|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Введение | 3 |
| 1 | Структурный анализ механизма | 4 |
| 2 | Кинематический анализ механизма методом планов | 5 |
| 3 | Кинематический анализ механизма методом планов скоростей | 6 |
| 4 | Кинематический анализ механизма методом планов ускорений | 8 |
| 5 | Силовой расчет механизма | 10 |
| 6 | Рычаг Жуковского Н.Е. | 14 |
| 7 | Синтез планетарных передач | 15 |
| 8 | Геометрический расчет зубчатых передач | 16 |
| 9 | Построение эвольвенты зубчатых колес | 19 |
|  | Заключение | 21 |
|  | Список использованной литературы | 22 |

Содержание

**Введение**

Основная цель курсового проектирования – привить навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин и приборов разнообразного назначения. Студент должен научиться выполнять расчеты с использованием ЭВМ, применяя как аналитические, так и графические методы решения инженерных задач на разных этапах подготовки конструкторской документации.

Курсовое проектирование ставит задачи усвоения студентами определенных методик и навыков работы по следующим основным направлениям:

оценка соответствия структурной схемы механизма основным условиям работы машины или прибора;

проектирование структурной и кинематической схем рычажного механизма по заданным основным и дополнительным условиям;

анализ режима движения механизма при действии заданных сил; силовой анализ механизма с учетом геометрии масс звеньев;

учет сил трения в кинематических парах и определение коэффициента полезного действия;

проектирование зубчатых рядовых и планетарных механизмов;

расчет оптимальной геометрии зубчатых зацеплений; проектирование механизмов с прерывистым движением выходного звена;

разработка циклограмм и тактограмм для систем управления механизмами;

уравновешивание механизмов с целью уменьшения динамических нагрузок на фундамент и уменьшения сил в кинематических парах;

защита механизмов и машин от механических колебаний;

определение мощности и выбор типа двигателя.

**1 Структурный анализ механизма**

1.1 Определим степень подвижности механизма по формуле Чебышева

W = 3n – 2p5 – p4, (1.1)

где n = 3 – число подвижных звеньев механизма (1; 2; 3);

p5 = 4 – число кинематических пар V класса (1-2; 1- 4; 2-3; 3- 4).

С учётом этого

W = 3∙3 - 2∙4 = 1.

1.2 Примем в качестве ведущего звено 1. Отсоединяем от механизма наиболее удалённую от ведущего звена группу Асcура, состоящую из звеньев 2 и 3.

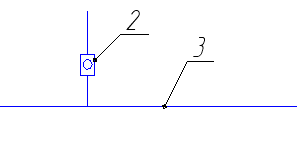


Рисунок 1.1 – Группа Ассура

1.3 Определяем степень подвижности W группы Ассура

W = 3∙2 - 2∙3 = 0.

где n = 2 - число подвижных звеньев механизма;

p5 = 3 – число кинематических пар V класса.

Определяем её класс, порядок, вид.

II класс, 2 порядок, 5 вид.

1.4 Определяем степень подвижности W ведущего звена 1

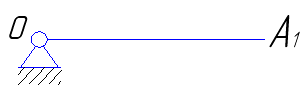


Рисунок 1.2 – Ведущее звено

W = 3∙1 - 2∙1 = 1, n = 1, p5 = 1

Определяем класс ведущего звена.

I класс

Структурный анализ выполнен правильно. Ведущие звенья относятся всегда к I классу.

* 1. Записываем формулу структурного строения механизма

I кл (1) + II кл (2;3). (1.2)

Т.к. в этой формуле наивысший класс группы Ассура II, то механизм относится ко II классу.

**2 Кинематический анализ механизма методом планов**

2.1 Исходные данные

ОА = 150 мм

*ω1* = 30 рад/с

2.2 Переводим геометрические размеры звеньев механизма, заданные в мм, в метры, получим:

*lOA* = 0,15 м

2.3 Для построения восьми планов положения механизма назначаем масштаб механизма так, чтобы он занимал примерно формат А4.

(2.1)



где *lOA* = 0,15 м – истинный размер звена ОА в метрах;

ОА – отрезок, изображающий звено ОА в выбранном масштабе на чертеже, его длину назначаем произвольно. Примем ОА = 100 мм.

С учётом этого

.

2.4 Определяем отрезки, изображающие известные размеры звеньев механизма в выбранном масштабе на чертеже.

2.5 Построение восьми планов положения механизма будем вести от одного из крайних положений механизма. Примем за крайнее положение, то положение, когда звено ОА составляет с горизонталью угол 00.

2.5.1 В любом месте поля чертежа выбираем точку О.

2.5.2 От точки О откладывают отрезок ОА.

2.5.3 Из точки О проводим дугу окружности радиусом ОА.

2.5.4 На расстоянии е = 40 мм к верху от центра окружности проводим горизонтальную прямую длиной 360 мм.

2.5.5 Через точку А проводим прямую длиной 216 мм перпендикулярно ранее построенной. Получим механизм в крайнем правом положении.

2.5.6 Окружность радиуса ОА разбиваем на восемь равных частей от крайнего правого положения.

2.5.7 Проводим из точки О прямую до пересечения с окружностью. Обозначим точку пересечения А2. Получим механизм во втором положении.

Аналогично определяются другие положения звеньев механизма.

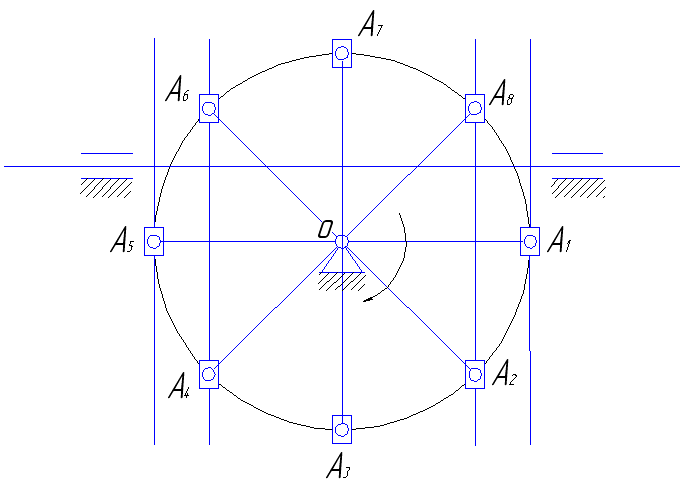


Рисунок 2.1 – План положений механизма

**3 Кинематический анализ механизмов методом планов скоростей**

3.1 Исходная схема механизма.

3.2 Т.к. звено 1 совершает вращательное движение, то линейную скорость точки А определим из соотношения

. (3.1)

*VA*⊥ OA

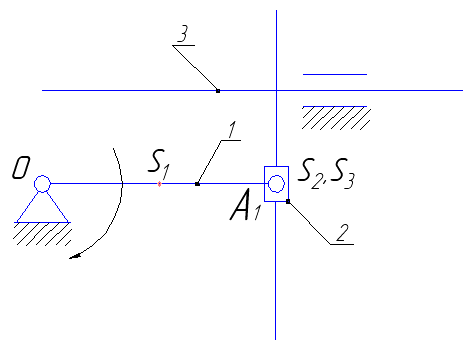


Рисунок 3.1 – Исходная схема механизма

3.3 Т.к. звено 2 совершает плоскопараллельное движение , то для определения скорости точки В, принадлежащей второму звену, запишем теорему сложения скоростей

 (3.2)

//хх ⊥ОА //уу

Из уравнения (3.2) можно определить два неизвестных параметра *VАB* и *VA3А2* путём построения плана скоростей. Построение плана скоростей будем вести по уравнению (3.2) в следующем порядке.

3.3.1 В любом месте поля чертежа выбираем полюс плана скоростей *pV*.

3.3.2 Из полюса *pV*откладываем отрезок *pVa*, изображающий скорость точки А перпендикулярно звену ОА. Длину отрезка *pVa* назначаем сами в пределах 50-100 мм. Примем *pVa* = 50 мм.

3.3.3 Через точку *а* на плане скоростей проводим линию действия вектора скорости  // уу.

3.3.4 Через полюс *pV* проводим линию действия  // хх. Точку пересечения проведенных выше линии обозначим через *a3*.

3.3.5 Для определения численных значении скоростей определим масштаб полученного плана скоростей.

, (3.3)

где *VA* = 4,5 м/с – скорость точки А, м/с;

*pV a* = 50 мм – отрезок, изображающий скорость точки А на плане скоростей, мм.

С учётом этого



Численные значения найденных скоростей будут равны

;



Аналогично строятся планы скоростей для оставшихся семи положений механизма. Результаты расчётов сведём в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Скорости точек звеньев механизма

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| *VA1* | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 |
| *VА3* | 0 | 3,15 | 4,5 | 3,15 | 0 | 3,15 | 4,15 | 3,15 |
| *VА3А2* | 0 | 3,15 | 4,5 | 3,15 | 0 | 3,15 | 4,15 | 3,15 |

**4. Кинематический анализ механизмов методом планов ускорений**

4.1 Исходная кинематическая схема механизма

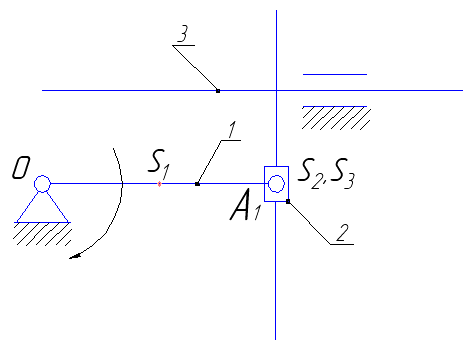


Рисунок 4.1 - Исходная кинематическая схема механизма

4.2 Определим линейное ускорение точки А, принадлежащей звену 1. Т.к. звено совершает вращательное движение, то ускорение точки А будет складываться из следующих составляющих

, т. к ε1 = 0, то .

С учётом этого

;

; (4.1)



4.3 Для определения ускорения точки А3 запишем теорему сложения ускорении

 (4.2)

// ОА // ВА // уу

4.4 Для построения плана ускорении по уравнению (4.2) назначим масштаб будущего плана ускорении

, (4.3)

где , нормальное ускорение точки А2;

- отрезок, изображающий ускорение точки А2 на чертеже. Его длину выбираем произвольно (50-100 мм). Примем =50 мм.

С учётом этого

.

4.5 Построение плана ускорении будем вести по уравнению (4.2)

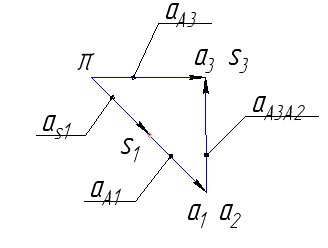


Рисунок 4.2 - План ускорений механизма в 6-ом положении.

4.5.1 В любом месте поля чертежа выбираем полюс плана ускорении π.

4.5.2 Из полюса π откладываем отрезок π = 50 мм параллельно звену ОА.

4.5.3 Из конца вектора ускорения точки А2 (точка *а1*) проводим линию действия ускорения А3А2 параллельно уу.

4.5.4 Из полюса π проводим линию действия ускорения А3 параллельно уу.

4.5.5 Точку пересечения проведённых выше линии обозначим *а3*.

4.6.8 Определим численное значение найденных ускорений.

;

;

;

**5 Силовой расчёт механизма**

5.1 Исходная схема механизма

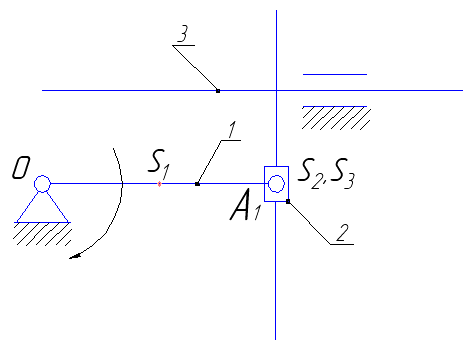


Рисунок 5.1 - Исходная схема механизма

5.2 Определяем массу звеньев механизма, используя исходные данные

, (5.1)

где *g* = удельная масса звена, кг/м;

*li –* длина соответствующего звена, м.

С учётом этого





5.3 Определяем вес звеньев механизма

 (5.2)

где  - масса i – звена, кг;

*g* – ускорение свободного падения, м/с2





5.4 Определим инерциальные нагрузки, действующие на все звенья механизма

 (5.3)

где  - ускорение центра масс i – звена, м/с2.





5.5 Силовой расчёт механизма начинаем с наиболее удалённой от ведущего звена группы Ассура. В нашем случае группой Ассура является группа, состоящая из звеньев 2 и 3. Отсоединим её от основного механизма. Вычерчиваем отдельно в таком же положении, в таком же масштабе как было на механизме.

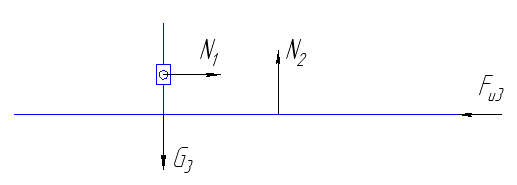


Рисунок 5.2 – Силовой расчет группы Ассура

5.6 На выделенную группу Ассура наносим все действующие силы: внешние (*Gi*, *Fиi*) и внутренние (*N1*, *N2*).

5.7 Неизвестные реакции определим графическим путем по следующему векторному уравнению

 (5.4)

Для построения плана сил по записанному уравнению выберем масштаб построения

; (5.5)

где *Fma*x – максимальная по величине сила в уравнении, Н;

*оа* – отрезок, изображающий максимальную силу на чертеже, его длину назначаем сами не менее 100 мм.

С учётом этого

.

Определим отрезки, изображающие известные силы в выбранном масштабе

;

5.8 Построение плана сил по написанному выше уравнению ведём в следующем порядке

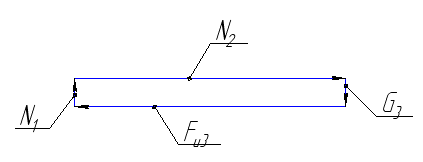


Рисунок 5.3 – План сил группы Ассура

5.8.1 В любом месте поля чертежа откладываем отрезок, изображающий силу .

5.8.2 Из конца этого вектора откладываем отрезок, изображающий силу .

5.8.3 Из конца вектора  проводим линию действия силы .

5.8.4 Из конца вектора  проводим линию действия силы .

5.8.5 Из начала вектора  проводим линию действия силы .

5.9 Определяем численное значение найденных реакции, используя план сил

;

.

5.10 Расчёт ведущего звена механизма.

5.10.1 Вычерчиваем ведущее звено отдельно от механизма в заданном положении и в заданном масштабе (рис. 5)

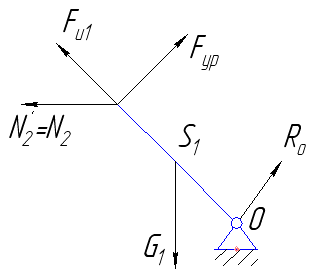


Рисунок 5.4 – силовой расчет ведущего звена

На ведущее звено наносим все действующие силы: ,,, .



5.10.2 Определяем уравновешивающую силу из условия равновесия звена ОА аналитически

 (5.6)





5.13 Для определения реакции в точке О построим план сил для ведущего звена по следующему векторному уравнению

 (5.7)

Назначаем масштаб построения



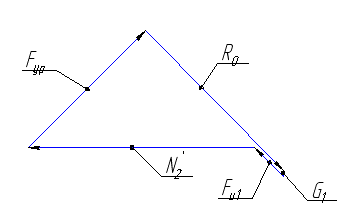


Рисунок 5.5 – план сил ведущего звена

Определяем отрезки, изображающие силы в выбранном масштабе

;

;

;



.

**6 Рычаг Жуковского**

6.1 Для исходного положения механизма поворачиваем план скоростей на 90° в любую сторону.

6.2 К повёрнутому плану скоростей в соответствующих точках прикладываем все внешние силы и моменты (, и т.д.)

6.3 К точке *a1* плана скоростей прикладываем уравновешивающую силу *Fур* ⊥ *pva1*

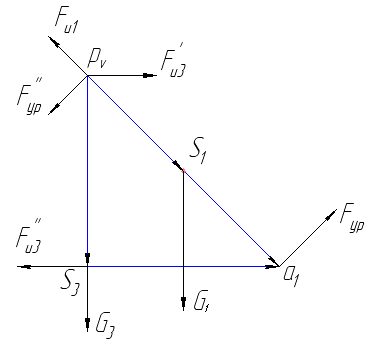


Рисунок 6.1 – Рычаг Жуковского Н.Е.

6.4 Из условия равновесия повёрнутого плана скоростей определяется *Fур*по величине и направлению

 (6.1)



С учётом этого



Расхождение *Fур*, найдённой при расчёте ведущего звена и с помощью рычага Жуковского должно составлять не более 10 %.



Следовательно, силовой анализ механизма выполнен правильно.

**7 Синтез планетарных передач**

7.1 Исходные данные: n1 = 655 об/мин, nдв = 2940 об/мин, m = 3 мм

7.2 Определим передаточное отношение привода

 (7.1)

7.3 Записываем условие постоянства передаточных отношений для исходной схемы редуктора

 =>  (7.2)



Полученное значение округлили до целого, при этом Z1 = 87

7.4 Определим число зубьев сателлита из условия соосности:

 (7.3)



7.5 Проверим условие соседства сателлитов, при условии к=3

 >  (7.4)

 > 31+2

7.6 Примем условия сборки планетарного редуктора

 (7.5)

**8 Геометрический расчет зубчатых передач**

8.1 Исходные данные для расчета

z1 = zа = 12; z2 = zb = 18; m = 5 мм.

8.2 Назначаем коэффициент смещения инструмента при нарезании зубчатых колес [1, т. 5.2]

x1 = 0,5

x2 = 0,5

8.3 Определим суммарный коэффициент смещения

xΣ = x1 + x2 = 0,5 + 0,5 = 1 (8.1)

8.4 Определим угол зацепления передачи

invαw = inv20º +  =  (8.2)

Определяем угол зацепления [1, т. 3]

αw = 27º10'

8.5 Определим межосевое расстояние зубчатых передач

(8.3)

8.6 Определим диаметры делительных окружностей колес

d1 = mz1 = 5 · 12 = 60 мм (8.4)

d1 = mz2 = 5 · 18 = 90 мм

8.7 Определим делительное межосевое растяжение

 (8.5)

8.8 Определим коэффициент воспринимаемого смещения

 (8.6)

8.9 Определим коэффициент уравнительного смещения

 (8.7)

8.10 Определим радиусы начальных окружностей



(8.8)



8.11 Определим радиусы вершин зубьев



(8.9)



8.12 Определим радиусы окружностей впадин



(8.10)



8.13 Определим высоту зубьев зубчатых колес

 (8.11)

8.14 Определим толщину зубьев по делительной окружности



(8.12)



8.15 Определим радиусы основных окружностей зубчатых колес



(8.13)



8.16 Определим углы профиля зубьев в точке на окружности вершин



(8.14)



8.17 Определим толщину зубьев по окружности вершин



(8.15)



8.18 Определим коэффициент толщины зубьев по окружности вершин



(8.16)



8.19 Определим коэффициент торцевого перекрытия передачи



(8.17)

Вывод: коэффициент перекрытия пар зубьев, находящихся в одновременном закреплении для прямозубой передачи коэффициент перекрытия не более 2. Для косозубой и шевронных передач он гораздо больше.

**9 Построение эвольвенты зубчатых колес**

9.1 Построение профиля зубчатых колес рассмотрим на примере первого зубчатого колеса.

9.2 Назначаем масштаб построения таким образом, чтобы высота зубьев на чертеже была в пределах 40-60 мм.

9.3 В любом месте поля чертежа выбираем центр колеса.

9.4 Из точки О1 проводим окружность радиуса rb1.

9.5 На окружности выбираем точку М.

9.6 Разбиваем окружность от точки М вправо на несколько равных частей.

9.7 Соединяем полученные точки с центром О1.

9.8 К каждому радиусу восстанавливаем перпендикуляр.

9.9 На полученных перпендикулярах откладываем отрезки, равные длине хорды между радиусами. На первом откладываем один отрезок, на втором – два и т.д.

9.10 соединяем полученные точки с помощью лекала.

9.11 из центра колеса О1 проводим радиусы характерных окружностей: r1, ra1, rf1.

9.12 откладываем толщину зуба по делительной окружности.

9.13 Отображаем полученную часть профиля симметрично с правой стороны.

9.14 Вырезаем полученный шаблон зуба.

9.15 Аналогично готовится шаблон второго колеса.

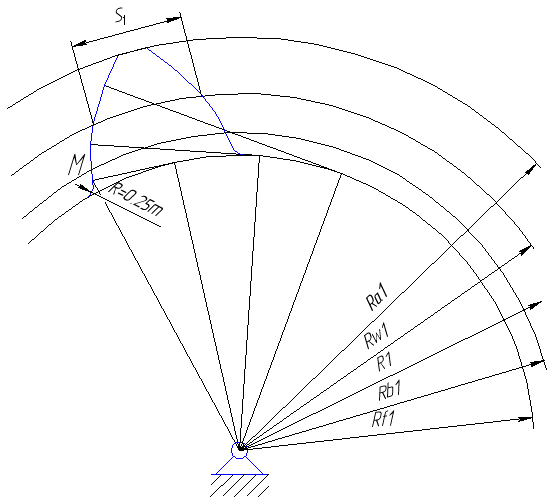


Рисунок 9.1 – Построение эвольвенты зубчатого колеса

**Заключение**

В ходе выполнения проекта были усвоены определенные методики и навыки работы по следующим основным направлениям:

оценка соответствия структурной схемы механизма основным условиям работы машины или прибора;

проектирование структурной и кинематической схем рычажного механизма по заданным основным и дополнительным условиям;

анализ режима движения механизма при действии заданных сил; силовой анализ механизма с учетом геометрии масс звеньев;

учет сил трения в кинематических парах и определение коэффициента полезного действия;

проектирование зубчатых рядовых и планетарных механизмов;

расчет оптимальной геометрии зубчатых зацеплений; проектирование механизмов с прерывистым движением выходного звена;

разработка циклограмм и тактограмм для систем управления механизмами;

уравновешивание механизмов с целью уменьшения динамических нагрузок на фундамент и уменьшения сил в кинематических парах;

защита механизмов и машин от механических колебаний;

определение мощности и выбор типа двигателя.

**Список использованной литературы**

1 Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб. пособие для машиностроит. и спец. вузов / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1986. – 295 с.: ил.