# Введение

Курсовая работа является важным этапом подготовки студентов к решению задач применительно к практике по обработке исходной информации и по обучению оформления технической и нормативной документации в соответствии с ГОСТ и ЕСКД.

Качество выполнения курсовой работы характеризует уровень усвоения дисциплины «Основы функционирования систем сервиса», что позволяет оценить готовность студента к самостоятельной работе по выполнению дипломного проекта и к практической деятельности на производстве как будущего специалиста по сервису (Специализация 23.07.12).

1. Приводы автомобиля

Простейшая принципиальная схема привода автомобиля (рис. 1) включает в себя карбюраторный или дизельный многоцилиндровый четырехтактный двигатель с кривошипно-шатунным механизмом тронкового типа 1, маховик 2, фрикционную муфту сцепления 3, коробку перемены передач 4, главную передачу 5 заднего моста автомобиля, дифференциал 6 и полуоси 7.

Кривошипно-шатунный механизм предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала.

В головке блока размещены впускные и выпускные клапаны.

Маховик 2 во время рабочего хода поршня накапливает запас энергии, за счет которой осуществляется нерабочий ход и повышается равномерность вращения коленчатого вала.

Фрикционная муфта сцепления 3 обеспечивает присоединение или отсоединение трансмиссии (коробки перемены передач) и двигателя внутреннего сгорания.

Коробка перемены передач 4 (КПП) – двухступенчатая и двухскоростная.

Главная передача 5 – коническая, соединена шестернями дифференциала с полуосями заднего моста.

2. Двигатель внутреннего сгорания

Поршневые двигатели внутреннего сгорания являются тепловыми двигателями, у которых химическая энергия топлива преобразуется в механическую работу непосредственно в самом двигателе.

Преобразование химической энергии в тепловую и тепловой – в энергию движения поршня (механическую) происходит практически одновременно, непосредственно в цилиндре двигателя.

В результате сгорания рабочей смеси в цилиндрах двигателя образуются газообразные продукты с высоким давлением и температурой.

Под влиянием давления поршень совершает поступательное движение, которое с помощью шатуна и кривошипа преобразуется во вращение коленчатого вала.

Четырехтактными называют двигатели, у которых один рабочий цикл совершается за четыре хода (такта) поршня, соответствующих двум оборотам коленчатого вала. Схема работы четырехтактного двигателя без наддува представлена на рис.2.

Первый такт – впуск или всасывание горючей смеси – соответствует движению поршня вниз от В.М.Т. до Н.М.Т. За счет движения поршня создается разрежение (около 0,05 – 0,1 н/см2) и горючая смесь через открытый клапан «а» засасывается в цилиндр. Для достижения максимального наполнения цилиндра впускной клапан открывается несколько раньше положения поршня в В.М.Т. (точка 1) с определенным углом опережения и закрывается с некоторым углом запаздывания после Н.М.Т. (точка 2).

Второй такт – сжатие – соответствует движению поршня вверх от момента закрытия впускного клапана до момента прихода поршня в В.М.Т. Во время такта сжатия все клапаны находятся в закрытом положении.

Поршень сжимает находящуюся в цилиндре горючую смесь, в точке 3 подается искра в свече для воспламенения горючей смеси.

Третий такт – горение и расширение (рабочий ход) – соответствует движению поршня от В.М.Т. к Н.М.Т. под давлением сгорающего топлива и расширяющихся продуктов сгорания. (от точки 4 до точки 5).

Четвертый такт – выпуск отработавших газов – осуществляется при ходе поршня вверх от Н.М.Т. к В.М.Т. Этот ход поршня происходит при открытом выпускном клапане «б». Для улучшения процесса выпуска клапан открывается несколько раньше Н.М.Т. (точка 5) и закрывается с некоторым запаздыванием (точка 6).

В дизель, в отличие от карбюраторного двигателя, при движении поршня от В.М.Т. к Н.М.Т. засасывается через впускной клапан атмосферный воздух, на такте сжатия повышается давление и температура, при впрыске через форсунку топливо самовоспламеняется и сгорает, газы расширяясь давят на поршень, совершая рабочий ход, при движении поршня из Н.М.Т. к В.М.Т. через открытый выпускной клапан отработанные газы выталкиваются в атмосферу.

При дальнейшем движении поршня вниз начинается новый рабочий цикл, такты которого повторяются в перечисленной ранее последовательности.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя изображается диаграммами в виде замкнутой (рис. 3) и развернутой (рис. 4).

Исходные данные для кинематического и динамического (силового) анализа кривошипно-шатунного механизма представлена в таблице 1.

3. Обозначения

К – карбюраторный двигатель

Д – дизель

В.М.Т. – верхняя мертвая точка

Н.М.Т. – нижняя мертвая точка

Пведом – ведомый вал

Пд – частота вращения двигателя (ведущего вала), об/мин;

Пп – частота вращения промежуточного вала КПП, об/мин;

Пкпп – частота вращения выходного вала КПП, об/мин;

Пв – частота вращения ведомого вала главной передачи, об/мин;

R – радиус кривошипа, мм;

λ - постоянная кривошипно-шатунного механизма;

λ = R / L = 0,25

где L – длина шатуна, мм;

Р1, Р2, Р3, Р4 – давление газов в цилиндре двигателя, МПа; (см. Индикаторная диаграмма Рис. 3)

Z1 …. Z6 – число зубьев шестерен и колес в коробке перемен передач и в главной передаче;

Рш – сила, направленная по оси шатуна, Н; (см. рис. 5)

Рг – сила давления газов на поршень, Н;

Рн – сила, направленная перпендикулярно оси цилиндра, Н;

Рр – радиальная сила, действующая по радиусу кривошипа, Н;

Pт – тангенциальная сила, действующая по касательной к окружности

4. Исходные данные (λ=0,25)

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Пд, об/мин | 4000 | 2500 | 1500 | 1000 | 1500 | 1200 | 1400 | 4400 | 3400 | 2200 |
| Двигатель | К | К | Д | Д | Д | Д | Д | К | К | К |
| R, мм | 60 | 75 | 40 | 70 | 65 | 55 | 50 | 80 | 45 | 85 |
| Д, мм | 76 | 82 | 86 | 66 | 96 | 88 | 85 | 72 | 84 | 80 |
| Р1, мПа | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 2,5 | 2,0 | 1,5 | 1,0 | 1,0 |
| Р2, мПа | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 | 5,0 | 4,0 | 3,0 | 2,0 | 2,5 |
| Р3, мПа | 3,0 | 4,5 | 6,0 | 7,5 | 9,0 | 7,5 | 6,0 | 4,5 | 3,0 | 3,5 |
| Р4, мПа | 4,0 | 5,0 | 8,0 | 10,0 | 12,0 | 10,0 | 8,0 | 5,0 | 4,0 | 4,5 |
|  | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Z1 | 24 | 20 | 30 | 22 | 25 | 12 | 15 | 25 | 20 | 24 |
| Z2 | 120 | 120 | 120 | 110 | 75 | 36 | 45 | 50 | 60 | 48 |
| Z3 | 20 | 25 | 20 | 24 | 22 | 20 | 24 | 20 | 25 | 22 |
| Z4 | 100 | 100 | 80 | 120 | 110 | 60 | 48 | 100 | 100 | 88 |
| Z5 | 25 | 20 | 24 | 12 | 15 | 24 | 30 | 20 | 20 | 24 |
| Z6 | 50 | 60 | 48 | 36 | 45 | 48 | 120 | 60 | 80 | 120 |

5. Содержание курсовой работы

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части в виде принципиальной схемы привода автомобиля (рис. 1), схемы работы четырехтактного двигателя (рис. 2), замкнутой и развернутой индикаторной диаграммы (рис. 3, рис.4), схемы кривошипно шатунного механизма и действия сил давления газов на поршень (рис.5), графика зависимости пути «S», скорости «ν» и ускорения «а» поршня от угла «α» поворота коленчатого вала(рис. 6), графика зависимости усилий Рш, Рн,Рр, Рт и крутящего момента Мкр на валу двигателя от угла «α» поворота коленчатого вала.

По исходным данным вначале построить индикаторные диаграммы (рис.3, рис.4).

Расчетно-пояснительная записка включает титульный лист (см. Приложение), исходные данные на выполнение курсовой работы и следующие разделы:

1. Привод автомобиля.
2. Двигатель внутреннего сгорания.
3. Обозначение:
4. Исходные данные (Таблица 1).
5. Содержание курсовой работы.
6. Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма.
7. Динамический анализ кривошипно-шатунного механизма.
8. Силовой расчет трансмиссии автомобиля.
9. Прочностной расчет поршня и поршневого пальца двигателя.

6. Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма

6.1 Выражение для определения перемещения «S» поршня в зависимости от угла поворота кривошипа «α» запишется в виде (рис. 5)

S = (R + L) – (R\*Cosα + L\*Cosβ) = R (1 – Cosα) + L (1 – Cosβ) = R (1 – Cosα) + L (1 – 1 - λ2 \* Sin2α )

Величина R (1 – Cosα) – определяет путь, который прошел бы поршень, если шатун был бы бесконечно длинным,

а величина L (1 – 1 - λ2 \* Sin2α ) – есть поправка на влияние конечной длины шатуна.

Используя формулу Бинома Ньютона выражение для вычисления “ S “ упрощается:

S = R (1 – Cosα + ( λ/2)\* Sin2α ).

S = 75\*(1 – Cos0 + ( λ/2)\* Sin20 )=0

S = 75\*(1 – Cos30 + ( λ/2)\* Sin230 )=12.392

S = 75\*(1 – Cos60 + ( λ/2)\* Sin260 )=44.531

S = 75\*(1 – Cos90 + ( λ/2)\* Sin290 )=84.375

S = 75\*(1 – Cos120 + ( λ/2)\* Sin2120 )=119.531

S = 75\*(1 – Cos150 + ( λ/2)\* Sin2150 )=142.296

S = 75\*(1 – Cos180 + ( λ/2)\* Sin2180 )=150

S = 75\*(1 – Cos210 + ( λ/2)\* Sin2210 )=142.296

S = 75\*(1 – Cos240 + ( λ/2)\* Sin2240 )=119.531

S = 75\*(1 – Cos270 + ( λ/2)\* Sin2270 )=84.357

S = 75\*(1 – Cos300 + ( λ/2)\* Sin2300 )=44.531

S = 75\*(1 – Cos330 + ( λ/2)\* Sin2330 )=12.392

S = 75\*(1 – Cos360 + ( λ/2)\* Sin2360 )=0

Расчеты внесем в табл.2 и построим график зависимости

S = f (α)… (рис.6)

6.2 Скорость поршня изменяется во время «t», т.е.

ν = ds / dt = (ds / dα) \* (dα / dt),

где dα / dt = ω - угловая частота вращения.

ds / dα = R\* d/dα (1 – Cosα + ( λ/2)\* Sin2α) =

= R (Sinα + ( λ/2)\* Sin2α)

ν = ω \* R (Sinα + (λ/2)\* Sin2α).

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin0 + (λ/2)\* Sin2\*0)=0

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin30 + (λ/2)\* Sin2\*30)=11936.97

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin60 + (λ/2)\* Sin2\*60)=19120.22

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin90 + (λ/2)\* Sin2\*90)=19625

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin120 + (λ/2)\* Sin2\*120)=14871.28

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin150 + (λ/2)\* Sin2\*150)=7688.03

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin180 + (λ/2)\* Sin2\*180)=0

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin210 + (λ/2)\* Sin2\*210)= -7688.03

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin240 + (λ/2)\* Sin2\*240)= -14871.28

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin270 + (λ/2)\* Sin2\*270)= -19625

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin300 + (λ/2)\* Sin2\*300)= -19120.22

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin330 + (λ/2)\* Sin2\*330)= -11936.97

ν = (3.14\*3400/30)\*45 (Sin360 + (λ/2)\* Sin2\*360)=0

Расчеты внесем в табл. 2 и построим график зависимости

ν = f (α) … (рис. 6)

6.3 Ускорение поршня изменяется во времени t , т.е.

а = dν / dt = (dν / dα) \* (dα / dt) = (dν / dα) \* ω.

dν / dα = ω \* R \* d/ dα (Sinα + ( λ/2)\* Sin2α) =

= ω \* R \* (Cosα + λ \* Cos2α).

а = ω \* (dν / dα) = ω2 \* R \* (Cosα + λ \* Cos2α).

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45 \* (Cos0 + λ \* Cos2\*0)=6419010.4

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos30 + λ \* Cos2\*30)=5089121.91

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos60 + λ \* Cos2\*60)=1925703.125

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos90 + λ \* Cos2\*90)= -1283802.1

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos120 + λ \* Cos2\*120)= -3209505.2

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos150 + λ \* Cos2\*150)= -3805319.82

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos180 + λ \* Cos2\*180)= -3851406.25

а = (3.14\*3400/30)2\* 45 \* (Cos210 + λ \* Cos2\*210)= -3805319.82

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos240 + λ \* Cos2\*240)= -3209505.2

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45 \* (Cos270 + λ \* Cos2\*270)= -1283802.1

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos300 + λ \* Cos2\*300)=1925703.125

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos330 + λ \* Cos2\*330)=5089121.91

а = (3.14\*3400/30)2 \* 45\* (Cos360 + λ \* Cos2\*360)=6419010.4

Расчеты занесем в табл.2 и построим график зависимости

а = f (α) … (рис. 6).

Таблица 2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α, град. ПКВ | Sinα | Sin2α | (λ/2) Sin2α | Sin2α | (λ/2) Sin2α | Cosα | Cos2α | λ \* Cos2α | S, мм | ν мм/с | а мм/с2 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0.25 | 0 | 0 | 6419010.4 |
| 30 | 0,5 | 0,25 | 0.03125 | 0,87 | 0.10875 | 0,87 | 0,5 | 0.125 | 12.392 | 11936.97 | 5089121.91 |
| 60 | 0,87 | 0,77 | 0.09625 | 0,87 | 0.10875 | 0,5 | -0,5 | -0.125 | 44.531 | 19120.22 | 1925703.125 |
| 90 | 1 | 1 | 0.125 | 0 | 0 | 0 | -1 | -0.25 | 84.375 | 19625 | -1283802.1 |
| 120 | 0,87 | 0,77 | 0.09625 | -0,87 | -0.10875 | -0,5 | -0,5 | -0.125 | 119.531 | 14871.28 | -3209505.2 |
| 150 | 0,5 | 0,25 | 0.03125 | -0,87 | -0.10875 | -0,87 | 0,5 | 0.125 | 142.296 | 7688.03 | -3805319.82 |
| 180 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1 | 1 | 0.25 | 150 | 0 | -3851406.25 |
| 210 | -0,5 | 0,25 | 0.03125 | 0,87 | 0.10875 | -0,87 | 0,5 | 0.125 | 142.296 | -7688.03 | -3805319.82 |
| 240 | -0,87 | 0,77 | 0.09625 | 0,87 | 0.10875 | -0,5 | -0,5 | -0.125 | 119.531 | -14871.28 | -3209505.2 |
| 270 | -1 | 1 | 0.125 | 0 | 0 | 0 | -1 | -0.25 | 84.375 | -19625 | -1283802.1 |
| 300 | -0,87 | 0,77 | 0.09625 | -0,87 | -0.10875 | 0,5 | -0,5 | -0.125 | 44.531 | -19120.22 | 1925703.125 |
| 330 | -0,5 | 0,25 | 0.03125 | -0,87 | -0.10875 | 0,87 | 0,5 | 0.125 | 12.392 | -11936.97 | 5089121.91 |
| 360 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 0.25 | 0 | 0 | 6419010.4 |

7. Динамический анализ кривошипно-шатунного механизма

К основным силам, действующим в кривошипно-шатунном механизме, относят: силы давления газов на поршень, силы инерции масс движущихся частей и полезное сопротивление на колесах заднего моста автомобиля. Силами трения в кривошипно-шатунном механизме пренебрегаем из-за их небольшой величины.

Силы давления газа на поршень находятся в прямой зависимости от рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания (см. индикаторные диаграммы (рис. 3, рис. 4)).

Давление газа на поршень изменяется в зависимости от угла поворота кривошипа и для любого положения поршня определяется по индикаторной диаграмме для данного варианта исходных данных и заносится в таблицу 3.

Силы инерции зависят от масс движущихся деталей и числа оборотов двигателя. График зависимости сил инерции от угла поворота кривошипа коленчатого вала представлен на развернутой индикаторной диаграмме (рис. 4).

Мгновенная сила от давления газов, действующая на поршень:

Р = Рг \* F = Рг \* (π\*Д2 / 4); МН;

где Д – диаметр цилиндра, м;

F – площадь поршня, м2;

Рг – давление газов, МПа;

Движущее усилие Рд = Р + Ри равно сумме силы от давления газов на поршень Р и сил инерции движущихся частей Ри.

Рд = РΣ\*F = π\*Д2 / 4 \* РΣ;

Рд = -0,9\*3,14\*0,0822/4= -0,00475 Рд = 4,3\*3,14\*0,0822/4=0,0227

Рд = -0,8\*3,14\*0,0822/4= -0,00422 Рд = 2,9\*3,14\*0,0822/4=0,01531

Рд = -0,5\*3,14\*0,0822/4= -0,00264 Рд = 2,6\*3,14\*0,0822/4=0,01372

Рд = 0,3\*3,14\*0,0822/4=0,00158 Рд = 2,4\*3,14\*0,0822/4=0,01267

Рд = 0,8\*3,14\*0,0822/4=0,00422 Рд = 2,5\*3,14\*0,0822/4=0,0132

Рд = 1\*3,14\*0,0822/4=0,00528 Рд = 2,55\*3,14\*0,0822/4=0,01346

Рд = 1,1\*3,14\*0,0822/4=0,00581 Рд = 2,3\*3,14\*0,0822/4=0,01214

Рд = 1,1\*3,14\*0,0822/4=0,00581 Рд = 1,75\*3,14\*0,0822/4=0,00924

Рд = 1\*3,14\*0,0822/4=0,00528 Рд = 0,75\*3,14\*0,0822/4=0,00396

Рд = 0,5\*3,14\*0,0822/4=0,00264 Рд = -0,5\*3,14\*0,0822/4= -0,00264

Рд = 0\*3,14\*0,0822/4=0 Рд = -0,8\*3,14\*0,0822/4= -0,00422

Рд = -0,2\*3,14\*0,0822/4= -0,00106 Рд = -0,9\*3,14\*0,0822/4= -0,00475

Рд = 1\*3,14\*0,0822/4=0,00528

Сила давления газов на поршень Р (см. рис. 5.) разлагается на силу, направленную по оси шатуна Рш, и силу, перпендикулярную оси цилиндра

Рн.Рш = Рд / Cosβ

Рш = -0,00475/1= -0,00475

Рш =-0,00422/0,99= -0,00418

Рш =-0,00264/0,98= -0,00259

Рш =0,00158/ 0,97=0,00153

Рш =0,00422/ 0,98= 0,00414

Рш =0,00528/ 0,99=0,00523

Рш =0,00581/1=0,00581

Рш =0,00581/ -0,99= -0,00575

Рш =0,00528/ -0,98= -0,00517

Рш =0,00264/-0,97= -0,00256

Рш =0/-0,98= 0

Рш =-0,00106/ -0,99=0,00105

Рш =0,00528/ -1= -0,00528

Рш =0,0227/ -0,99= -0,0227

Рш =0,01531/ -0,98= -0,015

Рш =0,01372/-0,97= -0,01331

Рш =0,01267/-0,98= -0,01242

Рш =0,0132/-0,99= -0,01307

Рш =0,01346/ 1=0,01346

Рш =0,01214/ 0,99=0,01202

Рш =0,00924/0,98=0,00906

Рш =0,00396/0,97=0,00384

Рш =-0,00264/0,98= -0,00259

Рш =-0,00422/0,99= -0,00422

Рш =-0,00475/1= -0,00475

Рн = Рд \* tgβ;

Рн = -0,00475\*0=0

Рн =-0,00422\*0,13= -0,00055

Рн =-0,00264\*0,22= -0,00058

Рн =0,00158\*0,26=0,00041

Рн =0,00422\*0,22=0,00093

Рн =0,00528\*0,13=0,00069

Рн =0,00581\*0=0

Рн =0,00581\*(-0,13)= -0,00076

Рн =0,00528\*(-0,22)= -0,00116

Рн =0,00264\*(-0,26)= -0,00069

Рн =0\*(-0,22)=0

Рн =-0,00106\*(-0,13)=0,00014

Рн =0,00528\*0=0

Рн =0,0227\*(-0,13)= -0,00295

Рн =0,01531\*(-0,22)= -0,00337

Рн =0,01372\*(-0,26)= -0,00357

Рн =0,01267\*(-0,22)= -0,00279

Рн =0,0132\*(-0,13)= -0,00172

Рн =0,01346\*0=0

Рн =0,01214\*0,13=0,00158

Рн =0,00924\*0,22=0,00203

Рн =0,00396\*0,26=0,00103

Рн =-0,00264\*0,22= -0,00058

Рн =-0,00422\*0,13= -0,00055

Рн =-0,00475\*0=0

Сила Рш стремится сжать или растянуть шатун, а сила Рн прижимает поршень к стенке цилиндра и направлена в сторону, противоположную вращению двигателя.

Сила Рш может быть перенесена по линии её действия в центр шейки кривошипа и разложена на тангенциальную силу Рт, касательную к окружности, и радиальную силу Рр, действующую по радиусу кривошипа

Рр = Рш\*Cos (α + β) = Pд \* (Cos(α + β) / Cosβ);

Рр = -0,00475\*1= -0,00457

Рр =-0,00422\*0,8= -0,00336

Рр =-0,00264\*0,31= -0,00082

Рр =0,00158\*(-0,26)= -0,00041

Рр =0,00422\*(-0,69)= -0,00291

Рр =0,00528\*(-0,93)= -0,00491

Рр =0,00581\*(-1)= -0,00581

Рр =0,00581\*(-0,93)= -0,0054

Рр =0,00528\*(-0,69)= -0,00364

Рр =0,00264\*(-0,26)= -0,00069

Рр =0\*0,31=0

Рр =-0,00106\*0,8= -0,00085

Рр =0,00528\*1=0,00528

Рр =0,0227\*0,8=0,01816

Рр =0,01531\* 0,31=0,00475

Рр =0,01372\*(-0,26)= -0,00357

Рр =0,01267\*(-0,69)= -0,00874

Рр =0,0132\*(-0,93)= -0,01228

Рр =0,01346\*(-1)= -0,01346

Рр =0,01214\*(-0,93)= -0,01129

Рр =0,00924\*(-0,69)= -0,00638

Рр =0,00396\*(-0,26)= -0,00103

Рр =-0,00264\*0,31= -0,00082

Рр =-0,00422\*0,8= -0,00336

Рр =-0,00475\*1= -0,00475

Силы Рт и Р’т образуют на коленчатом валу пару сил с плечом R, момент которой приводит во вращение коленчатый вал и называется крутящим моментом двигателя.

Мкр= Рт\*R = Рд \* (Sin(α + β) / Cosβ) \* R;

где Рт = Рд \* (Sin(α + β) / Cosβ); R – радиус кривошипа в м.

Мкр=0,075\*(-0,00475)\*0=0

Мкр=0,075\*(-0,00422)\*0,61= -0,00019

Мкр=0,075\*(-0,00264)\*0,98= -0,00019

Мкр=0,075\*0,00158\*1=0,00012

Мкр=0,075\*0,00422\*0,75=0,00024

Мкр=0,075\*0,00528\*0,39=0,00015

Мкр=0,075\*0,00581\*0=0

Мкр=0,075\*0,00581\*(-0,39)= -0,00017

Мкр=0,075\*0,00528\*(-0,75)= -0,0003

Мкр=0,075\*0,00264\*(-1)= -0,0002

Мкр=0,075\*0\*(-0,98)=0

Мкр=0,075\*(-0,00106)\*(-0,61)=0,00005

Мкр=0,075\*0,00528\*0=0

Мкр=0,075\*0,0227\*(-0,61)= -0,00104

Мкр=0,075\*0,01531\*(-0,98)= -0,00113

Мкр=0,075\*0,01372\*(-1)= -0,00103

Мкр=0,075\*0,01267\*(-0,75)= -0,00071

Мкр=0,075\*0,0132\*(-0,39)= -0,00039

Мкр=0,075\*0,01346\*0=0

Мкр=0,075\*0,01214\*0,39=0,00036

Мкр=0,075\*0,00924\*0,75=0,00052

Мкр=0,075\*0,00396\*1=0,0003

Мкр=0,075\*(-0,00264)\*0,98= -0,00019

Мкр=0,075\*(-0,00422)\*0,61= -0,00019

Мкр=0,075\*(-0,00475)\*0=0Рт =-0,00475\*0=0

Рт =-0,00422\*0,61= -0,00257

Рт =-0,00264\*0,98= -0,00259

Рт =0,00158\*1=0,00158

Рт =0,00422\*0,75=0,00316

Рт =0,00528\*0,39=0,00206

Рт =0,00581\*0=0

Рт =0,00581\*(-0,39)= -0,00227

Рт =0,00528\*(-0,75)= -0,00396

Рт =0,00264\*(-1)= -0,00264

Рт =0\*(-0,98)=0

Рт =-0,00106\*(-0,61)=0,00065

Рт =0,00528\*0=0

Рт =0,0227\*(-0,61)= -0,01385

Рт =0,01531\*(-0,98)= -0,015

Рт =0,01372\*(-1)= -0,01372

Рт =0,01267\*(-0,75)= -0,0095

Рт =0,0132\*(-0,39)= -0,00515

Рт =0,01346\*0=0

Рт =0,01214\*0,39=0,00473

Рт =0,00924\*0,75=0,00693

Рт =0,00396\*1=0,00396

Рт =-0,00264\*0,98= -0,00259

Рт =-0,00422\*0,61= -0,00257

Рт =-0,00475\*0=0

На подшипники коленчатого вала действует сила Р’ш, которая может быть разложена на силу P’ = P и Р’н = Рн. Значение расчетных величин Рд, Рш, Рн, Рр, Рт и Мдв занести в табл. 3 и построить зависимости от α.

8. Силовой расчет трансмиссии автомобиля.

Трансмиссия автомобиля (рис. 1) включает в себя фрикционную муфту сцепления 3, коробку перемены передач 4, главную передачу 5 заднего моста, дифференциал 6 и полуоси 7.

Коробка перемены передач состоит из двух пар шестерен: первая пара с числом зубьев Z1 и Z2, вторая пара с числом зубьев Z3 и Z4.

Шестерня Z2 – подвижная по промежуточному валу и может выходить из зацепления с Z1. Прямая передача может включаться с помощью кулачковой муфты при разъединении шестерен Z1 и Z2.

Передаточное отношение коробки перемены передач вычисляется по выражению:

ip = i1\*i2.

Передаточное отношение первой зубчатой пары

i1 =Z2 / Z1,

а второй i2 =Z4 / Z3, т.е. ip = (Z2 / Z1) \* (Z4 / Z3).

ip =(60/20)\*(100/25)=12

Передаточное отношение конических шестерен главной передачи:

iк =Z6 / Z5. iк =80/20=4

Общее передаточное отношение

iобщ =iр \* iк .

iобщ =12\*4=48

Частота вращения выходного вала коробки передач

Пвых = Пg / ip; а ведомого вала Пведом = Пвых / iк.

Пвых =2500/12=208,33 об/мин Пведом =208,33/4=52,08 об/мин

Крутящий момент на ведомом валу:

Мкр=Мведом=Мg\*iобщ.

Мкр=0\*48=0

Мкр=-0,00019\*48=-0,00912

Мкр=-0,00019\*48=-0,00912

Мкр=0,00012\*48=0,00576

Мкр=0,00024\*48=0,01152

Мкр=0,00015\*48=0,0072

Мкр=0\*48=0

Мкр=-0,00017\*48=-0,00816

Мкр=-0,0003\*48=-0,0144

Мкр=-0,0002\*48=-0,0096

Мкр=0\*48=0

Мкр=0,00005\*48=0,0024

Мкр=0\*48=0

Мкр=-0,00104\*48=-0,04992

Мкр=-0,00113\*48=-0,05424

Мкр=-0,00103\*48=-0,04944

Мкр=-0,00071\*48=-0,03408

Мкр=-0,00039\*48=-0,01872

Мкр=0\*48=0

Мкр=0,00036\*48=0,01728

Мкр=0,00052\*48=0,02496

Мкр=0,0003\*48=0,0144

Мкр=-0,00019\*48=-0,00912

Мкр=-0,00019\*48=-0,00912

Мкр=0\*48=0

9. Прочностной расчет узлов и деталей двигателя

9.1 Поршень

Поршень рассчитывается на сжатие от силы давления газов Рг по наименьшему сечению, расположенному выше поршневого пальца, на удельное давление тронка, на прочность днища, а поверхность опорных гнезд пальца (бобышек) проверяется на наибольшее удельное давление (рис. 7).

Напряжение сжатия определяется из выражения:

σсж = Рг/Fmin ≤ [σсж] Н/мм2,

где Fmin – наименьшее сечение поршня над пальцем (в большинстве конструкций проходит по канавке последнего кольца), мм2.

Fmin= (π\*Д2 / 4)- (π\*Д12 / 4)= π / 4\*( Д2- Д12)

Д1=Д-(0,05…0,07)\*Д=Д\*(1-0,06)=82\*0,94=77,08 мм

Fmin=3,14/4\*(822-77,082)=614,4 мм2

т.к. Рг = Ргmax \* (π\*Д2 / 4);

Pг=5\*(3,14\*822/4)=26391,7 Н.

σсж =263917/614,4=42,96 Н/мм2 ≤ [σсж]

Допустимое напряжение для поршней из алюминиевых сплавов [σсж] = 50,0 … 70,0 Н/мм2, и для стальных [σсж] = 100 Н/мм2.

Расчет тронка поршня на удельное давление и определение длины направляющей части производится по формуле

Lp = Pн. max / Д\*к,

где Pн. max = (0,07…0,11) Pг; [к] = 2…7 кг/см2.

Lp =0,09\*26391,7/(8,2\*5)=57,933

Днище поршня рассчитывается на изгиб. При плоском днище условие прочности (максимально-допустимое напряжение изгиба) имеет вид

σи = Pг. max / 4δ2 ≤ [σи],

где δ - толщина днища поршня, мм.

Допустимое напряжение на изгиб днищ для алюминиевого поршня

[σи] = 70 н/мм2, а для стальных - [σи] = 100 н/мм2.

При проектировании пользуются эмпирическими зависимостями, установленными практикой.

Толщина днища алюминиевых поршней δ = (0,1 … 0,12) Д и стальных (0,06 … 0,1) Д.

Для алюминиевых: σи = 26391,7/ 4\*(0,12\*82)2 =68,14≤ [σи]

Для стальных: σи = 26391,7 / 4\*(0,1\*82)2=98,125 ≤ [σи]

Толщина стенки поршня за кольцами принимается равной (0,05 … 0,07) Д;

Общая длина поршня L = (1,2 … 1,8)S,

Где S – ход поршня, S = 2R, [мм] S=2\*75=150 мм

Расстояние от нижней кромки поршня до оси пальца

С = (0,7 … 1,2) Д. С=0,9\*82=73,8

Поверхность опорных гнезд пальца (бобышек) проверяется на наибольшее удельное давление.

Рmax = (Pг. max /dп )\* lп, н/мм2

Где dп – наружный диаметр поршнего пальца, мм, dп / Д = 0,4.

dп=0,4\*Д=0,4\*82=32,8 мм

lп – длина гнезд пальца, мм, lп = 2 dп .

lп=2\*32,8=65,6 мм

Рmax =(5/32,8)\*65,6=10 н/мм2

Допускаемые удельные давления составляют [р] = 20 … 40, н/мм2

9.2 Поршневой палец

Поршневой палец проверяется по наибольшему давлению сгорания Рг. max = Р4 на изгиб и на срез.

Палец рассматривается как балка с равномерно распределенной нагрузкой и концами, лежащими на опорах.

Изгибающий момент относительно опасного сечения I –I:

Ми = Pг/2 (L/2 - а/4), Н\*мм,

Где L – расстояние между опорами, мм,

L = Д – dп=82-32,8=49,2 мм

а – длина подшипников верхней опоры шатуна, мм,

а = dп=32,8мм

Следовательно:

Ми = 26391,7/2(49,2/2 – 32,8/4)=216406,2 Н\*мм

Напряжение изгиба

σи = Ми / Wи , н/мм2 ; ≤ [σи],

где Wи – момент сопротивления изгибу

Wи = 0,1 \* ((d4п – d4в) / d п), мм3,

Где dв – внутренний диаметр поршневого пальца, мм; dв = 0,5\*dп dв=0,5\*32,8=16,4 мм

Wи =0,1\*((32,84-16,44)/32,8)=3308,208 мм3

σи =216406,2/3308,208=65,415 н/мм2 ; ≤ [σи],

[σи] = 120 н/мм2 для углеродистой стали.

Срезывающие напряжения пальца σср = Pг / 2F < [σср]

F – поперечное сечение пальца, мм2,

F = (π/4) \* (d2п – d2в)=(3,14/4)\*(32,82-16,42)=633,4 мм2

σср =216406,2/(2\*633,4)=170,83 Н/мм2< [σср]

[σср] = 500…600 Н/см2.

Литература

1. Е.Росляков, И.Кравчук, В.Гладкевич, А.Дружинин. «Энергосиловое оборудование систем жизнеобеспечения». Учебник – СПб: Политехника, 2004. – 350 с.: ил.
2. «Многоцелевые гусеничные и колесные машины.» Под ред. Акад., докт. техн. наук,проф. Г.И.Гладкова – М: Транспорт, 2001. – 214 с.
3. Скойбеда А.Т. и др. «Детали машин и основы конструирования.» Учебник М:, Высшая школа, 2000. – 584 с.