателя***

На основании данных расчетов (теплового, скоростной характеристики и динамического) получили: диаметр цилиндра D =79 мм, ход поршня S=80, действительное максимальное давление сгорания Рд=6,233 МПа при nм=3000 об/мин, площадь поршня Fп= 48,99 см2 , наибольшую нормальную силу Nmax= 0,0044 МН при φ=370°, массу поршневой группы mn= 0,3916 кг, частоту вращения nx.x max=6000 мин-1 и λ=0,285.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учетом соотношений, принимаем толщину днища поршня δ=7,5 мм, высоту поршня Н= 88 мм; высоту юбки поршня hю=58 мм, радиальную толщину кольца t=3,5 мм, радиальный зазор кольца в канавке поршня ∆t=0,8 мм, толщину стенки головки поршня S=5 мм, величину верхней кольцевой перемычки hп=3,5 мм, число и диаметр масляных каналов в поршне =10 и dм=1 мм. Материал поршня — эвтектический алюминиевый сплав - 1/К; материал гильзы цилиндра — серый чугун, 1/К.

Напряжение изгиба в днище поршня:

МПа,

Где мм.

Днище поршня должно быть усилено ребрами жесткости. Кроме того, в целях повышения износо- и термостойкости поршня целесообразно осуществить твердое анодирование днища и огневого пояса, что уменьшит возможности перегрева и прогорания днища, также пригорания верхнего компрессионного кольца.

Напряжение сжатия в сечении х — x

МПа,

где МН;

м2;

мм;

 мм2;

Напряжение разрыва в сечении х — х:

максимальная угловая скорость холостого хода

рад/с;

масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения х - х:

кг;

максимальная разрывающая сила

МН;

напряжение разрыва

МПа.

Напряжения в верхней кольцевой перемычке: среза

МПа;

Изгиба МПа;

Сложное МПа.

Удельное давление поршня на стенку цилиндра:

МПа;

МПа.

Ускорение приработки юбки поршня, а также уменьшение трения и снижения износа пары - юбка поршня — стенка цилиндра — достигается покрытием юбки поршня тонким (0,003 — 0,005 мм) слоем олова, свинца или оловянно-свинцового сплава.

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при их неодинаковом расширении в верхнем сечении головки поршня и нижнем сечении юбки .

Диаметры головки и юбки поршня с учетом монтажных зазоров:

мм;

мм,

где мм;

мм.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии



где Тц=383 К, Тг=593 К, Тю =413 К приняты с учетом жидкостного охлаждения двигателя.

**Расчёт элементов системы охлаждения**

***Расчет жидкостного насоса карбюраторного двигателя***

По данным теплового баланса количество теплоты, отводимой от двигателя жидкостью: QВ = 60836 Дж/с; средняя теплоемкость жидкости сж = 4187 Дж/(кг∙К), средняя плотность жидкости рж ≈ 1000 кг/м3; напор, создаваемый насосом, принимается рЖ = 120000 Па; частота вращения насоса nВ.И.=4600мин-1. Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения

Gж=QВ/(сжрж∆Тж)=60836/(4187∙1000∙9,6) = 0,00151 м3/с,

где ∆ТЖ = 9,6 К — температурный перепад жидкости при принудительной циркуляции.

Расчетная производительность насоса

Gж.р = Gж/η = 0,00151/0,82=0,00184м3/с,

где η = 0,82 — коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки

r1= = = 0,0206 м,

где С1 = 1,8 — скорость жидкости на входе в насос, м/с; г0=0,01 — радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока жидкости на выходе из колеса

u2 = = = 14,7м/с,

где угол α2=10°, а угол β2=45°; ηh = 0,65 — гидравлический КПД насоса.

Радиус крыльчатки колеса на выходе г2=30u2/(πnв.н) = 30 14,7/(3,14∙4600)=0,0304 м.

Окружная скорость входа потока u1 = u2r1/r2 = 14,7 0,0206/0,0304=9,96 м/с.

Угол между скоростями с1 и u1 принимается α1 = 90°, при этом tgβ1=c1/u1=1,8/9,96=0,1807, откуда β1 = 10°15'. Ширина лопатки на входе

b1 = = ,=0165м

b1=

где z=4 – число лопаток на крыльчатке насоса; δ1=0,003 – толщина лопаток у входа, м.

Радиальная скорость потока на выходе из колеса

cr= = =2,2 м/с.

Ширина лопатки на выходе

b2= ==0,0048 м,

где δ2=0,003 — толщина лопаток на выходе, м.

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

Nв.н = Gж.ррж/(1000ηм)=0)00184∙120000/(1000∙82) = 0,27 кВт,

где ηм=0,82 — механический КПД жидкостного насоса.

Расчет поверхности охлаждения жидкостного радиатора карбюраторного двигателя. По данным теплового баланса (см. § 5.3) количество теплоты, отводимой от двигателя и передаваемого от жидкости к охлаждающему воздуху: Qвозд=Qж = 60836 Дж/с; средняя теплоемкость воздуха свозд= 1000 Дж/(кг • К); объемный расход жидкости, проходящей через радиатор, принимается по данным § 20.2: Gж=0,00151 м3/с; средняя плотность жидкости ρж= 1000 кг/м3.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

G'возд=Qвозд/(свозд∆Твозд)= 60836/(1000∙24)= 2,53кг/с,

где ∆Твозд=24 — температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

G'ж=Gжρж = 0,00151∙1000 = 1,51 кг/с.

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

Тср. возд== =325,0 К,

где Твозд. вх=313—расчетная температура воздуха перед радиатором, К.

Средняя температура жидкости в радиаторе

Тср. ж= ==358,2 К,

где Тж. вх = 363 — температура жидкости перед радиатором; К; ∆Тв = 9,6 — температурный перепад жидкости в радиаторе, принимаемый по данным § 20.2, К.

Поверхность охлаждения радиатора

F===11,45 м2,

где К=160—коэф-т теплопередачи для радиаторов легковых автомобилей, Вт/(м2 • К).

Расчет вентилятора для карбюраторного двигателя. По данным расчета жидкостного радиатора массовый расход воздуха, подаваемый вентилятором:

G'возд=2,53 кг/с, а его средняя температура Тср. возд=325 К. Напор, создаваемый вентилятором, принимается ∆ртр = 800 Па.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

рвозд=р0р∙106/(RвТср. возд)=0,1 • 10б/(287 • 325)= 1,07 кг/м3.

Производительность вентилятора

Gвозд=G'возд/рвозд= 2,53/1,07 = 2,36 м3/с.

Фронтовая поверхность радиатора

Fфр. рад= Gвозд/wвозд=2,36/20 = 0,118 м2,

Где wвозд=20 — скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля, м/с.

Диаметр вентилятора

Dвент= 2= 2=0,388 м.

Окружная скорость вентилятора и

ψл =2,2 = 71,0 м/с,

где ψл =2,2 — безразмерный коэффициент для криволинейных лопастей.

Частота вращения вентилятора

nвент =60u/(πDвент)= 60 • 71/(3,14 • 0,388) = 3500 мин-1.

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора,

Nвент = Gвозд∆pтр/(1000ηв) = 2,36∙800/(1000∙0,65) = 2,9 кВт,

где ηв=0,38 — КПД литого вентилятора.

**Описание конструкции детали и системы**

***Описание конструкции поршня***

Поршни двигателей автомобилей ВАЗизготовлены из алюминиевого сплава. В головке поршня залита стальная пластина, обеспечивающая компенсацию неравномерной тепловой деформации поршня при нагреве. В бобышках поршня имеются отверстия для прохода масла к поршневому пальцу.

Отверстие под поршневой палец смещено от оси симметрии на 1,2 мм в правую (по направлению движения) сторону для уменьшения стука поршня при переходе через в.м.т. Поэтому на днище поршня клеймят стрелку, которая при сборке должна быть обращена в сторону передней части двигателя.

Поршни, как и цилиндры, сортируют по наружному диаметру на пять классов через 0,01 мм, а по диаметру отверстия под поршневой палец — на три категории через 0,004 мм, обозначаемые цифрами 1, 2, 3. Класс поршня (букву) и категорию отверстия под поршневой палец (цифру) клеймят на днище поршня. При изготовлении строго выдерживается масса поршней. Поэтому при сборке двигателя подбирать поршни одной группы по массе не требуется.

**Поршень** воспринимает давление газов во время рабочего хода и передает его через палец и шатун коленчатому валу. Кроме механических нагрузок поршень подвергается действию высоких температур в период сгорания топлива и расширения образовавшихся газов. Он нагревается также вследствие трения его боковой поверхности о стенки цилиндра.

В автомобильных двигателях чаще всего устанавливают поршни, изготовленные из алюминиевого сплава. Они обладают достаточной прочностью, малой массой, высокой теплопроводностью и хорошими антифрикционными свойствами.

Поршень имеет уплотняющую часть (головку),в которой выполнены канавки под компрессионные (уплотняющие) кольца, днище и направляющую часть (юбку).Для крепления поршневого пальца 2 в поршне сделаны бобышки. В днище поршня у дизелей имеется фигурная выемка, которая формирует камеру сгорания. Иногда сделаны проточки для клапанов.

Поршни во время работы нагреваются неравномерно. Чтобы компенсировать разную степень расширения, поршни делают овальной и конусной формы. Диаметр по оси бобышек у холодного поршня меньше, чем поперечный диаметр, так как большая масса металла расширяется интенсивнее. Диаметр головки меньше, чем юбки, поскольку верхняя часть нагревается интенсивнее. Выше бобышек (а иногда и на направляющей части) выполнена канавка под маслосъемное кольцо. Внутри нее сделаны отверстия для прохода соскребаемого кольцом со стенок цилиндра масла внутрь поршня.

На днище обычно выбивают следующие метки: направление установки, размерная группа, масса поршня.

***Описание конструкции системы охлаждения***

**Система охлаждения***—* жидкостная, закрытого типа, с принудительной циркуляцией жидкости, с расширительным бачком. Насос охлаждающей жидкости центробежного типа, приводится в действие от шкива коленчатого вала клиновидным ремнем 14 (рис.).

Вентилятор 11 с электроприводом, имеет четырехлопастную крыльчатку, которая крепится болтами к ступице шкива, приводится в действие от ремня привода насоса.

Термостат с твердым термочувствительным наполнителем имеет основной и перепускной клапаны. Начало открытия основного клапана при температуре охлаждающей жидкости 77–86° С, ход основного клапана не менее 6 мм.

**Радиатор** *—* вертикальый, трубчато-пластинчатый, с двумя рядами трубок и стальными лужеными пластинами. В пробке 8 (см. рис.) заливной горловины имеются впускной и выпускной клапаны.

1 – трубка отвода жидкости от радиатора отопителя;

2 – патрубок отвода горячей жидкости из

головки цилиндров в радиатор отопителя;

3 – перепускной шланг термостата;

4 – выпускной патрубок рубашки охлаждения;

5 – подводящий шланг радиатора;

6 – расширительный бачок;

7 – рубашка охлаждения;

8 – пробка радиатора;

9 – трубка радиатора;

10 – кожух вентилятора;

11 – вентилятор;

12 – шкив;

13 – отводящий шланг радиатора;

14 – ремень вентилятора;

15 – насос охлаждающей жидкости;

16 – шланг подачи охлаждающей

жидкости в насос;

17 – термостат

**Заключение**

На основе полученных в процессе теплового расчёта эффективные показатели двигателя, а также некоторых технических характеристик можно сделать некоторые выводы. Карбюраторный двигатель ВАЗ 2106 производства Волжского автомобильного завода имеет эффективный КПД равный 29%. Удельный эффективный расход топлива составляет 3085 г/кВт∙ч. Среднее эффективное давление 0,91МПа, что вполне соответствует такому роду двигателей. Этот мотор можно отнести к высокооборотным, а по эффективной мощности к двигателям со средней мощностью. Отсюда следует, что действительно целесообразно использовать его в качестве привода легковых автомобилей.

