Министерство транспорта Российской Федерации

Федеральное агентство железнодорожного транспорта

Государственное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

«Омский государственный университет путей сообщения» (ОмГУПС)

**СТРУКТУРНЫЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА**

**СИНТЕЗ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Курсовая работа по дисциплине

«Теория механизмов и машин»

Курсовой проект содержит 32 страниц, 1 таблицы, 5 источников, 2 листа графического материала.

Механизм, подвижность, группа Ассура, скорость, ускорение, сила инерции, план, зубчатое колесо, модуль, эвольвента, скольжение, диаграмма.

Объектом проектирования является плоский рычажный четырехзвенный механизм и передача, состоящая из двух зубчатых колес.

Цель работы – закрепление теоретических знаний в области определения структуры механизма, кинематического и силового анализа, определение параметров и качественных показателей нулевого зубчатого зацепления.

Выполненные расчеты позволили определить скорости, ускорения, силы инерции звеньев механизма, построить планы сил для определения давлений в кинематических парах. Выполнить чертеж зубчатого зацепления.

Полученные результаты могут быть использованы при создании подобных рычажных механизмов в машинах и агрегатах.

### Содержание

Введение

1. Структурный анализ механизма

1.1 Определение степени подвижности плоского механизма

1.2 Определение класса механизма

2. Кинематическое исследование плоского механизма

2.1 Основные задачи и методы кинематического исследования механизма

2.2 Построение планов положений механизма

2.3 Определение скоростей точек механизма методом планов скоростей

2.4 Определение ускорений точек механизма методом планов ускорений

3. Силовое исследование механизма

3.1 Определение реакций в кинематических парах структурных групп

4. Геометрический синтез прямозубого внешнего зацепления

###### 4.1 Определение размеров качественных характеристик и вычерчивание нулевого зацепления

4.2 Построение активной части линий зацепления, рабочих участков профилей зубьев и дуг зацепления

4.3 Определение качественных показателей зацепления

Заключение

Список использованных источников

Введение

Основной целью выполнения курсового проекта является изучение общих методов исследования и проектирования механизмов; применение знаний из ранее изученных дисциплин для конструирования, изготовления и эксплуатации машин и любой отрасли промышленности и транспорта.

Задачей данной работы является проведение структурного, кинематического и силового анализа механизма, построение диаграмм и выполнение чертежа зубчатого зацепления.

При выполнении графической части проекта использованы результаты проведенных расчетов.

Постановленные задачи решались с учетом действующих стандартов предприятия СТП ОмГУПС – 1.1 – 02 ОмГУПС – 1.2 – 02 и рекомендация, учитывающих опыт создания подобных устройств.

***1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА***

**1.1 Определение степени подвижности плоского механизма**

Степень подвижности плоских механизмов определяется по формуле
П. Л. Чебышева:

W = 3n – 2P5 – P4 (1.1)

где: W – степень подвижности механизма;

n – число подвижных звеньев механизма;

P5 – число кинематических пар пятого класса;

P4 – число кинематических пар четвертого класса.

Степень подвижности механизма определяет число ведущих его звеньев, т. е. количество звеньев, которым необходимо задать движение, чтобы все остальные звенья двигались по вполне определенным законам.

**1.2 Определение класса механизма**

Класс механизма в целом определяется классом самой сложной его структурной группы.

Механизм раскладывается на структурные группы, начиная с самого удаленного от ведущего звена. При этом всякий раз проверяется степень подвижности оставшегося механизма.

Механизм имеет пять подвижных звеньев, соединенных между собой семью кинематическими парами.

Определяем степень подвижности механизма по формуле:

W = 3n – 2P5 – P4, (1.2)

где n = 5; P5 = 7; P4 = 0,

тогда

W = 3⋅5 – 2⋅7 = 1.

Это значит, что в данном механизме должно быть одно ведущее звено. В качестве ведущего звена принимаем звено 1 – кривошип. Далее раскладываем механизм на структурные группы и, прежде всего, отсоединяем самую удаленную от ведущего звена группу Ассура, состоящую из звеньев 4 и 5 и двух вращательных кинематических пар – IV, VI и одной поступательной VII. Степень подвижности этой группы после присоединения к стойке равна нулю:

W = 3⋅2 – 2⋅3 = 0.

Группа звеньев 4 и 5 (CD) является группой II класса.

Затем отсоединяем группу, состоящую из звеньев 2, 3 и трех кинематических пар – вращательных – II, III, V.

Степень подвижности этой группы после присоединения к стойке, как и в предыдущем случае, равна нулю.

Группа звеньев 2 и 3 (ABO2) является группой II класса.

После отсоединения указанных групп остался исходный механизм, состоящий из кривошипа I (O1A), присоединенного к стойке вращательной парой I, и имеющий степень подвижности:

W = 3⋅1 – 2⋅1 = 1.

Весь механизм является механизмом II класса. Структурная форма для данного механизма составляется в порядке образования механизма (ведущее звено и все группы Ассура по порядку):

[1] – [3; 2] – [5; 4] .

***2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ***

**2.1 Основные задачи и методы кинематического исследования механизмов**

Кинематическое исследование состоит в изучении движения отдельных точек (звеньев) механизма независимо от сил, вызывающих это движение. Основной задачей кинематического исследования является определение:

1. положения всех звеньев при любом мгновенном положении
ведущего звена;
2. траектории движения точек звеньев;
3. линейных скоростей и ускорений точек звеньев;
4. угловых скоростей и ускорений точек звеньев.

Существует три основных метода кинематического исследования механизмов:

графиков (наименее точный и наименее трудоемкий);

планов (более точный и более трудоемкий);

аналитический (самый точный и самый трудоемкий).

Графический метод, основанный на построении графиков законов движений с применением графического дифференцирования, обладает простотой и наглядностью, но имеет недостаточную точность, поэтому в инженерных расчетах применяют графоаналитический метод. Он дает удовлетворительную точность, но требует аккуратного выполнения графических работ и соблюдения масштаба.

Под масштабом подразумевается отношение действительной величины, выраженной в соответствующих единицах, к длине отрезка, изображающего эту величину, выраженной в миллиметрах. При построении кинематических схем и планов положений механизмов определяется масштаб длины, показывающий число метров натуральной величины, соответствующей одному миллиметру чертежа, м/мм:

, (2.1)

где – действительная длина кривошипа, м;

О1А – длина отрезка, изображающего кривошип на чертеже, мм.

При построении планов скоростей и ускорений на чертеже приходится откладывать значения скорости и ускорения в некотором масштабе. Вектор вычисленной скорости точки , м/с, на плане скоростей изображен в виде отрезка произвольной длины, мм, поделив значение скорости на длину этого отрезка, найдем масштаб плана скоростей, м/с ⋅ мм-1:

. (2.2)

Аналогично найдем масштаб плана ускорений, м/с ⋅ мм-1:

 (2.3)

где: аА – вычисленное значение ускорения точки А, м/с2;

 – масштабное значение ускорения точки А, мм.

Истинные значения скорости и ускорения любой точки механизма получают из их масштабных значений путем умножения последних на соответствующий масштаб.

**2.2 Построение планов положений механизмов**

Планом положения механизма называется чертеж, изображающий расположение его звеньев в какой-то определенный момент движения. Отсюда следует, что план положения представляет собой кинематическую схему механизма, вычерченную для заданного положения механизма.

Планы положений механизмов, включающих в себя двухповодковые группы, строятся методом засечек.

Построить план положения механизма для заданного угла поворота ц1 ведущего звена при OA = 0,120 м; AB = 0,580 м;
 OB = 0,660 м;  OC = 0,330 м; CD = 0,600 м; а = 0,350 м; b = 0,430 м;
с = 0,170; б = 210°.

Для построения плана принимаем, что длину кривошипа OA на схеме будет изображать отрезок О1А, длина которого равна 120 мм,
 тогда масштаб плана м/мм. Затем вычисляем значения длины других отрезков, изображающих звенья механизма, которые будем откладывать на чертеже, мм:

 ; ;

 (2.4)



Построение плана начинаем с нанесения элементов неподвижного звена (точек опор О1 и О2 и линии хода ползуна y – y). Под углом б =210° к линии x – x из точки О1 проводим ось ведущего звена и от точки О1 откладываем на ней отрезок О1А, равный длине кривошипа.

Затем определяем положение точки В. Для этого из точки А радиусом АВ и точки О2 радиусом ВО2 делаем засечки. На продолжении звена АВ находим положение точки С. Для того чтобы найти положение точки D, проводим дугу из точки С – радиусом CD. Точка пересечения с линией хода ползуна будет точкой D.

Частота вращения кривошипа О1А n1 = 165 об/мин.

Угловая скорость кривошипа О1А, с-1,

 .

**2.3 Определение скоростей точек механизма методом планов скоростей**

Зная закон движения ведущего звена и длину каждого звена механизма, можно определить скорости его точек по значению и направлению в любом положении механизма путем построения плана скоростей для этого положения. Значения скоростей отдельных точек механизма необходимы при определении производительности и мощности машины, потерь на трение, кинематической энергии механизма; при расчете на прочность и решении других динамических задач.

Построение планов скоростей и чтение их упрощаются при использовании свойств этих планов:

1) векторы, проходящие через полюс PV, выражают абсолютные скорости точек механизма. Они всегда направлены от полюса. В конце каждого вектора принято ставить малую букву a, b, c, ... или другую. Точки плана скоростей, соответствующие неподвижным точкам механизма, находятся в полюсе РV (О1, О2);

2) векторы, соединяющие концы векторов абсолютных скоростей, не проходящие через полюс, изображают относительные скорости. Направлены они всегда к той букве, которая стоит первой в обозначении скорости.

3) каждое подвижное звено механизма изображается на плане скоростей соответствующим одноименным, подобным и сходственно расположенным контуром, повернутым относительно схемы механизма на 90° в сторону мгновенного вращения данного звена. Это свойство плана называется свойством подобия и позволяет легко находить скорость точек механизма.

Находим скорость точки А кривошипа О1А по формуле, м/с:

VA = ω1OA; VA = 17,27 ⋅ 0,120 = 2.0724 (2.8)

Вектор направлен перпендикулярно к оси звена О1А в сторону его вращения. Задаемся длиной отрезка РVа (произвольно), который на плане будет изображать скорость точки А; . Тогда масштаб плана скоростей, м/с ⋅ мм-1,

. (2.9)

Из произвольной точки PV, в которой помещены и точки опор О1, О2, откладываем перпендикулярно к звену О1А отрезок РVа = 70 мм.

 Для дальнейшего построения плана скоростей и определения скорости точки В составляем уравнение:

;(2.10)

где − скорость точки А, известна по значению и направлению;

 – относительная скорость точки В во вращении вокруг точки А.

 - скорость точки О2 (равна нулю);

 - относительная скорость точки В во вращении вокруг точки О2

Относительные скорости и известна по линии действия: перпендикулярна к звену АВ, проводится на плане из точки а (конец вектора ); перпендикулярна к звену ВО2, проводится на плане из точки О2 (в полюсе Рv). На пересечении этих двух линий действия получим точку b конец вектора скорости точки В:

· м/с. (2.11)

Вектор ab изображает скорость точки В в относительном вращении вокруг точки А:

· м/с. (2.12)

Вектор О2В изображает скорость точки В в относительном вращении вокруг точки О2:

=· м/с. (2.13)

Положение точки С находим на плане скоростей по свойству подобия (из пропорции), мм:

 (2.14)

Подставив значения длины звеньев на схеме и длины соответствующих отрезков на плане, определяем место точки С на плане скоростей. Соединив ее с полюсом, определяем значение скорости точки С, м/с:

 . (2.15)

Для определения скорости точки D воспользуемся векторными равенствами:

 (2.16)

где: – скорость точки С, известна по значению и направлению;

 – относительная скорость точки D во вращении вокруг точки С;

Относительная скорость известна по линии действия: перпендикулярна к звену DC, проводится на плане из точки С (конец вектора ). Скорость точки D относительно стойки направлена по линии хода ползуна, проводится на плане из полюса PV параллельно ходу ползуна до пересечения с вектором относительной скорости . Точка пересечения будет точкой d. определяющей конец вектора скорости :

VD = · ; VD = 78 ⋅ 0,013 = 1,014 м/с. (2.17)

Вектор изображает скорость VDC точки D в относительном вращении вокруг точки С:

VDC = · ; VDC = 0,2 ⋅ 0,013 = 0,0026 м/с. (2.18)

Исходя из теоремы подобия (третье свойство плана скоростей), находим на плане точки S1 – S5, соответствующие центрам тяжести звеньев. Соединив их с полюсом PV, определяем скорости центров тяжести звеньев механизма, м/с:

VS = PVS1 · kV; VS = 52·0,013=0,95

VS = PVS2 · kV; VS = 70,5 ⋅ 0,013 = 2,7;

VS = VD; VS = 1,014; (2.19)

VS = PVS4 · kV; VS = 78⋅ 0,013 =1,014

VS = PvS3·kv; VS = 78·0,013=1,014

Пользуясь планом скоростей, определяем угловые скорости звеньев
2, 3, 4, с-1:

 ;

 ; (2.20)

 ;

Угловая скорость ползуна ω5 = 0, так как он движется поступательно по неподвижной направляющей.

Для выяснения направления угловой скорости звена АВ вектор скорости , направленной к точке b плана, мысленно переносим в точку В звена 2 и определяем, что он стремится повернуть это звено вокруг точки А против часовой стрелке. По аналогии определяем направления угловых скоростей звеньев ω4 (против часовой стрелки) и ω3 (против часовой стрелки).

**2.6 Определение ускорений точек механизма методом планов ускорений**

При помощи планов ускорений можно найти ускорения любых точек механизма. Для построения планов ускорений по аналогии с планами скоростей следует пользоваться их свойствами. Свойства такие же, как и у планов скоростей, кроме третьего, где фигура, подобная одноименной жесткой фигуре на плане положений механизма, повернута на угол (180° – ϕ′) в сторону мгновенного ускорения ε данного звена,

где . (2.21)

Поскольку полные относительные ускорения состоят из геометрической суммы тангенциальных и нормальных составляющих, то концы векторов абсолютных ускорений обозначают буквами, соответствующими названию точек.

Считая известными ускорения шарнирных точек
(аО = аО = 0), помещаем их на плане ускорений в полюсе рa. Звено О1А вращается равномерно, поэтому точка А имеет только нормальное ускорение , которое направлено по звену О1А к центру вращения О1 (см. рис. 2.3, в). Определяем его по формуле, м/с2 :

; . (2.22)

Принимаем (произвольно) длину отрезка , изображающего вектор ускорения точки А, равной 180 мм. Тогда масштаб плана ускорений, м/с2⋅мм-1,

; . (2.23)

Из полюса плана ра откладываем параллельно звену О1А в направлении от А к О1.

Рассматривая движения точки В со звеном АВ, составляем векторное уравнение:

, (2.24)

в котором ускорение точки А известно по значению и направлению. Определяем нормальное ускорение точки В относительно А, м/с2 ,

 ; (2.25)

 .

От точки а плана ускорений параллельно звену АВ в направлении от точки В к точке А откладываем вектор , изображающий ускорение аВАn , величина которого:

; мм (2.26)

Через точку n1 проводим перпендикулярно звену АВ линию действия тангенциального ускорения аВАф. Из точки О2 плана ускорений параллельно звену О2В в направлении от В к О2 откладываем вектор , изображающий ускорение аВО2n, величина которого:

 мм (2.27)

Через точку n2 проводим перпендикулярно звену О2В линию действия тангенциального ускорения аВО2ф . На их пересечении получится точка В – кон

ец вектора изображающего ускорение аВ точки В механизма, м/с2:

 . (2.28)

Определяем тангенциальные ускорения и относительные во вращении вокруг точек А и О2, м/с2:

; ;

; ;

 (2,29)



Положение точки С на плане ускорений находим по свойству подобия (из пропорции):

; мм. (2.30)

Соединив ее с полюсом, определяем ускорение точки С, м/с2:

 . (2.31)

Величины ускорений центров тяжести звеньев S1, S2, S3, м/с2:

 ;

 ; (2.32)



Определения ускорения точки D рассматриваем движения точки D со звеньями СD. Составляем векторные уравнения:

; (2.33)

Определяем нормальное ускорение точки D (ускорение точки С известно по значению и направлению), м/с2:

 . (2.34)

На плане ускорений можно выразить:

мм (2.35)

Отложим его параллельно звену CD на плане из точки С в направлении от D к С, а затем перпендикулярно звену CD провести линию действия тангенциального ускорения до пересечения с линией хода ползуна (это будет точка D).

Определим величины ускорений точек D, , , , , м/с2:

 ;

 (2.36)

 ;

 ;

 ;

Определяем угловые ускорения звеньев.

Угловое ускорение ε1 ведущего звена О1А, совершающего равномерное движение, равно нулю.

Угловое ускорение звена 2, с-2 ,

 . (2.35)

Для определения направления углового ускорения ε2 звена 2 надо мысленно перенести вектор тангенциального ускорения в точку В. В направлении этого вектора точка В вращается относительно точки А против часовой стрелки.

По аналогии определяем значения и направления угловых ускорений звеньев 4 и 5, с-2:

; (по часовой стрелки);

; (по часовой стрелки). (2.36)

***3. СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ***

В задачу силового исследования входит определение:

1) сил, действующих на звенья механизма;

2) реакций в кинематических парах;

3) уравновешивающей силы (момента).

Силовой анализ основан на принципе Даламбера. Сущность его заключается в том, что каждое звено может рассматриваться в условном статическом равновесии, если к нему помимо всех действующих внешних сил приложить инерционную нагрузку в виде силы инерции и момента пары сил инерции. При этом условии для каждого звена справедливы равенства:

 , (3.1)

поэтому неизвестные силы (реакции в кинематических парах) могут определяться методом статики.

Для проведения силового анализа кинематическая цепь должна быть статически определимой, т. е. число неизвестных параметров реакций должно быть равно количеству уравнений статики, которые можно составить для их определения.

Начинать силовой анализ необходимо с наиболее удаленной от ведущего звена структурной группы.

**3.1 Определение реакций в кинематических парах структурных групп**

Чтобы определить величины и направления сил инерции, надо знать ускорения и массы звеньев. Ускорения известны из плана ускорений механизма. Определяем вес каждого звена, Н:

;

;

; (3.2)

;

;

где - длина звеньев, мм.

Определяем массу каждого звена, кг**:**

; ;

;;(3,3)

.

Определяем силы инерции звеньев, Н:

;

;

;(3.4)

;

.

Определяем момент пары сил инерции для звеньев CD, О2B и AВ, совершающих сложное движение:

звено АВ-

 (3.5)

звено О2B**-**

;

 ; (3.6)

звено СD-

(3.5)

Силовой расчет механизма начинаем с наиболее удаленной от ведущего звена группы Ассура 4 – 5 (CD), состоящей из звеньев 4 и 5, двух вращательных кинематических пар – С и D, и одной поступательной (при движении ползуна по направляющей).

Группу CD вычерчиваем отдельно в масштабе схемы механизма и в том же положении. Прикладываем к ней вместо связей две реакции:

F65 – в поступательной паре, другую F34 в шарнире С, неизменные по величине и направлению. Реакцию F34 представляем в виде двух составляющих: тангенциальной , направленной перпендикулярно к оси звена CD, и нормальной − вдоль звена CD.

Кроме этого прикладываем силы веса F4 и F5 в центрах тяжести и силы инерции: − против ускорения тяжести S4 ; − против ускорения ползуна . Момент инерции заменяем парой сил: , приложенной в точке С против направления углового ускорения звена 4 (ε4), и − в точке D.

Для определения реакций в кинематических парах составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу 4 – 5 по порядку звеньев:

. (3.7)

Силы и в уравнение не вписаны, так как они решается построением плана сил, и эти силы взаимно уравновешивают друг друга, но для определения эти силы надо знать, Н:

; ; (3.8)

Определяем , входящую в уравнение равновесия, составив уравнение моментов всех сил, действующих на звено CD, относительно точки D:

; (3.9)



 Н.

Поскольку составляющую получилась со знаком плюс, то это значит, что ее действительное направление совпадает с выбранным.

Исходя из значений сил, входящих в уравнение равновесия, Н:

; ; ; ;

***; ;*** (3.10)

задаемся масштабом плана сил , Н/мм.

Максимальной силой является сила полезного сопротивления, которую в примере изобразим вектором длиной 250 мм. Получаем масштаб плана сил, Н ⋅ мм-1:

. (3.11)

Вычисляем длины векторов, мм, изображающих эти силы, поделив их численные значения на масштаб:

 ; ;

 ; (3.12)

 (задались);

От произвольной точки – полюса плана сил – параллельно силе откладываем вектор изображающий эту силу; от конца вектора параллельно силе откладываем в том же направлении вектор и далее векторы всех сил. Через точку а параллельно звену СD проводим линию действия , а через конец вектора перпендикулярно к направляющей ползуна – линию действия силы . Точка пересечения этих линий действия определяет силы , , Н:

 ; (3.13)

 ;



Далее следует отсоединить группу Ассура АВСО2, состоящую из звеньев 2 и 3, вычертить ее в масштабе. В соответствующих точках приложить действующие силы: . Реакцию в шарнире А и О2 представить в виде двух составляющих – , , , . Реакцию со стороны звена 4 на звено 3 , полученную из плана сил группы Ассура CD, приложить в обратном направлении в точке С звена 2 .

Составляем векторное уравнение равновесия сил, действующих на группу Ассура 2 – 3 , по порядку звеньев:

. (3.17)

Силы ,, и в уравнение не вписываем, так как это уравнение решается построением плана сил, и они взаимно уравновешивают друг друга. Но для определения и эти силы надо знать, определяем их, Н:

 (3.1)

;

Из уравнения моментов относительно точки В для звена 2 определяем составляющую , Н:

 (3.19)

отсюда,

; (3.20)

Размеры плеч снимаем с чертежа в миллиметрах. Поскольку знак составляющей изменился, то ее действительное направление не соответствует выбранному.

Определяем тангенциальную составляющую из уравнения моментов относительно точки В для звена 3:

;

 (3.21)

Плечи , , снимаем с чертежа в миллиметрах. Поскольку составляющая получилась со знаком минус, то это значит, что её действительное направление не совпадает с выбранным.

Выписав значения всех сил, Н, действующих на группу Ассура, по максимальной из них задаемся масштабом. Максимальную силу F43 изобразим вектором, длина которого 308 мм (произвольно), тогда:

 Н/мм. (3.22)

Вычисляем длины векторов, изображающих эти силы, мм:

 ; ;

 ; (3.23)

 ; ;



Строим план сил, из которого определяем нормальные составляющие и результирующие величины давлений в шарнирах В и О2:

 (3.24)



Расчет ведущего звена производим с учетом действующих на него сил: ,,,,Сила известна по значению и направлению, а силы и неизвестны.

Для определения значения составляем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 1, относительно точки О1:

; (3.25)

 Н.

Определяем реакцию по значению и направлению путем построения плана сил согласно векторному уравнению Н :

. (3.26)

Выписав значения всех сил, Н, по максимальной из них задаемся
масштабом. Изобразим F21 = 2650.8Н вектором длиной 100 мм, тогда

 Н/мм. (3.27)

Вычисляем длины векторов всех сил для плана, мм:

 ; (задались)

 (3.28)

Из плана сил определяем:

 (3.29)

***4.ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРЯМОЗУБОГО ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ***

Задачей синтеза является определение размеров и качественных показателей (коэффициента перекрытия, относительного скольжения и удельного давления) зубчатого зацепления.

В данной работе выполнен синтез двух зацеплений: нулевое и неравносмещенное.

Проектируя зубчатые колеса необходимо учитывать кроме геометрических и динамических условий, технологический процесс их изготовления. Эвольвенты профилей зубчатых колес нарезают методами копирования и обкатки.

В данной работе предусматривается геометрический расчет – выбор основных геометрических параметров, определение размеров колес и проверка качественных показателей для нулевого и неравносмещенного зацепления.

**4.1 Определение размеров, качественных характеристик и вычерчивание нулевого зацепления**

Характерные особенности этого зацепления: делительные окружности колес являются также начальными окружностями; угол зацепления равен профильному углу инструментальной рейки; толщина зуба и ширина впадины равны между собой и равны половине шага зацепления.

Для проектирования зубчатой передачи задан модуль зацепления m=6мм, число зубьев колеса Z1=25 и передаточное число u=1,5.

Из уравнения u= Z2/ Z1

Z2= Z1 u; Z2= (4.1)

Определим некоторые основные параметры:

- межосевое расстояние

 мм; (4.2)

- передаточное отношение

 (4.3)

Определение размеров зацепления:

X∑=0; Х1=Х2=0 – коэффициент смещения;

а = ш = 0;

- шаг зацепления (окружной) по делительной окружности

 мм; (4.4)

- радиус делительной окружности:

 мм; (4.5)

 мм;

- окружная делительная толщина зуба:

 мм; (4.6)

- радиус окружности впадин:

 где =1, =0,25; мм; (4,7)

 мм;

-радиус начальной окружности:

 мм; (4.8)

 мм;

- глубина захода зубьев:

 мм; (4.9)

- высота зуба:

 мм; (4.10)

- радиус окружности вершин:

 мм; (4.11)

 мм.

**4.2 Построение активной части линии зацепления, рабочих участков профилей зубьев и дуг зацепления**

Активная часть линии зацепления – это отрезок теоретической линии N1N2 зацепления, расположенный между точками пересечения ее с окружностями вершин колес. Если ведущим является первое колесо, и оно вращается по часовой стрелке, то в точке *а* начинается и в точке *в* заканчивается.

Рабочие участки профилей зубьев – это такие участки, которые участвуют в зацеплении. Чтобы их найти, нужно на профиле зуба первого колеса найти точку, сопряженную с крайней точкой головки второго колеса – точку, сопряженную с крайней точкой головки первого колеса. Для этого через точку *а* из центра О1 проводим дугу радиусом *О1а* до пересечения в точке А1 с профилем зуба первого колеса и через точку *в* из центра О2 – дугу радиусом *О2в* до пересечения в точке В2 с профилем зуба второго колеса. Участки А1В1 и А2В2 профилей зубьев являются рабочими участками профилей. На чертеже нужно провести линии, параллельные А1В1 и А2В2, на расстоянии 1,5-2 мм и заштриховать полоски. Длины рабочих участков не равны между собой, так как сопряженные профили не являются центроидами.

*Дуга зацепления.* Каждая из дуг начальных окружностей, которые перекатываются одна по другой за время зацепления одной пары сопряженных профилей, называется дугой зацепления. Так как начальные окружности перекатываются друг на друга без скольжения, то дуги зацепления для обоих колес равны между собой.

*Построение дуги зацепления:* через крайние точки А1 и В1 рабочего участка профиля первого колеса проводим направление вогнутости нормали к этому профилю (они являются касательными к основной окружности первого колеса). Точки *а1* и *в1* – это пересечение этих нормалей с начальной окружностью первого колеса. Дуга *а1в1* является дугой зацепления на начальной окружности первого колеса.

**4.3 Определение качественных показателей зацепления**

Качественные показатели зацепления – это коэффициенты перекрытия , относительного скольжения и удельного давления .

*Коэффициент перекрытия –* это отношение длины к дуге зацепления или активного участка линии зацепления к длине шага по начальным окружностям колёс:

 (4.24)

Коэффициент перекрытия можно подсчитать по формуле:

. (4.25)

Определив коэффициенты перекрытия двумя способами, сравнивают их и определяют относительную ошибку, которая не должна превышать 5 %.

Нулевое зацепление:

; (4.26)

Ошибка: .

Коэффициент перекрытия показывает число пар профилей зубьев, находящихся в зацеплении одновременно.

*Коэффициенты относительного скольжения*. Вредное влияние скольжения характеризуется коэффициентами относительного скольжения и , которые определяются по формулам:

;

; (4.28)

; ,

где = - длина теоретической линии зацепления, мм;

 – расстояние от точки касания теоретической линии зацепления с основной окружностью первого колеса, отсчитываемое в направлении к точке .

Значения коэффициентов и

*Коэффициент удельного давления.* Этот коэффициент имеет большое значение при расчёте зубьев на контактную прочность. Определяется по формуле:



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 10,8 | 14 | 18 | 22 | N1P 25,6 | 30 | 34 | 39,8 | 64,4 |
|  | - | -2,26 | -1,36 | -0,69 | -0,26 | 0 | 0,245 | 0,412 | 0,593 | 1 |
|  | 1 | 0,694 | 0,578 | 0,41 | 0,211 | 0 | -0,32 | -0,7 | -1,45 | -∞ |
|  |  | 0,667 | 0,548 | 0,463 | 0,414 | 0,389 | 0,374 | 0,734 | 0,395 | - |

Заключение

Используя графические и расчетно-графические методы анализа курса ТММ, определенны скорости, ускорения, силы инерции звеньев механизма, давление в кинематических парах. Определенны параметры нулевого зацепления зубчатых колес.

По результатам расчетов выполнен чертеж зубчатого зацепления, построены диаграммы относительного скольжения, с помощью которых исследовано влияние скоростей скольжения на качества работы передачи. Определенны теоретическое и действительное значение коэффициента перекрытия, установлена зависимость его от угла зацепления и модуля передачи.

Результаты проектирования можно использовать для создания опытного образца механизма.

Список использованных источников

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1988. 640с
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие для вузов/ А.С. Кореняко, Л.И. Кременштейн, С.Д. Петровский и др. Киев: Высшая школа. 1980, 332 с.
3. Структурный кинематический и силовой анализ механизма. Синтез зубчатой передачи: Методические указания к выполнению контрольной работы и курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин». Т.В. Вельгодская. ОмГУПС. Омск, 2010, 51 с.
4. Анализ и синтез плоских рычажных механизмов. Часть 1: Методические указания к выполнению курсового проекта/ Н.В. Ковалева, А.В. Бородин, Т.В. Вельгодская; ОмГУПС. Омск, 2003, 43 с.
5. Геометрический синтез прямозубого внешнего зацепления. Часть 2: Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теория механизмов и машин»/ Т.В. Ковалева, А.В. Бородин; ОмГУПС. Омск, 2005, 31 с.