Содержание

Введение

1. Выбор исходных данных

2. Тепловой расчет

2.1 Топливо

2.2 Параметры рабочего тела

2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

2.4 Процесс впуска

2.5 Процесс сжатия

2.6 Процесс сгорания

2.7 Процессы расширения и выпуска

2.8 Индикаторные параметры рабочего цикла

2.9 Эффективные показатели двигателя

2.10 Основные параметры цилиндра и двигателя

2.11 Построение индикаторной диаграммы

2.12 Тепловой баланс

3. Расчет внешней скоростной характеристики

4. Кинематика и динамика двигателя

4.1 Кинематический расчёт КШМ

4.1.1 Выбор отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и длины шатуна

4.1.2 Перемещение поршня

4.1.3 Скорость поршня

4.1.4 Ускорение поршня

4.2 Динамический расчет двигателя

4.2.1 Силы давления газов

4.2.2 Приведение масс частей КШМ

4.2.3 Удельные и полные силы инерции

4.2.4 Суммарные силы давления газов

4.2.5 Крутящие моменты

4.2.6 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

4.2.7 Силы, действующие на колено вала

4.3 Уравновешивание двигателя

4.3.1 Уравновешивание четырехцилиндрового рядного двигателя.

4.3.2 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

5. Расчёт основных деталей двигателя

5.1 Расчёт цилиндропоршневой группы

5.1.1 Расчёт поршня

5.1.2 Расчет поршневого кольца

5.1.3 Расчет поршневого пальца

5.1.4 Расчет гильзы цилиндра

6. Расчет систем двигателя

6.1 Расчет элементов системы смазки

6.2 Расчет элементов системы охлаждения

Список литературы

Приложения

Введение

Карбюраторные двигатели прошли длительный путь развития и достигли высокого совершенства. Однако перед конструкторами и эксплуатационниками стоит задача — обеспечить дальнейший существенный рост экономичности этих двигателей.

Для этого необходимо сокращение энергозатрат и уменьшение трудозатрат на их изготовление, техническое обслуживание и ремонт, снижение расхода металла, эксплуатационных материалов; облегчение условий труда персонала и управления двигателями; улучшение их экологических характеристик. Достижение более совершенных показателей возможно на основе применения прогрессивных конструктивных схем, рабочих процессов, конструкций систем узлов и деталей.

Максимальный относительный к.п.д., характеризующий степень совершенства действительного цикла, достигает у двигателей грузовых автомобилей на режимах, близких к полным нагрузкам, значений порядка 0,84—0,87. Это указывает на то, что дальнейшее улучшение рабочих процессов не может быть существенным, если не увеличивать степень сжатия двигателя.

Повышение степени сжатия является эффективным средством улучшения топливной экономичности карбюраторных двигателей на всех режимах работы. Однако этот путь требует или повышения октанового числа бензина, или снижения требований двигателя к антидетонационным качествам бензина. В связи с известными проблемами обеспечения поршневых д.в.с. жидкими топливами нефтяного происхождения дальнейшее повышение октанового числа бензина маловероятно.Поэтому активно разрабатываются различные способы снижения требований двигателя к антидетонационным качествам бензина. Одним из таких способов является использование винтовых впускных каналов в новых карбюраторных двигателях, ранее нашедших применение в дизелях. Интенсивное вращательное движение заряда в цилиндрах, создаваемое канала- ми в процессе впуска, приводит к заметному увеличению скорости сгорания и способствует благодаря этому уменьшению опасности возникновения детонации, так как сокращается время, в течение которого в последних порциях заряда развиваются очаги самовоспламенения. Переход к винтовым впускным каналам позволяет без изменения октанового числа бензина увеличить степень сжатия двигателя, в результате чего эксплуатационная экономичность двигателя улучшается на 3—4%.

Большие перспективы в направлении повышения топливной экономичности карбюраторных двигателей имеет применение электроники в системах питания и зажигания. Применение электроники позволяет повысить мощность искрового разряда, а при необходимости и изменять ее в зависимости от режима работы двигателя. Внедрение микропроцессорных систем зажигания улучшает топливную экономичность карбюраторных двигателей на 3—5%.

Еще больший эффект микропроцессорная техника дает в системах питания — карбюраторных или с впрыскиванием бензина, — поскольку она позволяет регулировать состав смеси не только в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов, но также и в зависимости от теплового состояния двигателя. В отличие от традиционных карбюраторов системы питания с электронным управлением позволяют обеспечить оптимальный состав смеси во всем диапазоне режимов двигателя.

Применение микропроцессорной техники в системе питания обеспечивает экономию топлива в эксплуатационных условиях до 6—8%. Однако микропроцессорные системы работают по "жестким" программам и не могут автоматически изменять их, например, по мере изменения технического состояния двигателя (износ деталей, регулировка зазоров и т. д.), а также при изменении антидетонационных свойств бензина. В дальнейшем по мере развития электроники можно ожидать перехода к системам с автоматической адаптацией, которые сами изменяют программу дозирования смеси (или угол опережения зажигания) в зависимости от всего комплекса влияющих факторов.

В качестве оптимизируемого параметра для этих систем могут быть приняты различные показатели двигателя: топливная экономичность, токсичность отработавших газов, характер загрузки двигателя. Если, например, в качестве оптимизируемого параметра выбрана топливная экономичность, то адаптивная система на любом режиме и в любой момент времени должна обеспечить работу двигателя с максимально возможным значением эффективного к.п.д.

На основе исходых данных в настоящем курсовом проекте проводится тепловой расчет двигателя, в результате которого определяются основные энергетические, экономические и конструктивные параметры двигателя. По результатам теплового расчета производится построение индикаторной диаграммы, выполняется динамический, кинематический и прочностной расчеты.

# 

# 1. Выбор исходных данных

Определение номинальной мощности и числа оборотов проектируемого двигателя. Определение мощности двигателя для проектируемого автомобиля производится из условия его движения на прямой передаче с максимальной скоростью Vmax на ровном горизонтальном участке асфальтобетонного шоссе.

1. Мощность двигателя, соответствующая максимальной скорости автомобиля:

Nv = g · (Ga · fv · Vmax+ кF · V3max) / η , (1)

где η – КПД трансмиссии грузового а/м, η = 0,8 – 0,92;

Ga – полный вес автомобиля, кг,

Ga = Gо + Gг; (2)

где Gо – собственный вес автомобиля, кг;

Gг – грузоподъемность автомобиля, кг;

Ga = 2500 + 1500 = 4000 кг

fv = 0,021 – коэффициент сопротивления качению;

кF = 0,2 – фактор обтекаемости автомобиля, кг·с2/м2;

Vmax = 95 км/ч – максимальная скорость автомобиля.

Nv = 9,81 · (4000· 0,021· 26,4+ 0,2 · 26,43) / 0,8 = 72,3 кВт.

2. Максимальная мощность двигателя:

Ne max = Nv/[ (nv/nN) + (nv/nN)2 – (nv/nN)3], (3)

где (nv/nN) = 1,2 – отношение оборотов коленчатого вала двигателя при Vmax автомобиля к числу оборотов при Ne max.

Ne max = 72,3 / ( 1,2 + 1,22 – 1,23) = 79,3 кВт.

3. Число оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующее Vmax:

nv = Vmax · iк · iо /(0,377 · rк), (4)

где iк = 1 - передаточное отношение коробки передач на прямой передаче;

iо = 5,125 - передаточное отношение главной передачи;

rк – кинематический радиус колеса (радиус качения), rк = λ · rc: (5)

где λ – коэффициент радиальной деформации шины, λ = 0,93 – 0,95;

rс – статический радиус колеса, м.

rк = 0,95 · 0,342 = 0,325 м;

nv = 95 · 1 · 5,125 /(0,377 · 0,325) = 3975 об/мин.

# 2. Тепловой расчет

Тепловой расчет позволяет с достаточной степенью точности аналитическим путем определить основные параметры вновь проектируемого двигателя, а также проверить степень совершенства действительного цикла реально работающего двигателя.

2.1 Топливо

В соответствии с заданной степенью сжатия ε = 9,3 в качетве топлива можно использовать бензин марки АИ-93.

Средний элементарный состав и молекулярная масса топлива:

С = 0,855; Н = 0,145 и



где С, Н−массовые доли углерода, водорода в 1кг топлива, кг.

Низшая теплота сгорания топлива:

(6)



Hu = 33,91 ∙ C + 125,60 ∙ H − 10,89 ⋅ (O−S) − 2,51 ⋅ (9 ∙ H + W) =

= 33,91 ⋅ 0,855 + 125,6 ⋅ 0,145 − 2,51 ⋅ 9 ⋅ 0,145 = 43900 кДж/кг.

2.2 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

(7)



(8)



Коэффициент избытка воздуха. Коэффициент избытка воздуха – отношение действительного количества воздуха, участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха.

Стремление получить двигатель повышенной литровой мощности позволяет выбрать значение α=0,96 при nN =3310 об/мин, обеспечивающее максимальную скорость сгорания и достаточную экономичность.

Количество горючей смеси :

, кмоль гор.см./кг топл.; (9)



;



Принимаем постоянную величину, зависящую от отношения количества водорода к окиси углерода, содержащихся в продуктах сгорания К=0,5.

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

(10)



(11)



;



(12)



(13)



(14)



;



Определяем суммарное количество продуктов сгорания:

кмоль пр.сг./кг топл; (15)



Проверка: (16)



2.3 Параметры окружающей среды и остаточные газы

Давление и температура окружающей среды при работе двигателя без наддува рk = po = 0,1 Мпа и Тk = To=288 К.

Принимаем температуру остаточных газов, учитывая при этом значения коэфициента избытка воздуха, Тr = 1000 К.

Определяем давление остаточных газов:

pr = (1,05 ÷ 1,25) ⋅ ро Мпа; (17)

pr = 1,18 ⋅ 0,1 = 0,118 Мпа.

2.4 Процесс впуска

С целью получения хорошего наполнения двигателя на номинальном скоростном режиме принимается температура подогрева свежего заряда ΔТN=20°C. Тогда:

Определяем плотность заряда на впуске:

(18)



где Rв=287 Дж/кг⋅град − удельная газовая постоянная для воздуха



Потери давления на при условии качественной обработки внутренней поверхности впускной системы можно принять ,



где β−коэффициент затухания скорости движения заряда;

ξВП− коэффициент сопротивления впускной системы.

(19)



(20)



Определяем давление в конце впуска:

Мпа ; (21)



ра=0,1 − 0,011=0,089 Мпа.

Вычисляем коэффициент остаточных газов:

(22)



Определяем температуру в конце впуска:

; К. (23)



Та=(288 + 20 + 0,051 ⋅ 1000) / (1 + 0,051) = 342 К.

Определяем коэффициент наполнения:

; (24)



.



2.5 Процесс сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия при ε = 9,3 и рассчитанных значениях определяем по графику рис. 7. стр. 27 , .



Cредний показатель политропы сжатия принимаем несколько меньше. При выборе учитываем , что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается , а уменьшается по сравнению с более значительно,



, (25) принимаем .



Определяем давление в конце сжатия:

Мпа ; (26)



рс = 0,089 ⋅ 9,31,3576 = 1,84 Мпа.

Определяем температуру в конце сжатия:

К; (27)



Тс = 342 ⋅ 9,3 (1,3576−1) = 759,2 К.

Принимаем .



Средняя мольная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси (воздуха):

кДж/кмоль⋅град , (28)



где tc−температура смеси в конце сжатия:

К ; (29)



tc=760−273=487 К.



б) остаточных газов:

, (30)



где 23,611 и 24,041 – значения трудоёмкости продуктов сгорания соответственно при и , взятая по таблице 8, при α=0,96 .



в) рабочей смеси:

кДж/кмоль⋅град ; (31)



2.6 Процесс сгорания

Определяем коэффициент молекулярного изменения горючей смеси:

; (32)



.



Определяем коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

(33)



.



Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива при α<1 из-за недостатка кислорода:

кДж/кг ; (34)



ΔНu=119950 ⋅ (1−0,96) ⋅ 0,512 = 2456 кДж/кг .

Теплота сгорания рабочей смеси:

кДж/кмоль⋅раб.см ; (35)



Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:



кДж/кмоль⋅град ; (36)



где tz−температура в конце видимого процесса сгорания, °С.

Коэффициент использования теплоты для различных частот вращения коленчатого вала, принимаем по графику при . Температура в конце видимого процесса сгорания .



Определяем максимальное давление сгорания теоретическое:

МПа ; (38)



рz = 1,84⋅1,061⋅2946/760 = 7,57 МПа.

Определяем степень повышения давления:

(39)



λ = 7,57 / 1,84= 4,11

2.7 Процессы расширения и выпуска

Средний показатель адиабаты расширения определяем по номограмме рис.11, стр.34 при заданном ε=9,3 для значений .



.



Средний показатель политропы расширения:

В соответствии с полученной , принимаем значение



Определяем давление в конце процесса расширения:

, МПа ; (40)



pb=7,57 / 9,31,25= 0,47 МПа;

Определяем температуру в конце процесса расширения:

(41)



Tb=2946 / 9,31,251−1 =1687 К.

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

К ; (42)



Тг=1687/.



Погрешность равна:

Δ = 100⋅(1064−1000) / 1000 = 6,4%.

2.8 Индикаторные параметры рабочего цикла

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление:

, МПа ; (43)



Определяем cреднее индикаторное давление:

МПа, (44)



где - коэффициент полноты диаграммы.



рi = 0,96 ⋅ 1,217 = 1,168 МПа.

Определяем индикаторный к. п. д. и индикаторный удельный расход топлива:

(45)



ηi = 1,168 ⋅ 14,96 ⋅ 0,96 / (43,9 ⋅ 1,21 ⋅ 0,8) = 0,395;

gi = 3600 / (Hu ⋅ ηi), г/кВт⋅ч ; (46)

gi = 3600 / (43,9 ⋅ 0,395) = 208 г/кВт⋅ч.

2.9 Эффективные показатели двигателя

Предварительно приняв ход поршня мм, определяем среднее давление механических потерь для карбюраторного четырехцилиндрового двигателя:



МПа ; (6)



где - средняя скорость, м/c;



; (47)



Определяем среднее эффективное давление и механический к. п. д.:

ре = рi − рМ , Мпа ; (48)

ре = 1,168−0,141=1,027МПа ;

ηМ = ре / рi , (49)

ηМ= 1,027 / 1,168=0,879.

Определяем эффективный к. п. д. и эффективный удельный расход топлива:

ηе = ηi ⋅ ηМ , (50)

ηе = 0,395 ⋅ 0,879= 0,347 ;

gе = 3600 / (Hu ⋅ ηе), г/кВт⋅ч , (51)

gе = 3600 / (43,9 ⋅ 0,347) = 236 г/кВт⋅ч.

Часовой расход топлива определяется:

Gт = ge ⋅ Ne / 1000 , (52)

Gт = 236 ⋅ 79,3 / 1000 = 18,71 кг/ч.

2.10 Основные параметры цилиндра и двигателя

Определяем литраж двигателя:

, л , (53)



где τ = 4 −тактность двигателя;

Nе−эффективная мощность двигателя, кВт.

Vл = 30 ⋅ 4 ⋅ 79,3 / 1,027 ⋅ 3310 = 2,8 л.

Определяем рабочий объем одного цилиндра:

, л ; (54)



Vh = 2,8 / 4= 0,7 л.

Определяем диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят то:



, мм ; (55)



Окончательно принимаем



Основные параметры и показатели двигателя определяем по окончательно принятым значениям



, л ; (56)



Vл = 3,14 ⋅ 1002 ⋅ 86 ⋅ 4 / 4 ⋅106 = 2,7 л.

Определяем площадь поршня:

, см2 ; (57)



FП = 3,14 ⋅102 / 4 = 78,5 см2.

Определяем эффективную мощность:

Nе = ре ⋅ Vл ⋅nN / (30 ⋅ τ) , кВт ; (58)

Nе = 1,027 ⋅ 2,7 ⋅ 3310 / (30 ⋅ 4) = 76,5 кВт.

Определяем эффективный крутящий момент:

Ме = 3 ⋅ 104⋅ Nе / (π ⋅ nN) , Н⋅м ; (59)

Ме =3 ⋅104⋅76,5 / (3,14 ⋅ 3310) = 220,81 Н⋅м.

Определяем часовой расход топлива:

GТ= Nе ⋅ gе ⋅ 10-3, кг/ч ; (60)

GТ = 76,5 ⋅ 236 ⋅10-3 = 18,05 кг/ч .

Литровая мощность двигателя:

, кВт/ л ; (61)



Nл = 76,5 / 2,7 = 28,3 кВт/ л.

Скорость поршня:

(62)



2.11 Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму строим для номинального режима работы двигателя, т.е. при , аналитическим методом.



Масштабы диаграммы: – масштаб хода поршня – масштаб давлений . Определяем приведенные величины, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания:



АВ = S / МS , мм ; (63)

АВ = 86 /1,0 = 86 мм.

ОА = АВ / (ε − 1) , мм ; (64)

ОА=86 / (9,3−1) = 10,4 мм.

Определяем максимальную высоту диаграммы ( точка z ): МПа.



.



Определяем ординаты характерных точек:

ра / МР = 0,089 / 0,05 = 1,8 мм ;

рс / МР = 1,84 / 0,05 = 36,8 мм ;

рb / МР = 0,47 / 0,05 =9,4 мм ;

рr / МР = 0,118 / 0,05= 2,4 мм ;

рo / МР = 0,1 / 0,05= 2 мм ;

Построение политроп сжатия и расширения аналитическим методом:

а) политропа сжатия :

(65)



где ОВ = ОА + АВ, мм;

ОВ = 10,4 + 86 = 96,4 мм.

Отсюда: МР = ра/ МР ⋅(ОВ/ОХ), мм;



рХ / МР =1,8⋅( 96,4 /ОХ )1,3576, мм.

б) политропа расширения :

(66)



Отсюда: рХ / МР= (рb / МР)⋅(ОВ/ОХ) ,мм;



рХ / МР = 9,4⋅(96,4 / ОХ)1,25, мм.

Результаты расчетов точек политроп сводим табл.2.1.

Таблица 2.1.- Результаты расчетов точек политроп.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | ОХ,  мм | ОВ/ОХ | Политропа сжатия | | | Политропа расширения | | |
| 3576  ,  1  OX  OB             |  |  |  |  |  |
| 1 | 10,4 | 9,3 | 20,64 | 36,8 | 1,84 (точка с) | 16,24 | 151,4 | 7,57 (точка z) |
| 2 | 12,1 | 8 | 16,83 | 30,3 | 1,52 | 13,45 | 126,4 | 6,32 |
| 3 | 13,8 | 7 | 14,04 | 25,3 | 1,27 | 11,39 | 107,1 | 5,36 |
| 4 | 19,3 | 5 | 8,890 | 16,0 | 0,8 | 7,477 | 70,3 | 3,52 |
| 5 | 24,1 | 4 | 6,567 | 11,8 | 0,59 | 5,657 | 53,2 | 2,66 |
| 6 | 32,1 | 3 | 4,444 | 8,0 | 0,4 | 3,948 | 37,1 | 1,86 |
| 7 | 48,2 | 2 | 2,562 | 4,6 | 0,23 | 2,378 | 22,4 | 1,12 |
| 8 | 64,3 | 1,5 | 1,734 | 2,5 | 0,125 | 1,66 | 15,6 | 0,78 |
| 9 | 96,4 | 1 | 1 | 1,8 | 0,089 (точка а) | 1 | 9,4 (точка b) | 0,47 |

Теоретическое среднее индикаторное давление:

, (67)



где - площадь диаграммы (aczba), ,что очень близко к величине , полученной в тепловом расчете.



Скругление индикаторной диаграммы осуществляется на основании следующих соображений и расчетов. Так как рассчитываемый двигатель достаточно быстроходный , то фазы газораспределения необходимо устанавливать с учетом получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчете. В связи с этим:



* начало открытия впускного клапана (точка ) устанавливается за до прихода поршня в в. м. т.;



* закрытие ( точка ) – через 46º после прохода поршнем н. м. т.;



* начало открытия выпускного клапана ( точка ) принимается за 46º до прихода поршня в н. м. т.;



* закрытие ( точка ) – через 14º после прохода поршнем в. м. т.;



* учитывая быстроходность двигателя, угол опережения зажигания θ=30°;
* продолжительность периода задержки воспламенения .



В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определяем положение точек по формуле для перемещения поршня :



мм , (68)



где отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.



(69)



где r = 43мм - радиус кривошипа; =160мм – длина шатуна.



Расчеты ординат точек сведены в табл. 2.2.



Таблица 2.2. - Результаты расчета ординат точек .



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Точки | Положение точек |  |  | Расстояние точек от в. м. т. , мм |
|  | 14º до в. м. т. | 14 | 0,038 | 1,6 |
|  | 14º после в. м. т. | 14 | 0,038 | 1,6 |
|  | 46º после н. м. т. | 134 | 1,764 | 75,8 |
|  | 30o до в.м.т. | 30 | 0,168 | 7,2 |
|  | 23o до в.м.т. | 23 | 0,1 | 4,3 |
|  | 46º до н. м. т. | 134 | 1,764 | 75,8 |

Положение точки определяется из выражения:



, МПа; (70)



рс′′ = 1,25 ⋅ 1,84 = 2,3 МПа;

рс′′ / Мр=2,3 / 0,05 = 46 мм.

Определяем действительное давление сгорания:

, МПа; (71)



МПа;



= 6,43 / 0,05 = 128,6 мм.



Нарастание давления от точки до составляет: где положение точки по горизонтали. Соединяя плавными кривыми точки с , с и далее с и кривой расширения, с и линией выпуска, получаем скруглённую действительную индикаторную диаграмму:



2.12 Тепловой баланс

Определяем количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

Qo=Hu⋅Gt / 3,6, Дж/с; (72)

Qo = 43900 ⋅ 18,05 / 3,6 = 220100 Дж/сек.

Определяем теплоту, эквивалентную эффективной работе за 1с:

Qe=1000⋅Ne, Дж/с. (73)



Определяем теплоту, передаваемую охлаждающей среде:

QB=c⋅i⋅D1+2m⋅nm⋅( Hu– ΔHu)/(⋅Hu) , Дж/с, (74)



где с = 0,5 – коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей;

m – показатель степени для четырехтактных двигателей при 3310,



m=0,62.

D = 10 см – диаметр цилиндра,

i = 4,- число цилиндров.



Определяем теплоту, унесенную с отработавшими газами:

Qr= (Gt / 3,6)⋅ , Дж/с, (75)



где и определены следующим образом:



а) по табл. 8 при α= 0,96, tг=727 0С определяется методом интерполяции



= 25,46 кДж / (кмоль⋅град) – теплоемкость остаточных газов,



б) аналогично по табл. 6 при t0=15 0C определяются:



=20,806 кДж/(кмоль⋅град)



Qr=(18,05 / 3,6) ⋅ [0,532 ⋅ 33,36 ⋅ (1000-273) - 0,5 ⋅ 29,12 ⋅ (288-273)] = 64600 Дж/с.

Определяем теплоту, потерянную из-за химической неполноты сгорания топлива при α=0,96:

Qн.с= ΔHu⋅Gt / 3,6 , Дж/с; (76)

Qн.с=2456 ⋅ 18,05 / 3,6 = 12300 Дж/с.

Определяем неучтенные потери теплоты:

Qост = Qо – (Qе + QB + Qr + Qн.с), Дж/с; (77)

Qост =220100 – (76500 + 52000 + 64600 + 12300) = 14700 Дж/с.

#### Составляющие теплового баланса в Дж/с и процентах представлены в табл. 2.3.

#### Таблица 2.3.- Составляющие теплового баланса.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Составляющие | Q, Дж/с. | q, %. |
| Qe | 76500 | 34,7 |
| Qв | 52000 | 23,6 |
| Qг | 64600 | 29,3 |
| Qн.с. | 12300 | 5,6 |
| Qост | 14700 | 6,8 |
| Qо | 220100 | 100 |

3. Расчет внешней скоростной характеристики

Для анализа работы автомобильных и тракторных двигателей используются различные характеристики: скоростные, нагрузочные, регуляторные, регулировочные и специальные. Обычно все характеристики получают экспериментальным путем.

Скоростная характеристика показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива и других параметров от частоты вращения коленчатого вала.

Скоростная характеристика, полученная при полном дросселе (карбюраторный двигатель), соответствующей номинальной мощности, называется внешней.

На основании теплового расчета, проведенного для режима номинальной мощности, получены следующие параметры, необходимые для расчета и построения внешней скоростной характеристики

Эффективная мощность Ne = 76,5 кВт;

Частота вращения коленвала при максимальной мощности nN=3310 об/мин;

Тактность двигателя τ = 4;

Литраж Vл = 2,7 л;

Ход поршня S = 86 мм;

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 килограмма топлива l0 = 14,96 кг возд./ кг топл.;

Плотность заряда на впуске ρк = ρ0 = 1,21 кг/м3;

Коэффициент избытка воздуха α = 0,96;

Удельный эффективный расход топлива gеN = 236 г/(кВт⋅ч)

Расчетные точки скоростной характеристики.

Принимаем: nmin = 700 об/мин; nx1-1350 об/мин; далее через каждые 650 об/мин и nN = 3310 об/мин.

Значение эффективной мощности:



Значение эффективного крутящего момента:

(79)



Значение среднего эффективного давления:

(80)



Средняя скорость поршня:

(81)



Среднее давление механических потерь:

(82)



Среднее индикаторное давление:

(83)



Индикаторный крутящий момент:

(84)



Удельный эффективный расход топлива:



Часовой расход топлива:

(86)



Коэффициент избытка воздуха: принимаем при nmin=700 об/мин, =0,86, во всех остальных расчетных точках ==0,96.



Коэффициент наполнения:

(87)



Произведя расчёты параметров для различных расчётных режимов работы (n, об/мин), результаты сводим в таблицу 4.

Таблица 4

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| nx | показатели | | | | | | | | | | |
| Nex | Mex | pex | Vпср | pмx | pix | Mix | gex | Gтx | αx | ηvx |
| об/мин | кВт | Н∙м | МПа | м/с | МПа | МПа | Н∙м | г/кВтч | кг/ч | - | - |
| 700 | 18,8 | 256,6 | 1,193 | 2,01 | 0,057 | 1,25 | 268,7 | 242 | 4,55 | 0,86 | 0,85 |
| 1350 | 38,7 | 273,88 | 1,274 | 3,87 | 0,078 | 1,352 | 290,6 | 218 | 8,44 | 0,96 | 0,91 |
| 2000 | 57,3 | 273,72 | 1,273 | 5,73 | 0,099 | 1,372 | 294,9 | 209 | 11,97 | 0,96 | 0,88 |
| 2650 | 71,0 | 255,97 | 1,191 | 7,6 | 0,12 | 1,311 | 281,8 | 215 | 15,26 | 0,96 | 0,84 |
| 3310 | 76,5 | 220,81 | 1,027 | 9,49 | 0,141 | 1,168 | 251,1 | 236 | 18,05 | 0,96 | 0,8 |
| 3975 | 69,7 | 167,52 | 0,779 | 11,4 | 0,163 | 0,942 | 202,5 | 272 | 18,96 | 0,96 | 0,7 |

По расчетным данным, приведенным в табл. 4, строим внешнюю скоростную характеристику проектируемого двигателя.

Коэффициент приспособляемости:

, (88)



где Memax определен по скоростной характеристике.

4. Кинематика и динамика двигателя

4.1 Кинематический расчёт КШМ

4.1.1 Выбор отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и длины шатуна

В целях уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил величина отношения радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно была принята в тепловом расчете .



Определяем длину шатуна:

, мм , (89)



где R = 43 − радиус кривошипа, мм.

Lш = 43 / 0,269 = 160,0 мм.

## 4.1.2 Перемещение поршня

Построив кинематическую схему кривошипно-шатунного механизма, устанавливаем, что ранее принятые значения и обеспечивает движение шатуна без задевания за нижнюю кромку цилиндра. Следовательно, перерасчета величин и делать не требуется.



Масштабы:

Ms = 1 мм в мм;

Мφ = 3ْ в мм через каждые 30ْ ;

При j = 0 Vп = ±Vмах, а на кривой Sх – это точки перегиба.

, мм , (90)



где ϕ− угол поворота коленчатого вала, град.

Расчет производим аналитически через каждые угла поворота коленчатого вала. Значения для при различных взяты из ([1] табл. 19 ) и занесены в расчетную табл. 5., вместе с вычисленным перемещением.



### Определяем угловую скорость вращения коленчатого вала:

, рад/с ; (91)



ω=π⋅3310/30=346 рад/с.

##### 4.1.3 Скорость поршня

Мv = 0,5 м/с в мм.

При перемещении поршня скорость его движения является величиной переменной и при постоянном числе оборотов зависит только от изменения угла поворота кривошипа и отношения .



Скорость поршня найдем по формуле:

, м/с ; (92)



Значения для взяты из ( [1], табл. 20) и занесены в табл.5. вместе с вычисленной скоростью.



##### 4.1.4 Ускорение поршня

, м/с2 . (93)



Значения для взяты из ( [1], табл. 21) и занесены в табл.5. вместе с вычисленным ускорением.



Таблица 5.- Вычисленые параметры кинематического расчета.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  | с  /  м  ,  Vп |  |  |
| 0 | 0,0000 | 0,000 | 0,0000 | 0,0 | 1,2690 | 6532 |
| 30 | 0,1676 | 7,2 | 0,6165 | 9,2 | 1,0005 | 5150 |
| 60 | 0,6009 | 25,8 | 0,9825 | 14,6 | 0,3655 | 1881 |
| 90 | 1,1009 | 47,3 | 1,0000 | 14,9 | -0,2690 | -1385 |
| 120 | 1,6009 | 68,8 | 0,7495 | 11,2 | -0,6345 | -3266 |
| 150 | 1,8996 | 81,7 | 0,3835 | 5,7 | -0,7315 | -3766 |
| 180 | 2,0000 | 86 | 0,0000 | 0,0 | -0,7310 | -3763 |
| 210 | 1,8996 | 81,7 | -0,3835 | -5,7 | -0,7315 | -3766 |
| 240 | 1,6009 | 68,8 | -0,7495 | 11,2 | -0,6345 | -3266 |
| 270 | 1,1009 | 47,3 | -1,0000 | -14,9 | -0,2690 | -1385 |
| 300 | 0,6009 | 25,8 | -0,9825 | -14,6 | 0,3655 | 1881 |
| 330 | 0,1676 | 7,2 | -0,6165 | -9,2 | 1,0005 | 5150 |
| 360 | 0,0000 | 0,000 | 0,0000 | 0,0 | 1,2690 | 6532 |

4.2. Динамический расчет двигателя

4.2.1 Силы давления газов

Индикаторную диаграмму полученную в тепловом расчете, развертываем по углу поворота кривошипа по методу Брикса.

Определяем поправку Брикса:

Δ=R⋅λ/(2⋅MS),мм , (94)

где MS− масштаб хода поршня на индикаторной диаграмме, мм в мм.

Δ=46⋅0,269/2⋅1=5,78мм.

Определяем масштабы развернутой диаграммы: соответственно давлений и удельных сил, полных сил, угла поворота кривошипа:

Mр =0,05 МПа в мм ;

Mр=МР⋅Fп , Н в мм ;

Mр=0,05⋅ 0,00785⋅106=392,5 Н в мм;

Мϕ=3° в мм;

Мϕ′=4⋅π/ΟΒ , рад в мм ;

Мϕ′=4⋅π/240=0,0523 рад в мм.

По развернутой диаграмме определяем значения избыточного давления над поршнем Δрг=pг - p0 и заносим в графу 2, табл.6. динамического расчёта, в таблице даны значения углов поворота коленчатого вала φ через каждые 300 , а так же при φ=3750.

По Δрг определяем значения Рг и заносим в графу 3, табл.6.

(95)



4.2.2 Приведение масс частей КШМ

По табл. 22 [1] с учетом диаметра цилиндра, отношения S/D, рядного расположения цилиндров производим расчеты:

Определяем массу поршневой группы:

mп= m′п⋅Fп , кг ; (96)

Для поршня из алюминиевого сплава принято m′п=150 кг/м2

mп =150⋅0,00785=1,18 кг.

Определяем массу шатуна:

mш= m′ш⋅Fп , кг ; (97)

Для стального кованного шатуна принимаем m′ш=200 кг/м2

mш =200⋅0,00785= 1,57 кг.

Определяем массу неуравновешенных частей одного колена без противовесов:

mк = m′к⋅Fп , кг ; (98)

Для литого чугунного вала принято m′к=200 кг/м2.

mк =200⋅0,00785=1,57 кг.

Определяем массу шатуна, сосредоточенную на оси поршневого пальца:

mш.п=0,275⋅mш , кг ; (99)

mш.п =0,275⋅1,57 = 0,432 кг.

Определяем массу шатуна, сосредоточенную на оси кривошипа:

mш.к= 0,725⋅mш , кг ; (100)

mш.к =0,725⋅1,57 = 1,138 кг.

Определяем массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

mj= mп+ mш.п , кг ; (101)

mj= 1,18+0,432=1,612 кг.

Определяем массы, совершающие вращательное движение:

mr= mк+ mш.к , кг ; (102)

mr =1,57+1,138= 2,708 кг.

4.2.3 Удельные и полные силы инерции

Из табл см из киниматики 8 переносим значение j в графу 4, табл 6 и определяем значения силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (графа 5).



Pj = -j ⋅ mj / Fп ; Н. (103)

Определяем центробежную силу инерции вращающихся масс:

КR = -mr ⋅ R ⋅ ω2, Н ; (104)

КR = -2,708 ⋅ 0,043 ⋅ 3462 = -13940 Н.

Определяем центробежную силу инерции вращающихся масс шатуна:

КR.ш = -mш.к ⋅ R ⋅ ω2, Н ; (105)

КR.ш = -1,138 ⋅ 0,043 ⋅ 3462 = -5858 Н.

Определяем центробежную силу инерции вращающихся масс кривошипа:

КR.к = -mк ⋅ R ⋅ ω2 , Н (106)

КR.к = -1,57 ⋅ 0,043 ⋅ 3462 = -8082 Н.

Таблица 6.- Результаты расчёта сил давления газов, а так же полных сил инерции

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| φ0 | Δрг, МПа | Рг, Н | j, м/с2 | Рj, Н |
| 0 | +0,018 | 141,3 | +6532 | -10530 |
| 30 | -0,011 | -86,4 | +5150 | -8302 |
| 60 | -0,011 | -86,4 | +1881 | -3032 |
| 90 | -0,011 | -86,4 | -1385 | +2233 |
| 120 | -0,011 | -86,4 | -3266 | +5265 |
| 150 | -0,011 | -86,4 | -3766 | +6071 |
| 180 | -0,011 | -86,4 | -3763 | +6066 |
| 210 | -0,011 | -86,4 | -3766 | +6071 |
| 240 | 0 | 0 | -3266 | +5265 |
| 270 | +0,050 | +392,5 | -1385 | +2233 |
| 300 | +0,230 | +1805,5 | +1881 | -3032 |
| 330 | +0,800 | +6280 | +5150 | -8302 |
| 360 | +2,200 | +17270 | +6532 | -10530 |
| 375 | +6,330 | +49690,5 | +6172 | -9949 |
| 390 | +3,750 | +29437,5 | +5150 | -8302 |
| 420 | +1,500 | +11775 | +1881 | -3032 |
| 450 | +0,700 | +5495 | -1385 | +2233 |
| 480 | +0,500 | +3925 | -3266 | +5265 |
| 510 | +0,325 | +2551,3 | -3766 | +6071 |
| 540 | +0,175 | +1373,8 | -3763 | +6066 |
| 570 | +0,050 | +392,5 | -3766 | +6071 |
| 600 | +0,018 | +141,3 | -3266 | +5265 |
| 630 | +0,018 | +141,3 | -1385 | +2233 |
| 660 | +0,018 | +141,3 | +1881 | -3032 |
| 690 | +0,018 | +141,3 | +5150 | -8302 |
| 720 | +0,018 | +141,3 | +6532 | -10530 |

4.2.4 Суммарные силы давления газов

Определяем силу, сосредоточенную на оси поршневого пальца графа 2, табл. 7.

P = Pг + Pj , H. (107)

Значения tg β определяем ([1] табл. 23) и заносим в графу 3, табл. 7.

Определяем нормальную силу, результаты заносим в графу 4, табл. 7

N = P ⋅ tg , Н. (108)

Определяем удельную силу, действующую вдоль шатуна, графа 6,

S = P ⋅ (1/cos β) , Н. (109)

Значения (1/cos β) ([1] табл. 24) заносим в графу 5 табл 7.

Определяем силу, действующую по радиусу кривошипа и заносим в графу 8, табл. 7.

К = Р ⋅ cos⋅(ϕ+β) / cos β, Н. (110)

Значения [cos(ϕ+β)/cos β] ([1] табл.25) заносим в графу 7,табл 7.

Определяем тангенциальную силу и заносим в графу 10, табл 7.

T = P ⋅ sin(ϕ+β) / cos β, Н. (111)

Значения [sin(ϕ+β)/cos β] ([1] табл.26) заносим в графу 9, табл 7.

Строим кривые Рj, Р, N, S, K, T.

Mp = 392,5 Н в мм.

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

- по данным теплового расчёта:

(112)



- по площади, заключённой между кривой Т и осью абсцисс:

(113)



- ошибка:



Результаты вычислений заносим в табл.7

Таблица 7.- Результаты расчёта суммарных сил, действующих в кривошипно- шатунном механизме

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ0 | Р,  Н | tgβ | N,  H | 1/cosβ | S,  H |  | K,  H |  | T,  H | Mкр.ц.,  Н⋅м |
| 0 | -10388,7 | 0 | 0 | 1,000 | -10389 | 1 | -10389 | 0 | 0 | 0 |
| 30 | -8388,4 | 0,1355 | -1137 | 1,009 | -8464 | 0,7983 | -6696 | 0,6175 | -5180 | -222,7 |
| 60 | -3118,4 | 0,2381 | -742 | 1,0278 | -3205 | 0,2938 | -916 | 0,9846 | -3070 | -132 |
| 90 | 2146,6 | 0,2869 | 594 | 1,0377 | 2227 | -0,2769 | -594 | 1 | 2147 | 92,3 |
| 120 | 5178,6 | 0,2381 | 1233 | 1,0278 | 5323 | -0,7062 | -3657 | 0,7474 | 3870 | 166,4 |
| 150 | 5984,6 | 0,1355 | 811 | 1,009 | 6038 | -0,9337 | -5588 | 0,3825 | 2289 | 98,4 |
| 180 | 5979,6 | 0 | 0 | 1 | 5979,6 | -1 | -5979,6 | 0 | 0 | 0 |
| 210 | 5984,6 | -0,1355 | -811 | 1,009 | 6038 | -0,9337 | -5588 | -0,3825 | -2289 | -98,4 |
| 240 | 5265 | -0,2381 | -1254 | 1,0278 | 5411 | -0,7062 | -3718 | -0,7474 | -3935 | -169,2 |
| 270 | 2625,5 | -0,2769 | -727 | 1,0377 | 2724 | -0,2769 | -727 | -1 | -2626 | -112,9 |
| 300 | -1226,5 | -0,2381 | 292 | 1,0278 | -1261 | 0,2938 | -360 | -0,9846 | 1208 | 51,9 |
| 330 | -2022 | -0,1355 | 274 | 1,009 | -2040 | 0,7983 | -1614 | -,06175 | 1248 | 53,7 |
| 360 | 6740 | 0 | 0 | 1 | 6740 | 1 | 6740 | 0 | 0 | 0 |
| 375 | 39741,5 | 0,0697 | 2770 | 1,0025 | 39841 | 0,9426 | 37460 | 0,3243 | 12888 | 554,2 |
| 390 | 21135,5 | 0,1355 | 2864 | 1,009 | 21326 | 0,7983 | 16872 | 0,6175 | 13051 | 561,2 |
| 420 | 8743 | 0,2381 | 2082 | 1,0278 | 8986 | 0,2938 | 2569 | 0,9846 | 8608 | 370,1 |
| 450 | 7728 | 0,2769 | 2140 | 1,0377 | 8019 | -0,2769 | -2140 | 1 | 7728 | 332,3 |
| 480 | 9190 | 0,2381 | 2188 | 1,0278 | 9445 | -0,7062 | -6490 | 0,7474 | 6869 | 295,4 |
| 510 | 8622,3 | 0,1355 | 1168 | 1,009 | 8700 | -0,9337 | -8051 | 0,3825 | 3298 | 141,8 |
| 540 | 7439,8 | 0 | 0 | 1 | 7440 | -1 | -7440 | 0 | 0 | 0 |
| 570 | 6463,5 | -0,1355 | -876 | 1,009 | 6522 | -0,9337 | -6035 | -0,3835 | -2472 | -106,3 |
| 600 | 5406,3 | -0,2381 | -1287 | 1,0278 | 5557 | -0,7062 | -3818 | -0,7474 | -4041 | -173,8 |
| 630 | 2374,3 | 0,2769 | -657 | 1,0377 | 2464 | -0,2769 | -657 | -1 | -2374 | -102,1 |
| 660 | -2890,7 | -0,2381 | 688 | 1,0278 | -2971 | 0,2938 | -849 | -0,9846 | 2846 | 122,4 |
| 690 | -8160,7 | -0,1355 | 1106 | 1,009 | -8234 | 0,7983 | -6515 | -0,6175 | 5039 | 216,7 |
| 720 | -10388,7 | 0 | 0 | 1 | -10389 | 1 | -10389 | 0 | 0 | 0 |

4.2.5 Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра

Мкр.ц.= Т ⋅ R , H⋅м ; (114)

Мкр.ц.= Т ⋅ 0,043 ,H⋅м .

Значения Мкр.ц заносим в графу 11, табл 7.

Определяем период изменения крутящего момента чутырехтактного двигателя с равными интервалами между величинами:

θ = 720 / i , град ; (115)

θ = 720 / 4 = 180˚.

Суммирование значений крутящих моментов всех четырех цилиндров двигателя осуществляется табличным методом (табл.4.3.) через каждые 10˚ угла поворота коленчатого вала.

Таблица 4.3. Результаты расчета крутящего момента



По полученным в табл 8. данным Мкр строим график в масштабе

Мм= и Мφ=3º в мм.



Определяем средний крутящий момент двигателя:

– по данным теплового расчета:

Мкр.ср.= Мi = Ме / ηм , Н⋅м ; (116)

Мкр.ср.= 220,81 / 0,879 = 251,2 Н⋅м.

– по площади, заключенной под кривой Мкр:

Мкр.ср= (F1−F2) ·Мм / АО, Н⋅м ; (117)

Мкр.ср = (904-40) · 16,878 / 60 = 243 Н⋅м.

– определяем ошибку:

Δ = (251,2−243) ·100 / 251,2 = 3,3 %.

Определяем максимальные и минимальные крутящие моменты:

Мкр.max = 636,1 Н⋅м ;

Мкр.min = −104,9 Н⋅м.

4.2.6 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Для проведения расчета результирующей силы, действующей на шатунную шейку рядного двигателя составляем табл. 8. Значения силы Т переносим из табл. 7, в табл. 9.

Суммарная сила, действующая по радиусу кривошипа:

Рк = К + КRш = (К - 5858), Н. (118)

Результирующая сила Rшш подсчитывается графическим сложением векторов сил Т и Рк при построении полярной диаграммы.

Масштаб сил на полярной диаграмме: Мр/ = Мр/2 = 392,5/2 = 196,25 Н в мм чертежа.

Значения Rшш для различных φ заносим в таблицу 9 и по ним же строим диаграмму Rш.ш в прямоугольных координатах.

По развернутой диаграмме Rш.ш определяем :

Rш.ш.ср= Мр/ · F / ОB, Н, (119)

где ОВ=240мм – длина развёрнутой диаграммы;

F = 10552 мм2 – площадь под кривой Rш.ш.

Rш.ш.ср = 196,25 . 10552 / 240 = 10552 Н;

Rш.ш.max = 16247 Н ; Rш.ш.min = 200 Н.

По полярной диаграмме строим диаграмму износа шейки. Сумму сил Rш.ш.i, действующих по каждому лучу диаграммы износа (от 1 до 12), определяем с помощью таблицы 10. По диаграмме износа определяем положение оси масляного отверстия (м=75º).



4.2.7 Силы, действующие на колено вала

Определяем суммарную силу, действующую на колено вала по радиусу кривошипа:

Kpk = Рk + KRk = Рk−8082 , Н ; (120)

Результаты заносим в табл.9.

Результирующую силу, действующую на колено вала Rk, определяем по диаграмме Rш.ш.. Векторы из полюса Ок до соответствующих точек на полярной диаграмме в масштабе Мр/ =196,25 Н в мм выражают силы Rk, значения которых для различных ϕ° заносим в таблицу 9.

Таблица 9 Результаты расчета сил действующих на колено вала.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ϕ° | Силы, Н | | | | |
| Т | РК | Rш.ш | КРК | RK |
| 0 | 0 | -16247 | 16247 | -24329 | 24329 |
| 30 | -5180 | -12554 | 13581 | -20636 | 21000 |
| 60 | -3070 | -6774 | 7437 | -14856 | 14915 |
| 90 | 2147 | -6452 | 6800 | -14534 | 14719 |
| 120 | 3870 | -9515 | 10272 | -17597 | 18055 |
| 150 | 2289 | -11446 | 11673 | -19528 | 19625 |
| 180 | 0 | -11838 | 11838 | -19920 | 19920 |
| 210 | -2289 | -11446 | 11673 | -19528 | 19527 |
| 240 | -3935 | -9576 | 10353 | -17658 | 18055 |
| 270 | -2626 | -6585 | 7089 | -14667 | 14719 |
| 300 | 1208 | -6218 | 6334 | -14300 | 14130 |
| 330 | 1248 | -7472 | 7575 | -15554 | 15602 |
| 360 | 0 | 882 | 882 | -7200 | 7200 |
| 375 | 12888 | 31602 | 34129 | 23520 | 26886 |
| 390 | 13051 | 11014 | 17077 | 2932 | 13247 |
| 420 | 8608 | -3289 | 9215 | -11371 | 14130 |
| 450 | 7728 | -7998 | 11122 | -16080 | 17760 |
| 480 | 6869 | -12348 | 14130 | -20430 | 21588 |
| 510 | 3298 | -13909 | 14295 | -21991 | 22176 |
| 540 | 0 | -13298 | 13298 | -21380 | 21380 |
| 570 | -2472 | -11893 | 12147 | -19975 | 20018 |
| 600 | -4041 | -9676 | 10486 | -17758 | 18251 |
| 630 | -2374 | -6515 | 6934 | -14597 | 14522 |
| 660 | 2846 | -6707 | 7286 | -14789 | 14326 |
| 690 | 5039 | -12373 | 13360 | -20455 | 21195 |
| 720 | 0 | -16247 | 16247 | -24329 | 24329 |

Таблица 10.- Значения Rш.шi , для лучей

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Rш.шi | Значения Rш.шi , кН , для лучей | | | | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Rш.ш0 | 16,2 | 16,2 | 16,2 | − | − | − | − | − | − | − | 16,2 | 16,2 |
| Rш.ш30 | 13,6 | 13,6 | 13,6 | − | − | − | − | − | − | − | – | 13,6 |
| Rш.ш60 | 7,4 | 7,4 | 7,4 | − | − | − | − | − | − | − | – | 7,4 |
| Rш.ш90 | 6,8 | 6,8 | – | − | − | − | − | − | − | − | 6,8 | 6,8 |
| Rш.ш120 | 10,3 | 10,3 | – | − | − | − | − | − | − | − | 10,3 | 10,3 |
| Rш.ш150 | 11,7 | 11,7 | – | − | − | − | − | − | − | − | 11,7 | 11,7 |
| Rш.ш180 | 11,8 | 11,8 | 11,8 | − | − | − | − | − | − | − | 11,8 | 11,8 |
| Rш.ш210 | 11,7 | 11,7 | 11,7 | − | − | − | − | − | − | − | – | 11,7 |
| Rш.ш240 | 10,4 | 10,4 | 10,4 | − | − | − | − | − | − | − | – | 10,4 |
| Rш.ш270 | 7,1 | 7,1 | 7,1 | − | − | − | − | − | − | − | – | 7,1 |
| Rш.ш300 | 6,3 | 6,3 | – | − | − | − | − | − | − | − | 6,3 | 6,3 |
| Rш.ш330 | 7,6 | 7,6 | – | − | − | − | − | − | − | − | 7,6 | 7,6 |
| Rш.ш360 | – | – | – | − | − | 0,9 | 0,9 | 0,9 | 0,9 | − | – | – |
| Rш.ш390 | – | − | − | − | − | − | 17,1 | 17,1 | 17,1 | 17,1 | – | – |
| Rш.ш420 | – | − | − | − | − | − | − | − | 9,2 | 9,2 | 9,2 | 9,2 |
| Rш.ш450 | 11,1 | − | − | − | − | − | − | − | − | 11,1 | 11,1 | 11,1 |
| Rш.ш480 | 14,1 | 14,1 | − | − | − | − | − | − | − | – | 14,1 | 14,1 |
| Rш.ш510 | 14,3 | 14,3 | − | − | − | − | − | − | − | − | 14,3 | 14,3 |
| Rш.ш540 | 13,3 | 13,3 | 13,3 | − | − | − | − | − | − | − | 13,3 | 13,3 |
| Rш.ш570 | 12,1 | 12,1 | 12,1 | − | − | − | − | − | − | − | – | 12,1 |
| Rш.ш600 | 10,5 | 10,5 | 10,5 | − | − | − | − | − | − | − | – | 10,5 |
| Rш.ш630 | 6,9 | 6,9 | 6,9 | − | − | − | − | − | − | − | – | 6,9 |
| Rш.ш660 | 7,3 | 7,3 | – | − | − | − | − | − | − | − | 7,3 | 7,3 |
| Rш.ш690 | 13,4 | 13,4 | 13,4 | − | − | − | − | − | − | − | 13,4 | 13,4 |
| ΣRш.ш.i | 223,9 | 212,8 | 134,4 | − | − | 0,9 | 18 | 18 | 27,2 | 37,4 | 153,4 | 233,1 |

# 

# 4.3 Уравновешивание двигателя

Силы и моменты в КШМ непрерывно изменяются и, если они не уравновешены, то вызывают вибрацию двигателя, передающейся раме автомобиля.

4.3.1 Уравновешивание четырехцилиндрового рядного двигателя

Порядок работы двигателя 1-3-4-2. Кривошип расположен под углом 180º.

Силы инерции первого порядка и их моменты при указанном расположении кривошипов взаимноуравновешивается: ΣРjI=0; ΣМjI=0.

Центробежные силы для всех цилиндров равны и направлены попарно в разные стороны. Равнодействующая этих сил и момент равны нулю: ΣКR=0; ΣМR=0.

Суммарный момент от сил инерци второго порядка также равен нулю: ΣМjII=0.

Силы инерции второго порядка для всех цилиндров равны и направленны в одну сторону.

Для разгрузки коленвала от действия местных центробежных сил применяем противовесы.

В целях разгрузки коренных шеек от местных инерционных сил целесообразно установить противовесы на продолжении щек, прилегающих к ним.

Определяем равнодействующую силу инерции второго порядка:

ΣРjII = 4⋅РjII= 4⋅mj⋅R⋅, (121)



где mj = 1,612 кг – массы, совершающие возвратно-поступательное движение;

;



ω = 346 рад/с – угловая скорость вращения коленчатого вала;

φ = 90º.

ΣРjII = 4⋅1,612⋅0,043⋅



Определяем силу инерции одного противовеса:

Рпр = − 0,5⋅ ΣРjII ⋅l / l1 , (122)

где l = 116 мм (см. рисунок 5.1)

l1 = 85 мм (см. рисунок 5.1)

Рпр = − 0,5⋅ -8926 ⋅116 / 85 = 6093 Н.

Масса каждого противовеса:

mпр= Рпр/(), (123)



где ρ = 0,04 м – расстояние центра тяжести общего противовеса от оси коленчатого вала

mпр= 6093 / (0,04 ⋅ 3462) = 1,27 кг.

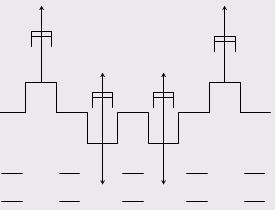


Рис. 5.1. Схема сил инерции действующих в четырехцилиндровом рядном двигателе.

4.3.2 Равномерность крутящего момента и равномерность хода двигателя

Из динамического расчета имеем максимальный крутящий момент Мкр.max=636,1 Н⋅м; минимальный индикаторный крутящий момент Мкр.min= −104,9 Н⋅м и средний индикаторный крутящий момент Мкр.ср=243 Н⋅м.

Определяем равномерность крутящего момента:

μ = (Мкр.max– Мкр.min) / Мкр.ср , Н⋅м ; (124)

μ = (636,1−(−104,9)) / 243 = 3,05.

Определяем избыточную работу крутящего момента:

Lизб.=·MM·Mφ΄,Дж , (125)



где Mφ΄–масштаб угла поворота вала на диаграмме Мкр., рад/мм;

Mφ΄ = 4 · π / (i·ОА), рад/мм ; (126)

Mφ′ = 4 · 3,14 / (4·60)= 0,0523 рад/мм.

F′= 357 мм2 −площадь над прямой среднего крутящего момента;

MM = 16,878 Н· м/мм/

Lизб.= 357 ⋅ 16,878 ⋅0,0523 = 315,1 Дж.

Принимаем коэффициент неравномерности хода двигателя δ=0,01.

Определяем момент инерции движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала:

Iо = Lизб / (δ· ω2), кг·м2; (127)

Iо = 315,1 / (0,01⋅3462) = 0,263 кг·м2.

# 5. Расчёт основных деталей двигателя

Расчет деталей с целью определения напряжений и деформаций, возникающий при работе двигателя, производится по формулам сопротивления материалов и деталей машин. До настоящего времени большинство из используемых расчетных выражений дают лишь приближенные значения напряжений.

Несоответствие расчетных и фактических данных объясняется различными причинами, основными из которых являются: отсутствие действительной картины распределения напряжений в материале рассчитываемой детали; использование приближенных расчетных схем действия сил и места их приложения; наличие трудно учитываемых знакопеременных нагрузок и невозможность определения их действительных значений; трудность определения условий работы многих деталей двигателя и их термических напряжений; влияние неподдающихся точному расчету упругих колебаний; невозможность точного определения влияния состояния поверхности, качества обработки (механической или термической), размеров детали и т.д. на величину возникающих напряжений.

В связи с этим применяемые методы расчета позволяют получить напряжения и деформации, являющиеся лишь условными величинами и характеризующие только сравнительную напряженность рассчитываемой детали.

5.1 Расчёт цилиндропоршневой группы

5.1.1 Расчёт поршня

На основании данных теплового расчёта скоростной характеристики получили что:

– Диаметр поршня D=100мм;

– Ход поршня S=86мм;

– Максимальное давление сгорания pz=7,57МПа, при nN=3310 об/мин и действительном давлении сгорания pzd=6,43МПа;

– Площадь поршня Fп=78,5см2;

– Наибольшая нормальная сила Nmax=2864 H, при φ=3900;

– Масса поршневой группы mn=1,18 кг;

– Обороты максимальной скорости, nxx=3975 об/мин, при λ=0,269.

В соответствии с существующими аналогичными двигателями и с учётом соотношений принимаем по таблице 51 [1]:

– Толщина днища поршня δ=9мм;

– Высота поршня Н=105мм;

– Высота юбки поршня hю=75мм;

– Радиальная толщина кольца t=4мм;

– Задиальный зазор кольца в канавке поршня: Δt=0,9мм;

– Толщина стенки головки поршня S=7мм;

– Толщина первой кольцевой перемычки hп=5мм;

– Число масляных каналов в поршне nм/=4 шт;

– Диаметр масляного канала dм=0,9 мм.

Материал поршня – высококремнистый аллюминивый сплав.

αп = 25.10-6 1/град. – коэффициент линейного расширения материала поршня.

Материал гильзы цилиндра – серый чугун.

αв = 11.10-6 1/град.

Напряжение изгиба в днище поршня:

σиз = Pzmax . (ri/δ)2 , (128)

где, ri = (D/2)-(S + t + Δt) = (100/2)-(7 + 4 + 0,9) = 38,1мм.

σиз = 7,57. (38,1/9)2 = 135,7 МПа.

Днище поршня должно быть усилено рёбрами жёсткости.

При наличии у днища рёбер жёсткости расчётное напряжение не превышает допустимого значения [σиз]=50÷150МПа.

Напряжение сжатия в сечении х-х:

σсж=Рzmax/Fx-x МПа, (129)

где Рzmax = рz . Fп = 7,57 . 78,5 . 10-4 = 0,059 МН – максимальная сила давления газов на днище поршня.

Fx-x- площадь сечения х-х.

Fx-x = (π/4) . (dr2-di2) - nм/ . F/ мм2, (130)

где F/- площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, мм.

F/ = ((dx-di) / 2) .dм (131)

где – диаметр поршня по дну канавок;



.



.



Напряжение разрыва в сечении Х-Х. Сила инерции возвратно-поступательного движущихся масс определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя.

– Максимальная угловая скорость холостого хода:

, (132)



рад/с.



– Масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения х-х, определяется по геометрическим размерам ил по формуле:

(133)



кг.



– Сила инерции возвратно-поступательного движущихся масс определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя.

Максимальная разрывающая сила:

(134)



МН.



– Напряжение разрыва:

(135)



МПа



= 2,78 МПа < [] = 4÷10МПа – для алюминиевых сплавов.



Напряжение в верхней кольцевой перемычке:

Толщина верхней кольцевой перемычки форсированных двигателей с высокой степенью сжатия рассчитывается на срез и и изгиб от действия максимальных газовых усилий.

– Напряжение среза кольцевой перемычки:

τ = 0,0314 . рzмах . D / hп (136)

Мпа.



– Напряжение изгиба:

(137)



Мпа.



– Сложное напряжение:

(138)



Мпа.



= 16,6 МПа < [] = 30 ÷ 40 МПа.



Удельные давления юбки поршня и всей высоты на стенку цилиндра определяются соответственно:

, (139)



где Nmax – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности;

МПа.



(140)



МПа.



В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя диаметров головки и юбки поршня определяют, из наличия необходимых зазоров между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии:

; (141)



, (142)



где мм – диаметральный зазор между стенкой цилиндра и головкой поршня;



мм – диаметральный зазор между стенкой цилиндра и юбкой поршня;



мм;



мм.



Правильность установленных размеров проверяют по формулам:

(143)



.



(144)



где и - коэффициенты линейного расширения материалов цилиндров и поршня;



Тц,=388 К; Тг=523 К; Тю=403 К – соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки, принятые с учетом водяного охлаждения;

То – начальная температура цилиндра и поршня;

и - диаметральные зазоры в горячем состоянии;



5.1.2 Расчет поршневого кольца

Поршневые кольца работают в условиях высоких температур и значительных переменных нагрузок.

В качестве материала для колец используют серый чугун.

Материал кольца – серый чугун, Е = 1∙105 МПа – модуль упругости материала кольца.

Среднее давление кольца на стенку цилиндра:

, (145)



где Ао = 3,3∙t = 3,3∙4 = 13,2 мм – разность мужду величинами зазоров замка кольца в свободном рабочем состоянии.

Мпа.



При снижении частоты вращения двигателя и увеличении диаметра цилиндра величина рср. должна иметь значение ближе к нижнему пределу. Для определения хорошей приработки кольца и надежного уплотнения давления р кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности должно изменяться по эпюре. Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности:

, (146)



где - для различных углов взято из таблицы.



Результаты подсчета р заносим в таблицу 11

Таблица 11- Давление кольца на стенку цилиндра.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| , град | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
|  | 1,05 | 1,05 | 1,14 | 0,9 | 0,45 | 0,67 | 2,85 |
| р, МПа | 0,152 | 0,152 | 0,165 | 0,13 | 0,065 | 0,097 | 0,413 |

По данным табл 11, строим эпюру давлений кольца на стенку цилиндра.

Значительное повышение давления у замка способствует равномерному износу кольца по окружности.

Напряжения изгиба кольца в рабочем состоянии:

(147)



МПа



Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень:

, (148)



МПа



где m = 1,57 – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца;

Монтажный зазор в замке поршневого кольца в холодном состоянии:

(149)



где минимальный допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя;



Тк=488 К; Тц=388 К; Т0=288 К – соответственно температура кольца, стенок цилиндра, принятые с учетом водяного охлаждения;

То – начальная температура цилиндра и кольца;

==1/град.



5.1.3 Расчет поршневого пальца

Во время работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переменных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации. В соответствии с указанными условиями работы к материалам, применяемым для изготовления пальцев, предъявляются требования высокой прочности и вязкости. Этим требованиям удовлетворяют цементированные малоуглеродистые и легированные стали.

Расчет поршневого пальца включает определение удельных давлений пальца на втулку верхней головки шатуна и на бобышки, а также напряжений от изгиба, среза и овализации.

Основные конструктивные размеры поршневого пальца берем из таблицы 51[1]:

Принимаем nм=1650 об/мин при Mmax = 277 Н∙м;

Наружный диаметр пальца dп = 28 мм;

Внутренний диаметр пальца dВ = 18,2 мм;

Длина пальца Lп = 78 мм;

Длина втулки шатуна Lш = 33 мм;

Расстояние между торцами бобышек b = 37 мм;

Материал поршневого пальца – сталь 15Х, Е=2∙105 МПа;

Палец плавающего типа.

Расчетная сила, действующая на поршневой палец:

– газовая:

(150)



МН



– инерционная:

(151)



МН,



где ωМ = π ∙ n /30 = 3,14 ∙ 1650 / 30=173 рад/с.

– расчетная:

(152)



МН,



где k – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца; k=0,76÷0,86; принимаем k=0,83.

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна:

(153)



Мпа.



Удельное давление пальца на бобышки:

(154)



Мпа.



Напряжение изгиба в среднем сечении пальца:

(155)



где - отношение внутреннего диаметра к наружному;



Касательные напряжения среза в сечениях между бобышками и головкой шатуна:

(156)



Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца при овализации:

(157)



Напряжения, возникающие при овализации пальца на внешней и внутренней поверхностях, определяют для горизонтальной и вертикальной плоскостей по следующим формулам:

Напряжение на внешней поверхности пальца:

– В горизонтальной плоскости (точки 1; Ψ=0º):



– В вертикальной плоскости (точки 3; Ψ=90º):



(159)



Напряжения овализации на внутренней поверхности пальца:

– В горизонтальной плоскости (точки 2; Ψ=0º)::



(160)



– В вертикальной плоскости (точки 4; Ψ=90º):



(161)



5.1.4 Расчет гильзы цилиндра

Диаметр цилиндра D = 100 мм;

Максимальное давление сгорания рz = 7,57 МПа ;

Материал гильзы цилиндра – чугун, = 11∙10-6 1/К;



Е=1,0∙105МПа;

μ = 0,24 - коэффициент Пуассона для чугуна;

Толщина стенки гильзы цилиндра бг = 8 мм;

σz = 60 МПа – допустимое напряжение на растяжение для чугуна;

ΔТ= 110 К- перепад температур между внутренней и наружной поверхностью гильзы

Толщина стенки гильзы цилиндра выбирается конструктивно: δг = 8 мм.

Расчетная толщина стенки гильзы цилиндра:

δг.р = 0,5 ∙ D ∙ [] (162)



δг.р = 0,5∙ 100 ∙ ]= 6 мм;



Толщина стенки гильзы выбрана с некоторым запасом прочности, т.к. δг. > δг.р.

Напряжение растяжения от действия максимального давления:

σр = рzмах ∙D /(2 ∙ δг) (163)

σр = 7,57∙100 / (2 ∙8) = 47,3 Мпа,

[σр] = 30÷60 МПа.

Температурные напряжения в гильзе:

Σt = Е ∙ αц ∙Δt /(2 ∙ (1- μ)) , (164)

где Δt=110ºC – температурный перепад между внутренней и наружной поверхнотями гильзы.

σt = 1 ∙ 105 ∙ 11 ∙ 106∙ 110 / (2 ∙ (1 - 0,24)) = 79,6 МПа.

Суммарные напряжения в гильзе цилиндра от действия давления газов и перепадов температур:

– На наружной поверхности:

σΣ́ = σр + σt (165)

σΣ́ =47,3+79,6= 126,9 МПа.

[σΣ́] =100÷130 МПа

– На внутренней поверхности:

σΣ// = σр – σt (166)

σΣ// =47,3 - 79,6= -32,2 МПа.

6. Расчет систем двигателя

6.1 Расчет элементов системы смазки

Масляной насос служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя. По конструктивному исполнению масляные насосы делятся на винтовые и шестеренчатые. Шестеренчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надежностью в работе и являются наиболее распространенными в автомобильных и тракторных двигателях.

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя в целях уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции двигателя применяются различные системы смазки: разбрызгиванием, под давлением и комбинированная. Большинство автомобилей имеют комбинированную систему смазки.

Расчет масляного насоса.

Расчет масляного насоса состоит в определении размеров его шестерен. Этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе.

Общее количество тепла, выделяемого топливом, за 1 с: Qo= 220,1 кДж/с

Количество тепла отводимого маслом от двигателя:

(167)



кДж/с



Средняя теплоемкость масла: См=2,094 кДж /(кг∙К).

Плотность масла: ρм = 900 кг/м3.

Циркуляционный расход масла:

, (168)



м3/c,



где =10 – температура нагрева масла, 0C.



Для стабилизации давления масла в системе двигателя циркуляционный расход масла обычно увеличивается в 2 раза:

(169)



м3/с.



Объемный коэффициент подачи: ηн = 0,7.

В связи с утечками масла через торцовые и радиальные зазоры насоса расчетную производительность его определяют с учетом коэффициента подачи:

(170)



м3/с.



Рабочее давление масла в системе р =3,5∙105 Па.

Механический К.П.Д. масляного насоса ηмн = 0,86.

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса:

(171)



кВт.



6.2 Расчет элементов системы охлаждения

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода тепла от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. Большая часть отводимого тепла воспринимается системой охлаждения, меньшая – системой смазки и непосредственно окружающей средой.

В зависимости от рода используемого теплоносителя в автомобильных и тракторных двигателях применяют систему жидкостного или воздушного охлаждения. В качестве жидкого охлаждающего вещества используют воду и некоторые другие высококипящие жидкости, а в системе воздушного охлаждения – воздух.

Расчет водяного насоса.

Водяной насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции воды в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

Количество тепла, отводимого от двигателя водой (по данным теплового баланса): Qв = 52000 Дж/c;

Средняя теплоемкость воды: Сж = 4187 Дж/кг∙К;

Средняя плотность воды: ρж = 1000 кг/м3;

Напор насоса: ρш = 98000 Па;

- коэффициент подачи насоса;



=100C - температурный перепад воды при принудительной циркуляции; ηн = 0,8 механический КПД водяного насоса.



Циркуляционный расход воды в системе охлаждения:

(172)



м3/c.



Расчетная производительность насоса:

(173)



м3/c.



Мощность потребляемая водяным насосом:

(174)



кВт.



Расчет радиатора

Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи тепла от воды к окружающему воздуху.

Qв = Qвозд = 52000 Дж/c – количество тепла, отводимого от двигателя и передаваемого от воды к охлажденному воздуху;

Свозд = 1000 Дж/кг∙К – средняя теплоемкость воздуха;

Объемный расход воды: Gж = 0,00124 м3/с;

Средняя плотность воды: ρж = 1000 кг/м3;

- температурный переход воздуха в решетке радиатора;



- температура воды перед входом в радиатор;



0C- температурный перепад воды в радиаторе;



Тсрвозд= 400C средняя температура воздуха проходящего через радиатор;

К = 100 Вт/(м2∙град) – коэфф. теплопередачи для радиаторов грузовых а/м.

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

(175)



кг/с.



Массовый расход воды, проходящей через радиатор:

(176)



кг/с.



Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

(177)



Средняя температура воды радиаторе:

(178)



Поверхность охлаждения радиатора:

(179)



м2.



Расчет вентилятора

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора. Массовый расход воздуха подаваемый вентилятором: G/возд = 2,6 кг/с; к.п.д. литого вентилятора: =0,6; tср.возд. = 500C; К = 100 коэффициент теплопередачи для радиаторов; Па – напор, создаваемый вентилятором.



Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе:

, (180)



кг/м3.



Производительность вентилятора:

, (181)



м3/с.



Фронтовая поверхность радиатора:

, (182)



где =20 м/с- скорость воздуха перед фронтом радматора без учёта скорости движения а/м (6÷24м/с).



Диаметр вентилятора:

. (183)



Окружная скорость вентилятора:

, (184)



где Ψл=2,9 –безразмерный коэффициент для криволинейных лопастей.

Число оборотов вентилятора:

Nвент = (60∙U) / (∙Dвент) = (60∙79)/(3,14∙0,39)=3870 об/мин. (185)



Мощность затрачиваемая на привод вентилятора:

(186)



кВт.



Литература

1. А.И. Колчин, В.П. Демидов "Расчет автомобильных и тракторных двигателей", Машиностроение, 1971г.
2. Е.В. Михайловский "Устройство автомобиля", Машиностроение, 1987г.
3. Руководство по эксплуатации автомобилей семейства ГАЗель и его модификации М.,2002г.