# *ОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ*

Кафедра деталей машин и инженерной графики

**Пояснительная записка к**

**Курсовому проекту по Теории механизмов и машин**

**Тема: Проектирование и исследование механизма двигателя внутреннего сгорания**

## Задание № 5

## Исполнитель: Бельченко

## Денис Викторович

Студент 25 группы,

Факультет механизации с.х.

Руководитель Сакара Д.В.

### ОМСК 2001

**СОДЕРЖАНИЕ**

1. Задание.

2. Структурное и кинематическое исследование рычажного механизма.

2.1 Определение степени подвижности и класса механизма.

2.2 Определение положений звеньев и перемещений поршня.

2.3 Определение скоростей точек и звеньев механизма.

2.4 Определение ускорений точек и звеньев механизма.

2.5 Построение годографов скоростей и ускорений центра масс шатуна.

2.6 Построение кинематических диаграмм.

3. Усилия, действующие на поршень.

3.1 Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса двигателя.

3.2 Построение диаграммы сил действующих на поршень.

4. Результирующая сила инерции шатуна.

4.1 Результирующая сила инерции шатунов для положения холостого хода.

5. Силовое исследование механизмов.

5.1 Силовое исследование группы шатун – поршень для положения холостого хода.

5.2 Силовое исследование группы начального звена для положения холостого хода.

5.3 Определение уравновешивающей силы Fу способ рычага Н.Е. Жуковского.

5.4 Силовое исследование механизма двигателя для положения рабочего хода.

6. Смещённое зацепление зубчатой пары.

6.1 Выбор коэффициентов смещения исходного контура.

6.2 Расчёт основных геометрических параметров.

7. Построение эвольвентного смещенного зацепления цилиндрических колёс z1 и z2 и его

исследование.

7.1 Вычерчивание профилей.

7.2 Длина линии зацепления - q.

7.3 Активные профили зубьев.

7.4 Угол торцового перекрытия и дуга зацепления.

7.5 Определение коэффициентов Е торцового перекрытия.

7.6 Удельное скольжение.

7.7 Коэффициент  удельного давления.

7.8 Проверка на заклинивание.

7.9 Усилия, действующие в зацеплении.

8. Планетарный редуктор.

8.1 Подбор числа зубьев колёс z3 и z4.

8.2 Определение основных размеров колёс z3, z4, z5, z6.

8.3 Скорость вращения колёс.

8.4 Кинематическое исследование передачи графическим способом.

9. Мощность ЕМ, передаваемая на приводной вал машины.

9.1 КПД планетарного редуктора.

9.2 Определение величины у**|** .

9.3 Определение общего КПД передачи.

10. Приведённый момент инерции звеньев.

10.1 Определение результирующего приведенного момента инерции звеньев всего двигателя.

10.2 Величина приведённого момента инерции звеньев одного механизма.

10.3 Составление таблицы 6.

10.4 Построение диаграммы J3 =  ().

11. Приведённые моменты сил и мощность двигателя.

11.1 Результирующий приведённый момент движущих сил.

11.2 Момент сил сопротивления.

11.3 Приращение кинетической энергии машины Е.

11.4 Определение мощности двигателя и коэффициентов ’ неровности его хода при работе без маховика.

12. Расчёт маховика.

12.1 Определение приведённого момента инерции маховика.

12.2 Определение основных моментов маховика.

13. Угловая скорость кривошипного вала.

13.1 Угловая скорость  кривошипного вала для любого положения механизма.

13.2 Величина начальной кинетической энергии.

13.3 Определение величины Еок.

13.4 Определение величины Еот.

13.5 Истинное значение Ео.

13.6 Вычисление значений  для всех 24х положений.

Литература.

**1.Задание**

1.1. Провести структурное, кинематическое, кинетостатическое и динамическое исследование рычажного механизма двигателя с маховиком и зубчатым приводом.

1.2. Выполнить проектирование зубчатой пары, планетарного редуктора и маховика согласно прилагаемым схемам, диаграммам и исходным данным.

**2.Структурное и кинематическое исследование рычажного механизма**

**2.1 Степень подвижности механизма определяется по структурной формуле Чебышева**

W = 3n - 2P5 - P4

где W-степень подвижности кинематической цели,

n-число подвижных звеньев цепи,

P5 -число кинематических пар Vкласса,

P4 –число пар IV класса

В рассматриваемой цепи подвижных звеньев –3:

1. кривошип - звено 2;
2. шатун – звено 3;
3. поршень – звено 4.

Пар V класса – 4: три вращательные пары (О, С и В) и одна поступательная (Д). Пар IV класса нет.

W= 3 \* 3 – 2 \* 4 = 1; W = 1.

Данная кинематическая цепь является механизм, т.к. степень подвижности равна числу ведущих звеньев.

2.1.2. Для определения класса механизма расчленяем его на группы. Первой отчленяем группу, образованную звеньями 3 и 4. После этого остается основной механизм, составляющий из стойки и начального звена –2.

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Схема структурной группы | №№звеньев | Пары | Классгруппы | Порядок | Вид |
|  | 3 и 4 | C, B, D. | II | 2 | 2 |
|  | 1 и 2 | О | I | -- | -- |

Из таблицы 1 видно, что механизм образован группами не выше II класса, следовательно, механизм также II класса. Формула строения механизма:

I (1; 2/0) –II (3; 4/C, В, Д)

**2.2 Определение положение звеньев и перемещений поршня (ползуна)**

2.2.1. Строим планы механизма в масштабе длин – L = 0,001 м/мм для 12 равностоящих друг от друга положений кривошипа. Исходное положение кривошипа. Значения углов поворота кривошипа для каждого из 12 положений заносим в таблицу 2 строка 1.

2.2.2. Перемещение поршня (В0 В1, В0 В2 и т.д.) заносим в таблицу 2 строка 2, с учетом масштаба пути S: S = L = 0,001 м/мм.

Для положения 10 перемещение поршня: SВ10 = S (ВоВ10) = 0,001 . 22 = 0,022 м.

2.2.3. Построение траектории центра масс шатуна.

Отрезок с Sш (на чертеже ) изображаем в масштабе L расстояния еш :

( сSш ) = еш/L = 0,075/0,001 = 75 мм.

**2.3 Определение скоростей точек и звеньев механизма**

2.3.1. Скорости определяем способом планов.

Vc/v = k Loc/L; v = L/k; где k – коэффициент кратности.

Принимаем k = 1, тогда масштаб плана скоростей определяется :v = L

2.3.2. Планы скоростей для всех 12 положений строим при двух полюсах; при одном полюсе – для всех четных положений, при другом – для всех нечетных.

Угловая скорость кривошипа:

 n/30 = 3,14 \* 1700/30 = 177,9 рад/с.

Линейная скорость Vс оси кривошипа – точки С:

Vс =r = 177,9 \* 0,07 = 12,45 м/с.

Линейная скорость Vsk центра масс кривошипа – точки Sk:

Vsk =ek = 177,9 \* 0,025 = 4,44 м/с.

Масштаб скоростей на плане:

v = L = 177,9 \* 0,001 = 0,1779 м/с/мм.

Длина вектора, изображающего скорость Vc-точки С:

(PC) = Vc/v = 12,45/0,1779 = 70 мм.

2.3.3. Скорость Vв точки В определяется следующими уравнениями:

Vв = Vc + Vвc;

Vв = Vвx + Vввx;

Vвх = 0; Vв = Vввх;

Vв = v (pв) = 0,1779 \* (-65) = -11,5 м/с;

Vвc =  v (св) = 0,1779 \* 36 = 6,32 м/с.

2.3.4. Угловая скорость шатуна:

ш =вс = Vвс /Lсв = 6,3/0,25 = 25,2 рад/с.

где Lсв - длина шатуна в метрах.

2.3.5.Определяем Vsш – скорость центра масс шатуна(точка Sш):

Vsш =Vc+ Vsшc;

Vsшc = v (CSш)

(CSш) =L сsш/L св(св) = (0,075/0,25)св = 0,3(св).

Для положения 10:

(CSш) = 0,3 \* 36 = 10,8 мм.

Vsш =  v (рsш); м/с.

(рsш) = 66 мм.

Vsш =  v (рsш) = 0,1779 \* 66 = 11,68 м/с.

**2.4 Определение ускорений точек и звеньев механизма**

2.4.1. Ускорения определяем способом планов, которые строим на чертеже также в масштабе кривошипа.

(c) = k (ос), где k – коэффициент кратности k = 1.

ас/а = k Loc/ L; а = 2 L/k.

а = 2 L.

2.4.2. Строим планы 4-х ускорений для 12 положений.

Линейное ускорение ас оси кривошипа – точки С:

ас = асn + асt

Точка С вращается вокруг оси О равномерно ( = const), асt = 0

ас = асn = 2 \*r = 177,92 \* 0,07 = 2215,38 м/с2.

Линейное ускорение ask центра масс кривошипа – точки Sk:

ask = 2 \* еk = 177,92 \* 0,025 = 791,21 м/с2.

Масштаб ускорений на плане:

а = 2 \*  L = 177,92 \* 0,001 = 31,6 м/с2/мм.

(c) = ас/а = 2215,38/31,6 = 70 мм.

2.4.3. Ускорение авn точки В определяется следующими уравнениями :

ав = ас + авс = ав + авсn + авсt .

ав = авx + аввx; авx = 0 .

ав = аввx .

Для положения 10: Vвс2 = 6,322 = 39,9 м/с

авсn = Vвс2/Lвс = 39,6/0,25 = 158,7 м/с2.

( сn ) = авсn/а = 158,7/31,6 = 5,06 мм.

2.4.4. Для положения 10 : (в) = 25 мм ; (св) = 62 мм ; (nв) = 61 мм.

ав = а(в) = 31,6 \* 25 = 790 м/с2;

авс = а(св) = 31,6 \* 62 = 1959,2 м/с2;

авсt = а(nв) = 31,6 \* 61 = 1927 м/с2;

2.4.5. Угловое ускорение шатуна, для положения 10:

Еш = авсt/ Lвс = 1927/0,25 = 7708 рад/с2.

2.4.6. Ускорение аsш центра масс шатуна, для положения 10:

аsш = ас + аsшс ;

аsшс = а(сSш) = 31,6 (сSш);

(сSш) = еш/Lвс (св) = (0,075/0,25) (св) = 0,3(св)мм.

(сSш) = 0,3 \* 62 = 18,6 мм.

(Sш) = 50 мм ( таблица 2, строка 24 ).

аsш = 31,6 \* 50 = 1580 м/с2.

**2.5 Построение годографов скоростей и ускорений центра масс шатуна**

v = 0,177 м/с/мм ; а = 31,6 м/с2/мм.

**2.6 Построение диаграммы перемещений Sв поршня, Sв = 1()**

Принимаем: l = 250 мм, 2 = 3600;

 =2/l = 2 \* 3,14/250 = 0,0251 рад/мм

 =360/l = 360/250 = 1,44 град/мм.

 = x; t = tx;  = t.; x = t; x = tx ;

t = / = 0,0251/177,9 = 0,000141 с/мм.

t = Т/l.

где, Т – время одного полного оборота кривошипа.

Т = 60/n = 60/1700 = 0,035 с.

t = 0,035/250 = 0,000141 с/мм.

Принимаем величину наибольшей ординаты (6S6) = 114 мм, тогда

s = Sв6/(6Sв) = 0,14/114 = 0,00122 м/мм.

Величину любой ординаты iSi, где i – номер деления, находим по формуле:

(iSi) = SBi/s.

2.6.1. Построение кинематической диаграммы VВ = 2() : (ро) = KV = 40 мм.

Определяем масштаб v скоростей, приняв KV = 40 мм.

v = s/t \* KV = 0,00122/0,000141 \* 40 = 0,216 м/с/мм.

2.6.2. Построение кинематической диаграммы ав = 3() производится графическим дифференцированием диаграммы Vв = 2().

(о) = Ка = 10мм.

Определяем масштаб а = v/t \* Kа = 0,216/0,000141 \* 10 = 12,47 м/с2мм.

**3.Усилия, действующие на поршень**

**3.1 Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса**

3.1.1. Индикаторная диаграмма зависимости давления газов на поршень от перемещения поршня строим по диаграмме в задании.

3.1.2. В рассматриваемом примере наибольший ход поршня SБ = 0,14 м, а наименьшее давление газов: Рz = 4,8 н/мм2. Учитывая это, принимаем: S = 0,001 м/мм,р = 0,02 н/мм2/мм.

**3.2 Построение диаграмм, действующих на поршень : Fun = 5() ; FВ = 4() ; F = 6()**

3.2.1. Для построения этих диаграмм составим таблицу 3.

Рu = Ра – 0,1 м/мм2 .

Сила Fв давления газов на поршень: Fв = Рu \* Аn , где, Аn – площадь поршня в мм2.

Аn = d2/4 = 3,14 \* 1202/4 = 11304 мм2.

Сила инерции шатуна Fun по формуле: Fun = - mn \* ав н.

где, mn – масса поршня кг,

ав – ускорение поршня м/с2.

Fun = - 2,5 \* ав н.

Результирующая сила F, действующая на поршень: F = Fв + Fun н.

**4.Результирующая сила инерции шатуна.**

**4.1 Результирующая сила инерции шатуна для 10 положения коленвала ( = 3000)**

4.1.1.Результирующую силу инерции шатуна определим способом переноса этой силы на величину h плеча момента сил инерции:

Fuш = - mш \* аsш, Н ,

где mш = 4,7 кг - масса шатуна,

аsш = 1580 м/с2 - ускорение центра масс шатуна (для 10 - го положения).

Знак минус означает, что направление силы инерции противоположно направлению ускорения.

4.1.2. Шатун совершает сложное движение. Поэтому аsш мы рассматриваем как сумму двух ускорений: аsш = ас + аsшс ,

где, ас – ускорение центра масс шатуна в переносном ( поступательном) движение вместе с точкой С:

аsшс – ускорение центра масс шатуна в относительном ( вращательном ) движении вокруг точки С.

Fuш = -mш (ас + аsшс ) = [-mш  а (с)] + [-mш  а (сSш)],

-mш  а (с) = - Fuш’, -mш  а (сSш) = - Fuш’’,

Fuш = Fuш’ + Fuш’’,

Fuш’ – сила инерции, возникающая при переносном движении шатуна. Fuш’ приложена в центре масс.

Fuш’’ – сила инерции, возникающая при относительном движении шатуна. Fuш’’ приложена в центре качания.

4.1.3. Fuш’ = - mш \* ас = -4,7 \* 2384,64 = - 11,207 н.

Fuш’’ = - mш \* аsшс = -4,7 \* 587 = 2758,9 н.

Положение центра качания определяется:

Lск = LcSш + Jш/ mш \* LcSш = 0,075 + 0,0294/4,7 \* 0,075 = 0,159 м.

После геометрического сложения Fuш’ и Fuш’’ получаем

Fuш = - mш \* аsш = - 4,7 \*1580 = - 7426 н.

Lстш =  L \* (стш) = 0,002 \* 26 = 0,052 м.

Определяем угловое ускорение шатуна:

Eш = а всt / Lвс =-1928/0,25 = - 7712 рад/с2.

Тиш = - Jш \* Еш = -0,294 \* (-7712) = 226 нм.

Силу Fuш и момент Тuш заменяем одной равнодействующей силой Fuш, смещённой параллельно самой себе на расстояние h.

h = Тuш /Fuш = 226/7426 = 0,03 м = 30 мм.

**5.Силовое исследование механизмов**

**5.1 Силовое исследование групп поршень – шатун для рабочего хода (10 – ое положение коленвала)**

5.1.1.Силовое исследование производим для каждой структурной группы отдельно. К звеньям группы поршень – шатун приложены следующие внешние силы:

К звену 4 – поршень – сила F4 в точке В.

F4 = Fв + Fun + Gn,

где Fв – сила давления газов на поршень. Fв = 226н.

Fun – сила инерции поршня. Fun = - mn \* ав = -2,5 \* 790 = -1975 н.

G – вес поршня,

Gn = mn \* g = 2,5 \* 9,8 = 24,5 н.

F4 = 226 - 1975 + 24,5 = -1724,5 н.

Сила направлена вверх к звену 3 – шатуна – сила Gш в точке Sш и сила Fсил – в точке Тш.

Gш = mш \* g = 4,7 \* 9,8 = 46,06 н.

Fuш = -7426 н.

5.1.2.Кроме внешних сил на звенья действуют ещё реакции в кинематических парах. На звено 4(поршень) – реакция R14 со стороны звена 1(цилиндр, для этой реакции известна только её линия действия (прямая аа, перпендикулярная оси цилиндра), величина и точка приложения неизвестны.

На звено 4 действует также со стороны звена 3(шатун) реакция R34, приложенная в точке В, величина и направления её неизвестны. На звено 3 действует со стороны звена 4 реакция R43, приложенная в точке В, равная по величине реакции R34 и противоположно ей направленная.

R34 = - R43.

В точке С на звено 3 действует реакция R23 со стороны звена 2 (кривошипа). Величина и направления её неизвестны. Поэтому из С проводим в произвольном направлении вектор реакции R23, раскладывая её на две взаимно перпендикулярные составляющие: R23n и R23t.

R23 = R23n + R23t.

5.1.3. Величину R23t определяем из уравнения равновесия момента:

Tв (Gш) + Tв (Fсил) + Tв (R23t) = 0.

Учитывая направление сил Gш и Fсил и условно

R23t, то: Gшh2 – Fсилh1 + R23t \* l = 0

R23t = (Fuшh1 - Gшh2)/l = (7426 \* 0,026 – 46,06 \* 0,052)/0,25 = 2608 н.

h1 = 0,026 м ; h2 = 0,052 м.

5.1.4. Для определения результирующей R23n и R14 составляем уравнение равновесия всех сил, действующих на группу:

R14 +F4 + Gш + Fuш + R23t + R23n = 0;

R23 = F (се) = 40 \* 57 = 2280 н.

R14 = F (еа) = 40 \* 71 = 2840 н.

R43 = -R43 = F (ев) = 40 \* 21 = 840 н.

**5.2. Силовое исследование группы начального звена для положения рабочего хода (10-ое положение коленвала)**

5.2.1. Строим расчетную схему группы начального звена.

К начальному звену приложены силы: в точке С – R32 = 2280 н.

В точке Sк вес Gк = mк \* q = 10,5 \* 9,8 = 102,9н.

Тут же сила инерции кривошипа Fик направленные к точкам С:

Fик = - mк \* аsк = -10,5 \* 587 = -5870 н.

5.2.2. Уравновешивающий момент Ту – момент сил сопротивления. Направление Ту по часовой стрелке – всасывание.

5.2.3. Уравнение равновесия моментов относительно оси О вращения кривошипного вала всех сил, действующих на начальное звено:

То(R32) + То (Gr) + То(Fuк) + То(R12) + Ту = 0.

Моменты сил инерции Fик и FикVII кривошипов и реакции R12 стойки на кривошип равны нулю, т.к. линии действия этих сил проходят через ось вала О.

- R32h1 – R52he + Tу = 0, Tу = R32h1 + R52h2.

Измеряя длины отрезков на чертеже и учитывая масштаб чертежа: h1 = 0,064 м ; h2 = 0,054м.

Ту = 2280 \* 0,064 + 3480 \* 0,054 = 332 мм.

5.2.4. Если вращательное движение передаётся при помощи зубчатой передачи, то Ту создаётся уравновешивающей силой Fу , величину которой надо определить.

После чего можно определить реакцию R12.

Fу = Ту/h3 = 332/ 0,092 = 3608 н.

5.2.5. Векторное уравнение равновесия сил, действующих на начальное звено:

Gк + Fик + R32 + GкVII + FикVII + R52 + R12 + Fу = 0; R12 = F (la).

**5.3 Определение уравновешивающей силы Fу способом рычага Жуковского (10-ое положение коленвала)**

5.3.1. Строим в масштабе  L = 0,001 м/мм кинематическую схему исследуемого двухцилиндрового двигателя, к звеньям которого приложены силы :

в точке В – сила F4 = -1724,5 н.

в точке Sk – вес кривошипа Gk = 102,9 н и сила инерции Fик = 5870 н.

в точке Sш – вес шатуна Gш = 46,06 н.

в точке Тш – сила инерции шатуна Fuш = -7426 н.

5.3.2. В рассматриваемом положении -  = 3000 (такт всасывания) в первом цилиндре, сжатие во 2ом двигатель не отдаёт, а получает энергию. Поэтому линия действия и направление силы Fу – будет линия зацепления N’’N’’, а направление по направлению скорости точки N’’.

5.3.3. Для определения величины силы Fу строим повёрнутый ( на 900 ) план скоростей. План скоростей строим в масштабе  v = 0,1779 м/с/мм.

(рс) = Vc/v = 12,45/0,1779 = 70,3 мм,

(рв) = Vв10/v = - 11,5/0,1779 = -64,9 мм,

(рSк) = (рс) ек/r = 70,3 \* (0,025/ 0,07) = 24,9 мм,

(сSш) = (св) LcSш/Lcв = еш/l = 36 \* ( 0,075/0,25 ) = 10,8 мм,

( сtш) = (св) Lcтш/Lcв = 36 \* (0,096/0,25 ) = 9,8 мм,

( рm1) =  \* rв1/ v = 177,9 \* 0,064/ 0,1779 = 64 мм.

5.3.4. Переносим внешние силы. Согласно теореме Н.Е. Жуковского о жёстком рычаге : сумма моментов относительно точки р – полюса повёрнутого плана – всех сил, перенесённых параллельно самим себе в одноимённые точки повёрнутого плана, равняться нулю.

Тр ( Gк ) + Тр ( Fuk ) + Тр ( Gш ) + Тр ( F4 ) + Тр ( Fuш ) + Тр ( Fу ) = 0;

Тр ( Fuk ) = 0 т.к. линия действия через полюс Р

Gш h1 + F4 h2 + Fuш h3 + Gк h4 - Fу h5 = 0.

Замеряем на повёрнутом плане скоростей длины плеч:

h1 = 22 мм; h2 = 22 мм; h3 = 61 мм; h4 = 57 мм;

При силовом исследовании группы начального звена мы получили:

Fу = ( Gш h1 + F4 h2 + Fuш h3 + Gк h4 )/ h5 =

= ( 46,06 \* 22 + 1724 \* 22 + 7426 \* 61 + 102,9 \* 57)/67 = 5164 н.

Расхождение результатов: (5201 – 5164)/5201 = 0,0105 = 1,05 %; расхождение до 5%.

**6. Смещенное зацепление зубчатой пары**

**6.1 Выбор коэффициентов смещения исходного контура**

6.1.1. Общее передаточное число передачи:

Uо = nд \* nм = 1700/347 = 4,8.

Частное передаточное число зубчатой пары

Uп = Uо/Uпл =4,8/3,2 = 1,5.

6.1.2. Число зубьев z1 ведомого колеса:

Z1 = Z2 Uп = 26 . 1,5 = 17.

Принимаем Z1 = 17.

6.1.3. Окончательно:

Uп = Z2/Z1 = 26/17 = 1,5.

Uо = Uп \* Uпл = 1,5 . 3,2 = 4,8.

nм = nн \* nд / Uо = 1700/4,8 = 354,16об/мин.

6.1.4. Число оборотов ведомого колеса зубчатой пары:

n2 = nд/Un = 1700/1,5 = 1133,3 об/мин.

6.1.5. Для колес закрытой передачи выбираем систему коррекции профессора В. Н. Кудрявцева.

для колес Z1 = 17 и Z2 = 26; X1 = 0,898, X2 = 0,517;

**6.2 Расчет основных геометрических параметров**

6.2.1. Делительное межосевое расстояние – а = 0,5(Z1 + Z2)mп = 0,5(17 + 26)8 = 172 мм.

6.2.2. Коэффициент суммы смещений – XX1 + X2 = 0,898 + 0,517 = 1,415.

6.2.3. Угол зацепления - n

invw = (2Xtginv21,41526 + 17)0,0149040,38868.

угол профиля зуба рейки  = 200 ;cos200 = 0,93969; tg200 = 0,36397; inv = inv200 = 0,014904.

По таблице находим w = 2608’; cosw = 0,8895; sinw = 0,3971; tgw = 0,432.

6.2.4. Межосевое расстояние - аw

aw = (Z1 + Z2) \* mп/2 \* cos/cosw = (17 + 26)8/2 . 0,93969/0,8895 = 181,632 мм.

6.2.5. Расчет диаметров зубчатых колес:

а) делительные диаметры:

d1 = Z1 \* mп = 17 . 8 = 136 мм.

d2= Z2\*mп = 26 . 8 = 208 мм.

б) начальные диаметры:

dw1 = 2aw/Un+1 = 2 . 181,632/1,5 + 1 = 145,3 мм.

dw2= 2aw \* Un/Un +1 = 2 . 181,632 . 1,5/1,5 + 1 = 217,9 мм.

в) коэффициент воспринимаемого сечения – Y

Y=(аw – а)/mn = 181,632 – 172/8 = 1,204.

г) коэффициент уравнительного сечения -Y

Y= Х - Y = 1,415 – 1,204 = 0,211.

д) диаметр вершин зубьев:

da1 = d1 + 2(h\*a+ x1 - Y)mп = 162,99 мм.

da2 = d2 + 2(h\*a + x2 - Y)mп = 224,89 мм.

е) диаметр впадины:

df1 = d1 – 2(h\*a + C\* - x1)mп = 130,3 мм.

df2= d2– 2(h\*a + C\* - x2)mп = 196,2 мм.

ж) основные диаметры:

dв1 = d1cos136 . 0,93969 = 127,7 мм.

dв2 = d2cos208 . 0,93969 = 195,7 мм.

6.2.6. Шаг зацепления – P

P = m = 3,14 . 8 = 25,15 мм.

6.2.7. Основной окружной шаг – Pв

Pв = P . cos= 25,15 . 0,93969 = 23,6 мм.

6.2.8. Глубина захода зубьев – hd

hd = (2h\*a - Y)mп = ( 2 . 1 – 0,211)8 = 14,3 мм.

6.2.9. Высота зуба – h

h = (2h\*a + C\* - Y)mп = (2 . 1 + 0,25 – 0,211)8 = 16,31 мм.

6.2.10. Высота головок и ножек зубьев:

а) высота делительной головки шестерни – ha1:

ha1 = (h\*a + x1 - Y)mп = ( 1 + 0,898 – 0,211)8 = 13,49 мм.

б)высота делительной головки колеса – ha2:

ha2 = (h\*a+ x2 - Y)mп = (1 + 0,517 – 0,211)8 = 10,44 мм.

в) высота делительной ножки шестерни – hf1:

hf1 = (h\*a + C\* - x1)mп = (1 + 0,25 – 0,898)8 = 2,81 мм.

г) высота делительной ножки колеса – hf2:

hf2 = (h\*a + C\* - x2)mп = (1 + 0,25 – 0,517)8 = 5,86 мм.

д) высота начальной головки шестерни – haw1:

haw1 = 0,5(da1 – dw1) = 0,5( 162,99 – 145,3 ) = 8,84 мм;

е) высота начальной головки колеса – haw2:

haw2 = 0,5(da2 – dw2) = 0,5( 228,8 – 217,9 ) = 5,49 мм.

ж) высота начальной ножки шестерни – hwf1:

hwf1 = 0,5(dw1 – df1) = 0,5( 145,3 – 130,3 ) = 7,5 мм.

з) высота начальной ножки колеса – hwf2:

hwf2 = 0,5(dw2 – df2) = 0,5( 217,9 – 196,2 ) = 10,8 мм.

6.2.11. Окружная толщина зуба:

а) делительная толщина зуба шестерни – S1:

S1 = mп/2 + 2x1mпtg3,14 \* 8)/2 + 2 \* 0,898 \* 8 \* 0,36397 = 17,7 мм.

б) делительная толщина зуба колеса – S2:

S2 = mп/2 + 2x2 mпtg3,14 \* 8)/2 + 2 \* 0,517 \* 8 \* 0,36397 = 15,57 мм.

в) начальная толщина зуба шестерни – Sw1:

Sw1 = dw1(/2Z1 + 2X1 \* tginv - invw) = 15,11 мм.

г) начальная толщина зуба колеса – Sw2:

Sw2 = dw2(/2Z2 + 2X2 \* tginv - invw) = 11,007 мм.

6.2.12. Проверка величин Sw1 и Sw2:

Sw1 + Sw2 = Pw = dw1/Z1 = dw2/Z2

Sw1 + Sw2 = 15,11 + 11,007 = 26,11 мм.

dw1/Z1 = 3,14 \* 145,3/17 = 26,8 мм.

dw2/Z2 = 3,14 \* 217,9/26 = 26,3 мм.

6.2.13. Проверка величин haи hf:

h = ha1 + hf1 = 13,49 + 2,81 = 16,3 мм.

h = ha2 + hf2 = 10,44 + 5,86 = 16,3 мм.

h = hwa1 + hwf1 = 8,84 + 7,5 = 16,3 мм.

h = hwa hwf2 = 5,49 + 10,85 = 16,3 мм.

6.2.14.da1 + df2 = da2 + df1;

162,99 + 196,2 = 224,89 + 130,3 .

356,19 = 359,19.

**7. Построение эвольвентного смещенного зацепления цилиндрических колес Z1 и Z2 и его исследование.**

**7.1 Вычерчивание профилей (смотреть методические указания часть III “Проектирование и исследование сложной зубчатой передачи” )**

О1 М1 = rв1 = 63,85 мм; О2 М2 = rв2 = 97,7 мм;

**7.2 Длина линии зацепления**

7.2.1. Длина линии зацепления – q мм.

q = М1М2 = М1W + WМ2 = rw1 sinn + rw2 sinn ;

q = аw sinn = 181,6 . 0,456 = 82,83 мм;

При замере длины отрезка на чертеже получаем :

(М1М2) = 83 мм. L = 1 мм/мм;

q = L ( М1М2) = 1 \* 83 = 83 мм.

М1W = rw1 sinn = 33,13 мм,

М2W = rw2 sinn = 49,68 мм,

7.2.2. Длина активной линии зацепления q .

q = L1L2 = М1L2 + М2L1 – М1М2.

q = L1L2 = M1L2 + M2L1 + M1M2; q = rа12 – rв12 + rа22 – rв22 - g ;

q = 50,9 + 58 – 8283 = 26,07 мм.

При замере длины отрезка на чертеже получаем:

(L1L2) = 26мм; q =L1 L2) = 1 . 26 = 26 мм.

Длина дополюсной части активной линии зацепления:

qt = L1W = M2L1 – M2W = 58 – 49,68 = 8,32 мм.

Длина заполюсной части активной линии зацепления:

qa = L2W = M1L2 – M1W = 50,9 – 33,13 = 17,77 мм.

**7.3 Активный профиль зуба**

Слагается из профиля головки и части профиля ножки. Остальная часть ножки в зацеплении не участвуют, т.к. с сопряженным профилем она не участвует. Определение активных профилей смотри в методических указаниях, часть III.

**7.4 Угол торцового перекрытия и дуга зацепления**

7.4.1. а1о1а2 = ;  в1о2в2 = 2;

 = q/ rв1 = 26,07/63,85 = 0,408 рад = 240 35’.

2 = q/ rв2 = 26,07/97,7 = 0,266 рад = 15037’.

7.4.2. Основные дуги зацепления :

а1а2 = Sв1 = q; в1в2 = Sв2 = q;

Начальные дуги зацепления: для первого колеса – дуга АL1AL2 , для второго колеса - дуга ВL1ВL2 .

**7.5. Определение коэффициента Е торцового перекрытия**

7.5.1. Е = /1 = 2/2 ; Е = qр . cos26,07/25,15 . 0,93969 = 0,133.

**7.8. Коэффициент  удельного давления**

7.8.1. Он характеризует контактную прочность зубьев: m/np, где m – модуль зацепления; np – приведённый радиус кривизны в точке касания профиля.

7.8.2. Для наружного зацепления:

m(1 + 2)/12; 1 = М1k ; 2 = М2k;

1 + 2 = М1k + М2k = М1М2 = q; mq/1(q - 2);

q – длина линии зацепления; q = 83мм; m – модуль зацепления; m = 8 мм.

664/1(83 - );

7.8.3. По вычисленным значениям строим график функции = (x). Построение смотреть в методических указаниях часть III.

**7.9. Проверка на заклинивание**

7.9.1. rа2 О2М1 .

( О2М1)2 = аw2 + rв12 - 2 аw rв1соsn;

rа2 =  аw2 + rв12 - 2 аw rв1соsn ;

7.9.2. Для проектируемой передачи:

rа2 = 114,44 мм; аw = 181,632 мм; rв1 = 63,85 мм; соsn = 0,895;

rа  2 + 63,852 – 2 . 181,632 . 0,89 . 63,85;

rа  16421,1

r2  128,14; 114,4  128,14;

**7.10. Усилия, действующие в зацеплении**

Т1 = N/1 ; где

М1 – момент на колесе z1в мм

N – передаваемая зацеплением мощность в вm

1 – угловая скорость колеса z1 в рад/с

N = 15600Вт; 1 = 177,9 рад/с;

Т1 = N/1 = 15600/177,9 = 87,68 нм.

Окружное усилие – Рt:

Рt 1-2 = - Рt 2-1 = 2Т1/dw1 = 2 . 87,68/145,3 = 1,2 н.

Радиальное усилие Р 1-2 = - Р 2-1 = Рt 1-2 tgn = 1,2 . 0,3639 = 0,45 н.

w = 2608’; соsw = 0,8895; tgw = 0,4322;

Нормальное усилие – Рн : Рn 1-2 = - Pn 2-1 = Pt 1-2/ соsw =1,2/0,8895 = 1,36 н.

Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Точка на отрезкеМ1М2 | Х,мм | 1 ,нн | 83 - 1 ,нн | 1 (83 - 1 ) | /1 (83 - 1 ) |
| К0 ( М1 ) | 0 | 0 | 83 | 0 | Беск. |
| К1 | 69 | 69 | 76,1 | 525,09 | 1,26 |
| К2 | 13,8 | 13,8 | 69,2 | 954,9 | 0,69 |
| К3 | 20,7 | 20,7 | 62,3 | 1289,6 | 0,51 |
| К4 (L1) | 25 | 25 | 58 | 1450 | 0,45 |
| К5 | 33 | 33 | 50 | 1500 | 0,44 |
| К6 | 41,4 | 41,4 | 41,6 | 1722,2 | 0,38 |
| К7(W) | 50 | 50 | 33 | 1650 | 0,402 |
| К8 | 55,2 | 55,2 | 27,8 | 1534,5 | 0,432 |
| К9 | 62,1 | 62,1 | 209 | 1297,8 | 0,51 |
| К10 | 69 | 69 | 14 | 966 | ,687 |
| К11 | 75,9 | 75,9 | 6,9 | 523,7 | 1,267 |
| К12 | 83 | 83 | 0 | 0 | Беск. |

**8. Планетарный редуктор**

**8.1 Подбор чисел зубьев колёс**

8.1.1. Определим число зубьев z3 и z4

z5 = z3 (U3н – 1) = 30 \* ( 3,2 – 1) = 66 ; z4 = z3 (3,2 – 2)2 = 30 \* 1,2/2 = 18;

8.1.2. Строим в двух проекциях развёрнутую кинематическую схему передачи в выбранном масштабе L = 0,004 м/мм.

Для планетарных редукторов с 3 – мя сателлитами определяют возможное наибольшее число сателлитов для каждого ряда по следующей формуле:

(z4 + z3)sin /к > z4 + 2ha\*

(30 + 18) sin 180/3 > 18 + 2;

48 \* 0,866 > 18 +2

**8.2 Определение основных размеров колёс z3, z4 и z5**

8.2.1. d3 = z3 mпл = 30 . 9 = 270 мм.

dВ3 = d3 соs = 270 . 0,93969 = 256 мм.

dа3 = mпл (z3 + 2) = 9 . 28 = 247,5 мм.

d3 = mпл (z3 - 2,5) = 9 . 27,5 = 162 мм.

8.2.2. d4 = z4 mпл = 18 . 9 = 162 мм.

dВ4 = d4 соs = 162 . 0,93969 = 152,2 мм.

dа4 = mпл ( z4 + 2) = 9 . 20 = 180 мм.

d4 = mпл (z4 – 2,5) = 9 . 15,5 = 139,5 мм.

8.2.3. d5 = z5 mпл = 66 . 9 = 594 мм.

dВ5 = d5 соs = 594 . 0,93969 = 558,1 мм.

dа5 = mпл (z5 –2) = 9 . 64 = 576 мм.

d5 = mпл (z5 + 2,5) = 9 . 63,5 = 616,5 мм.

**8.3 Скорость вращения колёс**

Un = 177,9/1,5 = 118,6 рад/с.

нU4-н = 1 – U4-5’; U4-5’ = z5/z4 = 66/18 = 3,6;

U4-n = 1 – 3,6 = - 2,6; н = м = nн/30 = 3,14 . 354,16/30 = 37,06 рад/с.

-2,6. н = - 2,6 . 37,06 = -96,3 рад/с.

В обращённом движении: ’  - н - 96,3 – 37,06 = -133,36 рад/с.

**8.4 Кинематическое исследование передачи графическим способом**

8.4.1. Строим картину линейных скоростей в масштабе:

L = 0,14 мс/мм;

Смотреть в методических указаниях часть III.

8.4.2. VА = 1 rw1 = 177,9 . 0,073 = 12,98 м/с.

Длина вектора Аа: (Аа) = VА/V = 12,98/0,14 = 92,7 мм;

8.4.3. Скорость точки В касание начальных окружностей :

(Вв) = 31 мм; Vв = v(Вв) = 0,14 . 27 = 3,78м/с; 3 = Vв/rw3 = 3,78/0,08 = 47,25 рад/с.

8.4.5. (О4h) = 9 мм ; Vн = v(О4h) = 0,14 \* 9 = 1,26 м/с; н = Vн/r3 + r4 = 1,26/0,2275 = 5,54рад/с.

8.4.6. Строим картину угловых скоростей строим в масштабе:

w = v/L \* р = 0,25/0,0031 \* 50 = 1,6 рад/с/мм.

1 = w(к1) = 1,6 . 110 = 177,9 рад/с.

2 = w(к2) = 1,6 . 47 = 75,6 рад/с.

75,6.

4 = w(к4) = 1,6 . 56 = 89,6 рад/с.

н = w(кн) = 1,6 . 17 = 27,2 рад/с.

**9. Мощность Рм, передаваемая на приводной вал машины**

**9.1 Определим коэффициент полезного действия пл**

пл = 1/ U4н [1- ’(1- U4н )],

где ’ – коэффициент полезного действия рассматриваемого редуктора в обращённом движении.

**9.2 Величину ’ определяем по формуле**

’ = 1 \* 2, где

1 и2 - коэффициенты полезного действия

’ = 1 \* 2 = 0,96 \* 0,97 -- 0,98 \* 0,99 = 0,93 – 0,97.

Принимаем среднее значение: ’ = 0,95.

пл = 1/ U4н [1- ’(1- U4н )] = 1/3,2 [ 1 – 0,95 (1 – 3,2) ] = 0,965.

**9.3 Общий КПД**

0 = п \* пл

где п – КПД зубчатой передачи колес Z1 и Z2, принимаем: п = 0,97; 0 = 0,97 \* 0,965 = 0,936.

На приводной вал рабочей машины передается от двигателя мощность:

Nм = 0 \* Nд = 0,929 \* 15,6 = 14,49.

**10. Приведенный момент инерции.**

**10.1 Результирующий приведенный момент инерции звеньев двигателя**

J3 = J31 + J3II

**10.2 Определим величину приведенного момента инерции звеньев**

Jз1 = Jко + Jш(ш/ )2 + mш(Vsш/2 + mп(Vв/)2, где

Jкр – момент инерции кривошипа относительно оси кривошипа;

Jш – момент инерции шатуна;

Jк – момент инерции кривошипа;

lк – расстояние от центра масс кривошипа до оси его вала.

Jко = Jк + mk \* ek2 = 0,00515 + 10,5 \* 0,0252 = 0,0117 кг \* м2.

J3I = 0,0117 + 0,0294 (ш/177,9 )2 + 4,7(Vsш/177,92 + 2,5(Vв/177,9)2.

**10.3 Пользуясь этой формулой, составляем таблицу 6 для подсчета значений J3I, J3II , J3 для положений 12**

Номер II положения первого механизма всегда будет соответствовать номеру i положение коленчатого вала, а второй механизм: iII = iI + 6, J3II(i) = J3I (I + 6)

**10.4 Составляем таблицу 6 и строим диаграмму**

J3 =  ()

**11.Приведённые моменты сил и мощность двигателя**

11.1.1. Силу Fв проводим в точку С.

11.1.2. Величина приведённой в точку С движущей силы для одного (первого) механизма Fc.

Fс Vс = Fв Vв , откуда

Fс = Fв Vв/Vс ;где

Fв –сила давлений газов на поршень первого механизма.

Vв – скорость поршня.

Vс – линейная скорость точки С. Vс = r = 12,45 м/с.

11.1.3. Определение искомых величин и заполнение граф таблицы производится в следующем порядке.

Графа 3 - Fв из таблицы 2,

Графа 4 - Vв из таблицы 1,

Графа 5 - Fс = Fв Vв/Vс ,

Графа 6 - Тдi = Fс \* r = Fс \* 0,7.

Графа 7 - Тд II (i) = ТдI (i-6) ,

Графа 8 - Тд = ТдI + Тд II . По данным графы 8 строим диаграмму изменения результирующего приведённого момента движущих сил в функции угла  поворота кривошипа.

**11.2 Момент сил сопротивления**

11.2.1. Тс = Асц/2к = 1101,49/2 \* 3,14 \* 2 = 87,69 нм.;

где К – число оборотов кривошипного вала за цикл, в нашем примере К = 2.

Асц – работа момент сил сопротивления за цикл.

Асц = Адц = Тд d

11.2.2. Адц – работа момента движущих сил за цикл.

Величину работы Ад определяем приближённо по формуле:

Ад =   Ад = Тдср., где

 - угол поворота кривошипа при передвижении из положения (i-1) в положении i:

11.2.3. Графа 9 - Тдср – средняя величина момента движущих сил при повороте кривошипа на элементарный угол .

Тдср i = ( Тд(i-1) + Тдi )/2.

Графа 10 -  Адi –элементарная работа, совершённом моментом Тд:

 Адi = Тдсрi \* ,  = 300 = 0,523 рад.

 Адi = 0,523 \* Тдсрi ,

Графа 11 -  Адi = (  Ад)i = (  Ад)i – 1 +  Адi ,

В последней строке таблицы получаем работу Адц , совершённую моментом Тд за весь цикл.

Адц = (  Ад)24 = 1439 нм.

**11.3 Приращение кинетической энергии момента Е**

11.3.1. Строим диаграммы Ад =  () и Ас =  ().

11.3.2. Элементарная работа  Ас момента при повороте кривошипа на элементарный угол  составит :  Ас = Тс  = 87,69 \* 0,523 = 45,86 нм.

Графа 12 – Асi – сумма элементарных работ сил сопротивления с начала цикла до момента прихода двигателя в рассматриваемое положение ni : Асi = (  Ас)i=  Асi .

11.3.3. Приращение кинетической энергии Е механизма для любого его положения будет определяться разностью работ, совершённых движущими силами и силами сопротивления за время от момента начала цикла и до момента прихода двигателя в рассматриваемое положение:

Еi = Адi - Асi .

11.4. Определение мощности двигателя и коэффициента неравномерности хода при работе без маховика.

11.4.1. Мощность двигателя определяется по средней величине момента движущих сил за один цикл:

Nд = ТДср. = Тс \*  = 87,69 \* 177,9 = 15600 вт.

Nд = 15,6 кВт.

11.4.2. Коэффициент ’ неравномерности хода двигателя при работе его без маховика определяем по приближённой формуле:

’ =  \* т \* FБ/J3ср.\* 2 , где

J3ср. = J3Б + J3М/2 = 0,025 + 0,0926/2 = 0,0588 кг \* м2.

Заданный коэффициент  = 1,3 . Нужен маховик.

**12.Расчёт маховика**

**12.1 Определение приведённого момента инерции маховика – Jмп.**

12.1.1. Диаграммы энергомасс Е =  (J3).

12.1.2. Диаграмма приращения кинетической энергии Е = 12(

12.1.3. Диаграмма изменения приведенного момента J3 =  ()

12.1.4. Диаграмма энергомашин Е =  (J3)

12.1.5. Определяем наибольшее Б и наименьшее м значение угловой скорости звена приведения за время цикла, учитывая заданную величину коэффициента неравномерности хода :

 = 1/160 = 0,00625,

наибольшие: б = ср(1 + /2) = 177,9 (1 +0,00625/2) = 179,49 рад/с,

наименьшее: м = ср (1- /2) = 177,9 ( 1 – 0,00625/2) = 177,37 рад/с.

ср - средняя угловая скорость звена приведения.

ср = = 177,9 рад/с.

12.1.6. Определяем величины углов б и н для проведения касательных к диаграмме энергомасс:

tgБ = J/2e \* Б2 = 0,5309,

tgМ = J/2e \* м2 = 0,524,

Б = 27054’ ; М = 27023’.

12.1.7. (hM) = (qh) \* tg, (hM) = 78,6 мм,

(hБ) = (qh) \* tgБ , (hБ) = 79,6 мм.

12.1.8. Определим из чертежа (lm) = 135 мм.

12.1.9. Приведенный момент инерции маховика Jмп определяется по формуле:

Jмп = е(lm)/ер2 = 30 \* 135/0,00625 \* 177,92.

е – масштаб кинетической энергии, принятый на Е = f12();

коэффициент неравномерности хода;

ер– средняя угловая скорость звена приведения.

**12.2. Определение основных размеров маховика**

12.2.1. С достаточной точностью примем: Jм = Jоб.

12.2.2. Момент инерции обода:

Jм = Jм об = (Dп4 – Dв4) /32,

Jм = Jоб = Dп5 (1 - 4)/32,

где  = Dв/Dн , обычно  = 0,312/0,52

 = В/Dн, обычно  = 0,078/0,52

 - плотность материала маховика  = 7800 кг/м3.

12.2.3. Наружный диаметр маховика:

Dн = 532 Jм/ (1 - 4)  = 0,520 м.

Внутренний диаметр маховика:

Dв =  \* Dн = 0,312 м.

Ширина маховика:

В =  \* Dн = 0,078 м.

Определяем окружную скорость на ободе:

Vн = ср \* Dн /2 = 177,9 \* 0,52/2 = 46,25 м/с.

12.2.3. Масса маховика определяется по формуле:

mн = /4 (Dн 2 – Dв 2)В,

mн = 0,785( 0,522 – 0,3122) 0,078 \* 7800 = 82,62 кг.

Вес маховика - Gм : Gм = gmн = 9,8 \* 82,62 = 809,7 н.

**13.Угловая скорость кривошипного вала**

**13.1 Угловую скорость  определяем по формуле**

 = Е0 + /Jп , где

Е0 – начальная кинетическая энергия механизма.

Е – приращение кинетической энергии.

Jп – приведённый к кривошипному валу момент инерции механизма.

Jп = Jмп + J3 ,

**13.2. Е0 = ½ Jп 2 - Е**

**13.3 Определяем величину Еок для положения механизма, соответствующего точке К**

Jпк = Jмп + J3к = JМП + J \* хк = 3,56 + 0,001 \* 41 = 3,601 кг \* м2.

к = Б = 178,49 рад/с.

Ек = Е yк = 3 \* 100 = 306 нм.

Еот = ½ JптБ2 - Ек = ½ \* 3,585 \* 177,372 + 411 = 56803,25 нм.

**13.4 Определяем величину Еот для положения механизма, соответствующего точке Т**

Jпт = Jмп + J3т = Jмп + J \* хт = 3,56 + 0,001 \* 25 = 3,585 кг \* м2.

т = м = 177,37 рад/с.

Ет = Е \* yт = 3 \* 137 = 411 нм.

Еот = ½ Jптн2 - Ет = ½ \* 3,585 \* 177,372 + 411 = 56803,25 нм.

**13.5 Ео = (Еок + Еот)/2 = 56932,4 нм.**

**13.6  = (Е0 + Е) /Jп .**

Вычисления сведены в таблице 8. По данным последней графы этой таблицы строим диаграмму изменения угловой скорости  кривошипного вала в зависимости от изменения угла 0 его поворота.

Таблица 2

|  |  |
| --- | --- |
| Величина | №№ положение |
| 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| путь | Угол поворота кривошипа, 0. | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| Отрезок на че-ртеже (В0В), мм. | 0 | 12 | 44,5 | 85 | 121 | 144 | 152,0 | 144 | 121 | 85 | 44,5 | 12 | 0 |
| Перемещение поршня (Sв),мм | 0 | 0,012 | 0,0445 | 0,085 | 0,121 | 0,144 | 0,1520 | 0,144 | 0,121 | 0,085 | 0,0445 | 0,021 | 0 |
| скорость | Вектор (рв), мм | 0 | 45 | 74,5 | 76 | 57 | 30 | 0 | -30 | -57 | -76 | -74,5 | -45 | 0 |
| Скорость Vв, м/с | 0 | 5,418 | 8,9698 | 9,1504 | 6,8628 | 3,612 | 0 | -3,612 | -6,863 | -9,150 | -8,969 | -5,418 | 0 |
| Вектор (св), мм | 76 | 65,5 | 39,5 | 0 | 39 | 66,5 | 76 | 66,5 | 39 | 0 | 39,5 | 65,5 | 76 |
| Скорость Vвс, м/с | 9,1504 | 7,8862 | 4,7558 | 0 | 4,6956 | 8,0066 | 4,6956 | 0 | 4,7558 | 0 | 4,7558 | 7,886 | 9,150 |
| Угловая скоро-сть вс , рад/с | -30,50 | -26,29 | -15,85 | 0 | 15,652 | 26,689 | 30,501 | 26,689 | 15,652 | 0 | -15,85 | -26,29 | -30,50 |
| (сSш)= (св) LcSш/Lcв=  | 22,8 | 19,65 | 11,85 | 0 | 11,7 | 19,95 | 22,8 | 19,95 | 11,7 | 0 | 11,85 | 19,65 | 22,8 |
| Вектор ( рSш ), мм | 53 | 61 | 73 | 76 | 68,5 | 58 | 53 | 58 | 68,5 | 76 | 73 | 61 | 53 |
| Скорость VSШ, м/с | 6,3812 | 7,3444 | 8,7892 | 9,1504 | 6,8628 | 6,9832 | 6,3812 | 6,9832 | 6,8628 | 9,150 | 8,7892 | 7,344 | 6,381 |
| ускорение | V2вс, м/с2 | 83,73 | 62,192 | 22,618 | 0 | 22,049 | 64,106 | 83,73 | 64,106 | 22,049 | 0 | 22,618 | 62,19 | 83,73 |
| авсn = Vвс2/Lсв = = Vвс2/ | 279,10 | 207,31 | 75,392 | 0 | 73,496 | 213,69 | 279,10 | 213,69 | 73,50 | 0 | 75,40 | 207,3 | 279,1 |
| Вектор (cn),мм | 19,254 | 14,301 | 5,201 | 0 | 5,070 | 14,741 | 19,254 | 14,741 | 5,070 | 0 | 5,201 | 14,30 | 19,25 |
| Вектор (в),мм | 95 | 76 | 28 | -21 | -48 | -56 | -57 | -56 | -48 | -21 | 28 | 76 | 95 |
| Ускорение ав,м/с | 1377,1 | 1101,7 | 405,89 | -304,4 | -695,81 | -811,78 | -826,8 | -811,8 | -685,8 | -304,4 | 405,89 | 1101,7 | 1377,1 |
| Вектор (nв),мм | 19 | 39 | 66 | 78,5 | 66 | 39 | 19 | 39 | 66 | 78,5 | 66 | 39 | 19 |
| Ускорение авсt м/c2 =  | 275,42 | 565,34 | 956,74 | 1137,9 | 956,74 | 565,34 | 275,42 | 565,34 | 956,74 | 1137,9 | 956,74 | 565,3 | 275,4 |
| Угловое ускорение Евс | 0 | 1739,5 | 3213,3 | 3993,1 | 3213,3 | 1739,5 | 0 | 1739,5 | 3213,3 | 3993,1 | 3213,3 | 1739,5 | 0 |
| (сSш) = | 5,7 | 11,7 | 19,8 | 23,55 | 19,8 | 11,7 | 5,7 | 11,7 | 19,8 | 23,55 | 19,8 | 11,7 | 5,7 |
| Ускорениеаsш м/с2 =  | 82,627 | 169,60 | 287,02 | 341,38 | 287,02 | 169,60 | 82,63 | 169,60 | 287,02 | 341,4 | 287,02 | 169,6 | 82,63 |
| Вектор(Sш) , мм | 81 | 73 | 57,5 | 54 | 57,5 | 73 | 81 | 73 | 57,5 | 54 | 57,5 | 73 | 81 |
| Ускорениеаsш ,м/с2  | 1174,2 | 1058,2 | 833,52 | 782,79 | 833,52 | 1058,2 | 1174,2 | 1058,2 | 833,52 | 782,8 | 833,5 | 1058,2 | 1174,2 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| №стр. | Величина | № № положения |
| 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 1 | Угол поворота кривошипа,0 | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 250 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| 2 | Абсолютное давлениеРа = н/мм2 | 0,105 | 0,075 | 0,075 | 0,075 | 0,075 | 0,075 | 0,075 | 0,079 | 0,080 | 0,171 | 0,855 | 1,9095 | 3,300 |
| 3 | Индикаторное давление,Рu = Ра – 0,1 н/мм2 | 0,005 | -0,025 | -0,025 | -0,025 | -0,025 | -0,025 | -0,025 | -0,021 | -0,020 | 0,071 | 0,755 | 1,809 | 32,0 |
| 4 | Сила давления газовFв = Рк А,н | 82,523 | -412,6 | -421,6 | -412,6 | -412,6 | -412,6 | -412,6 | -346,6 | -330,0 | 1171,8 | 12460,9 | 29865 | 52814,8 |
| 5 | Сила инерции поршняFип = -9 ав,н | -5783,9 | -4627 | -1704,7 | 1278,5 | 2922,4 | 3409,5 | 3470,3 | 3409,5 | 2922,4 | 1278,5 | -1704,7 | -4627 | -5783,9 |
| 6 | Сумма силF = Fв + Fип, н | -5701,38 | --5699,7 | -2117,3 | 865,88 | 2509,77 | 2996,8 | 3057,68 | 3062,86 | 2592,35 | 2450,3 | 10756,29 | 25237,9 | 47030,9 |
|  |
| №стр. | Величина | № № положения |
| 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |  |
| 1 | Угол поворота кривошипа,0 | 390 | 420 | 450 | 480 | 510 | 540 | 570 | 600 | 630 | 660 | 690 | 720 |  |
| 2 | Абсолютное давлениеРа = н/мм2 | 5,6145 | 3,0495 | 1,439 | 0,5415 | 0,32775 | 0,265 | 0,128 | 0,105 | 0,105 | 0,105 | 0,105 | 0,105 |  |
| 3 | Индикаторное давление,Рu = Ра – 0,1 н/мм2 | 5,5145 | 2,9495 | 1,335 | 0,4415 | 0,22775 | 0,165 | 0,028 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 |  |
| 4 | Сила давления газовFв = Рк А,н | 91014,75 | 48680,39 | 22099,69 | 7286,79 | 3758,90 | 2723,26 | 462,00 | 82,523 | 82,523 | 82,523 | 82,523 | 82,523 |  |
| 5 | Сила инерции поршняFип = -9 ав,н | -4627,1 | -1704,7 | 1278,5 | 2922,39 | 3409,46 | 3470,3 | 3409,5 | 2922,39 | 1278,5 | -1704,7 | -4627,1 | -5783,9 |  |
| 6 | Сумма силF = Fв + Fип, н | 86387,65 | 46975,69 | 23378,15 | 10209,18 | 7168,36 | 6193,56 | 3871,46 | 3004,913 | 1361,023 | -1622,14 | -4544,58 | -5701,38 |  |

Таблица 6

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | №№ положений | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 1 | Угол поворота 0 | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| 2 |  Jкокг н2 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 | 0,0117 |
| 3 | (ш/) = (ш/177,9) | 0,2765 | 0,245 | 0,1416 | 0 | 0,1416 | 0,245 | 0,2765 | 0,245 | 0,1416 | 0 | 0,1416 | 0,245 | 0,2765 |
| 4 | (ш/)2 == (ш/177,9)2 | 0,0765 | 0,06 | 0,02 | 0 | 0,02 | 0,06 | 0,0765 | 0,06 | 0,02 | 0 | 0,02 | 0,06 | 0,0765 |
| 5 | Jш(ш/)2 == 0,0294(ш/177,9)2 | 0,0022 | 0,0018 | 0,0006 | 0 | 0,0006 | 0,0018 | 0,0022 | 0,0018 | 0,0006 | 0 | 0,0006 | 0,0018 | 0,0022 |
| 6 | Vsш/ = Vsш/177,9 | 0,0492 | 0,0584 | 0,0646 | 0,0691 | 0,0646 | 0,0534 | 0,0492 | 0,0534 | 0,0646 | 0,0691 | 0,0646 | 0,0584 | 0,0492 |
| 7 | (Vsш/)2 = (Vsш/177,9)2 | 0,0024 | 0,0034 | 0,0042 | 0,0048 | 0,0042 | 0,0029 | 0,0024 | 0,0029 | 0,0042 | 0,0048 | 0,0042 | 0,0034 | 0,0024 |
| 8 |  mш (Vsш/)2 = =4,7 (Vsш/177,9)2 | 0,0113 | 0,0159 | 0,0197 | 0,0226 | 0,0197 | 0,0136 | 0,0113 | 0,0136 | 0,0197 | 0,0226 | 0,0197 | 0,0159 | 0,0113 |
| 9 | Vв/ = Vв/177,9 | 0 | 0,0506 | 0,0646 | 0,0691 | 0,0545 | 0,0208 | 0 | 0,0208 | 0,0545 | 0,0691 | 0,0646 | 0,0506 | 0 |
| 10 | (Vв/)2 = (Vв/177,9)2 | 0 | 0,0026 | 0,0042 | 0,0048 | 0,0029 | 0,0004 | 0 | 0,0004 | 0,0029 | 0,0048 | 0,0042 | 0,0026 | 0 |
| 11 | mn (Vв/)2 = =2,5 (Vв/177,9)2 | 0 | 0,0065 | 0,0105 | 0,012 | 0,0073 | 0,001 | 0 | 0,001 | 0,0073 | 0,012 | 0,0105 | 0,0065 | 0 |
| 12 |  Jз1 = Jко + Jш(ш/ )2 + mш(Vsш/2 + mп(Vв/)2 | 0,0252 | 0,0359 | 0,0425 | 0,0463 | 0,0393 | 0,0281 | 0 | 0,0281 | 0,0393 | 0,0463 | 0,0425 | 0,0359 | 0,0252 |
| 13 | J3II(i) = J3I (I + 6)кг \* м2 | 0,0281 | 0,0393 | 0,0463 | 0,0425 | 0,0252 | 0,0359 | 0,0252 | 0,0359 | 0,0425 | 0,0463 | 0,0393 | 0,0281 | 0 |
| 14 | J3 = J31 + J3IIкг \* м2 | 0,0252 | 0,064 | 0,0818 | 0,0926 | 0,0818 | 0,064 | 0,0252 | 0,064 | 0,0818 | 0,0926 | 0,0818 | 0,064 | 0,0252 |

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | 0 | Е, нм | Е0 + Е | Jп = Jмп + J3 | \*Е0 + Е) /Jп |  =\*Е0 + Е /Jп |
| 0 | 0 | 0 | 56932 | 3,505 | 31761,2 | 187,22 |
| 1 | 30 | -52 | 56880 | 3,624 | 31390,73 | 177,17 |
| 2 | 60 | -118 | 56814 | 3,642 | 31199,3 | 176,63 |
| 3 | 90 | -210 | 56722 | 3,653 | 31169,99 | 176,55 |
| 4 | 120 | -336 | 56932 | 3,642 | 31264,14 | 176,82 |
| 5 | 150 | -497 | 56771 | 3,642 | 31330,57 | 177 |
| 6 | 180 | -610 | 56658 | 3,585 | 31608,3 | 177,8 |
| 7 | 210 | -455 | 56813 | 3,624 | 31363,75 | 177,1 |
| 8 | 240 | -136 | 57132 | 3,642 | 315298 | 177,56 |
| 9 | 270 | 22 | 57290 | 3,653 | 31366 | 177,1 |
| 10 | 300 | 103 | 57971 | 3,642 | 3150,52 | 177,49 |
| 11 | 330 | -220 | 57048 | 3,624 | 31483,4 | 177,44 |
| 12 | 360 | -307 | 56961 | 3,586 | 31768,5 | 178,24 |
| 13 | 30 | -154 | 57114 | 3,624 | 32519,8 | 177,53 |
| 14 | 60 | 173 | 57441 | 3,642 | 31543,66 | 177,6 |
| 15 | 90 | 326 | 57594 | 3,653 | 31532,44 | 177,6 |
| 16 | 120 | 321 | 57589 | 3,642 | 31624,93 | 177,83 |
| 17 | 150 | 322 | 57590 | 3,624 | 31782,56 | 178,27 |
| 18 | 180 | 305 | 57573 | 3,585 | 32110,8 | 177,21 |
| 19 | 210 | 251 | 57519 | 3,624 | 3210,8 | 178,2 |
| 20 | 240 | 193 | 57461 | 3,642 | 31145,5 | 177,1 |
| 21 | 270 | 140 | 57408 | 3,653 | 31043,4 | 172,5 |
| 22 | 300 | 90 | 57358 | 3,642 | 31113,1 | 176,3 |
| 23 | 330 | 47 | 57315 | 3,624 | 31802,0 | 178,4 |
| 24 | 360 | 0 | 57268 | 3,586 | 31402 | 178,22 |

Лист

18

**КР 35. 06. 80. 18.**

**Литература**

1. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу Теория механизмов и машин.

Структурное и кинематическое исследование плоско рычажного механизма. Часть I. Издание пятое Омск 1983 – 20 с.

2. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу Теория механизмов и машин.

Кинематическое исследование плоского рычажного механизма. ЧастьII. Издание пятое. Омск 1985 – 28с.

3. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу Теория механизмов и машин. Проектирование и исследование сложной зубчатой передачи. Издание четвёртое. Омск 1982 – 44с.

4. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу Теория механизмов и машин. Исследование движения механизма и расчёт маховика. Часть IV. Издание шестое. Омск 1998 – 32с.