|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  *№* | *Название этапа* *курсового проекта (работы)* | *Срок выполнения этапов проекта (работы)* | *Примечание* |
| *1,* | *Определение законов*  *движения ведущего звена* |  |  |
|  |  |  |  |
| *2.* | *Кинето-статическое исследование механизма* |  |  |
|  |  |  |  |
| *3.* | *Синтез зубчатой передачи* |  |  |
|  |  |  |  |
| *4,* | *Динамический синтез кулачкового механизма* |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |

 ***Календарный план***

*Студент\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_*

*Руководитель проекта\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_*

*\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_*

*Этапы выполнения курсового проекта*

1. *Определения законов движения механизма*

 *срок сдачи*

1. *Кинетостатическое исследование механизма*

 *срок сдачи*

1. *Синтез зубчатой передачи*

 *срок сдачи*

1. *Синтез кулачкового механизма*

 *срок сдачи*

 *Защита курсового проекта с недели*

***РЕФЕРАТ***

*Курсовой проект из пояснительной записки ( страниц 64 , таблиц 14 , использованной литературы 10 ) и четырех листов чертежей формата А1.*

 *При выполнении курсового проекта осуществлена работа в следующем объеме:*

 *а) динамический синтез рычажного механизма*

 *б) определен закон движения начального звена*

 *в) силовой анализ рычажного механизма*

 *г) проектирование картины эвольвентного зацепления*

 *д) динамический синтез кулачкового механизма*

***Введение***

 *В настоящее время важную роль приобретает качество подготовки инженера, который должен владеть современными методами расчёта и конструирования новых быстроходных и высокопроизводительных машин.*

 *Углублению и обобщению теоретических знаний, их применению на практике способствует выполнение студентами курсового проекта по теории механизмов и машин. Основная цель курсового проектирования — это научиться использовать общие методы проектирования и исследования механизмов для создания машин различного назначения. При выполнении курсового проекта студент сталкивается с комплексным решением с комплексным решением конкретной инженерной задачи. При этом он усваивает навыки работы со следующими основными направлениями:*

* *проектирование структурной и кинематической схем рычажного механизма по заданным условиям;*
* *анализ режима движения механизма при действии заданных сил;*
* *силовой анализ механизма;*
* *проектирование зубчатых передач;*
* *расчёт оптимальной геометрии зубчатых зацеплений;*
* *уравновешивание механизмов с целью уменьшения динамических нагрузок на фундамент и уменьшения сил в кинематических парах;*
* *динамический синтез кулачковых механизмов;*
* *определение мощности и выбор типа электродвигателя.*

***Содержание***

 ***Введение****................................................................................................................*

*1 Определения закона движения начального звена механизма …...……….…..*

*1.1 Описание схемы механизма и данные для расчета …...................................*

*1.2 Структурный синтез механизма……………………..………………………..*

*1.3 Построение плана положений механизма…………………………………..*

*1.4 Построение планов возможных скоростей……….………………………...*

*1.5 Построения графика приведенных,*

 *моментов сил полезного сопротивления и тяжести ………………………*

*1.6 Построения графика работ………………………..........................................*

*1.7 Построения графика кинетической энергии механизма.............................*

 *1.8 Построения графика приведенных инерции звеньев второй группы и приближоного графика кинетической энергии звеньев этой группы….…*

*1.9 Построения графика кинетической энергии звеньев первой группы…….*

*1.10 Определения приведенного момента инерции первой группы …….……*

*1.11 Определения угловой скорости начального звена .………………………*

*1.12 Определения углового ускорения начального звена………….………….*

*1.13 Выбор электродвигателя………………………………………..…………..*

*2 Кинетостатическое исследование механизма……………………………….*

*2.1 Исходные данные для проектирования ….…………………………..*

*2.2 Построение плана положений механизма для заданной*

 *координаты φ1………………………………………………………….*

*2.3 План скоростей механизма ……………………………………………...*

*2.4 План ускорений механизма……………………………………………...*

*2.5 Определение сил инерций звеньев………………………………………*

*2.6 Силовое исследование структурной группы 2-го класса 2-го*

 *порядка 2-го вида…….…………….…….……………………………...*

 *2.6.1 Схема силового нагружения структурной группы ………………..*

 *2.6.2 Определения тангенциальной составляющей реакции  ………*

 *2.6.3 Определения нормальной составляющей реакции  и*

 *реакции ……………………………………………..……………*

 *2.7 Кинетостатика ведущего звена ………………………………………..*

 *2.8 Проверка силового расчета ……………………………………………*

 *3. Синтез зубчатой передачи……………………………………………………*

 *3.1 Исходные данные для проектирования зубчатой передачи ……………….*

 *3.2 Параметры исходного производящего контура …………………………..*

 *3.3 Выбор коэффициента смещения …………………………………………..*

 *3.4 Расчет геометрических параметров зубчатой передачи……………….....*

 *3.5 Вычерчивание картины эвольвентного зацепления………………………*

 *3.6 Показатели качества работы зубчатой передачи………………………….*

 *3.6.1 Коэффициент перекрытия………………………………………………*

 *3.6.2 Коэффициент удельного относительного скольжения профилей……*

 *4. Динамический синтез кулачкового механизма……………………………..*

 *4.1. Исходные данные и этапы синтеза кулачковых механизмов……………….*

 *4.2. Построение кинематических диаграмм движения выходного звена………*

 *4.3. Определение минимального радиуса кулачка………………………..…….*

 *4.4. Построение центрового профиля кулачка……………..……………………*

 *4.5. Определение жесткости замыкающих пружин……………………………..*

 *Заключение……………………………………………………………………….*

 *ГОСТы…………………………………………………………………………….*

 *Список литературы……………………………………………………………….*

***1 Определения закона движения начального звена механизма***

* 1. *Описание схемы механизма и данные*

*Описание механизма действия плунжерного насоса*

 *Пресс автомат предназначен для односторонего прессования порошков метала и других материалов.*

*От вала электродвигателя вращения передается через двухрядный планетарный редуктор с двумя внутреними зацеплениями и пару прямозубых колес а и в кривошипу 1 шестизвеного рычажного механизма. Прессование порошка в матрице происходит при движении ползуна вниз, и при этом движении усилия пресования изменяется согласно графику F=f(SD)*

*Кулачковый механизм с качающимся толкателем предназначен для выталкивания из матрицы спресованого изделия.*

*Закон изменения аналога ускорения коромысла для фазы подьема задан диаграммой*

*На фазе опускания аналог ускорения коромысла изменяется симетрично*

******

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Параметры* | *Обозначение* | *Единица* | *Числовое значение* |
| *Длина кривошипа OA* |  | *м* | *0,12* |
| *Длина кривошипа AB* |  | *м* | *0,68* |
| *Частота вращения кривошипа и кулачка* |  | *мин-1* | *150* |
|  |  |  |  |
| *Сила тяжести:**Шатуна* |  | *Н* | *800* |
| *Ползуна* |  | *Н* | *300* |
| *Момент инерции шатуна* |  |  | *4* |
| *Максимальное усилие* | *Fmax* | *H* | *40000* |
| *Угловая координата кривошипа при силовом расчете* |  | *…0* | *30* |

***1.2 Структурный синтез механизма***

 *Кинематические пары, служащие для подвижного соединения звеньев, их класс, номера и название звеньев, образующие кинематические пары , приведены в таблице 1.2.*

 *Степень подвижности плоского механизма определяются по формуле Чебышева [1] [2].*

 ***Таблица кинематических пар***

 *Таблица 1.2.*

|  |  |
| --- | --- |
| *Кинематические пары* | *Наименование звеньев образующих кинематическую пару.* |
| *Обозначение* | *Класс* |
|  | *5* | *Стойка 0 и Кривошип 1**вращательная* |
|  | *5* | *Кривошип 1 и Шатун 2**плоскопараллельная* |
|  | *5* | *Шатун 2 и Ползун 3**поступательная* |
|  | *5* | *Ползун 3 и Стойка 0**поступательная* |

*Степень подвижности механизма определяем по формуле:*

*W= 3n – 2P5 - P4 (1.1)*

*где n=3 – число подвижных звеньев;*

 *P5 =4 – число кинематических пар пятого класса;*

 *P4 =0 – число кинематических пар четвёртого класса;*

*Степень подвижности механизма показывает сколько ведущих звеньев у механизма и сколько нужно двигателей для этого механизма.*

*Подставив данные в формулу (1.1), найдём:*

 *W = 3\*3 – 2\*4 – 0 = 1*

 *Следовательно, при известном законе движения кривошипа рассматриваемая кинематическая цепь является механизмом, т.е. законом движения остальных звеньев механизма вполне определены.*

 *Класс и порядок механизма определим, рассмотрев образование структурной схемы механизма путём применения к начальному звену группы Асура.*

***Схема образования механизма имеет вид:***

 *а) б)*

***Рис.1.1***

***Схема образования механизма***

*а) Механизм 1- го класса, 1- го порядка;*

*б) Группа 2- го класса, 2- го порядка, 2 -го вида.*

*Таким образом, механизм является механизмом 2- го класса 2- го порядка.*

*Формула строения механизма имеет вид:*

 *Механизм = первичный механизм (0 + 1) 1клас. 1поряд. ―› структурная группа (2 + 3 ) 2 клас. 2 поряд. 2 вида.*

 *Данный механизм 2- го класса, 2- го порядка.*

* 1. ***Построение плана положений механизма***

 *Это построение производим в такой последовательности:*

 *Выбираем масштабный коэффициент длины, который должен соответствовать стандартному масштабу машиностроительного черчения по ГОСТ 2.302-68 (СТСЭВ 1180-78)*

 *Один из размеров, например, отрезок АВ=200 мм произвольно .*

 *Тогда масштабный коэффициент определяется по формуле (1.2) :*

 * (м/мм) (1.2)*

 *В принятом масштабе длин размеры звеньев механизма на чертеже будут иметь следующие значения:*

 * (мм) (1.3)*

 *Наносим на лист неподвижную ось О и проводим горизонтальную линию α­α .*

 *Далее из т.О радиусом ОА проводим окружность которую описывает т.А кривошипа 1. Затем вычерчиваем механизм в произвольном положении, за которое принимаем положения кривошипа ОА, определяемое заданным углом φ = 90º. Из т.А проводим окружность радиуса АВ до пересечения с α­α и получаем т.В, которая одновременно принадлежит α­α , ползуну 3 и кривошипу 2.*

 *Для построения планов положения механизма разделим траекторию, описываемую т.А1 кривошипа в направлении его вращения, начиная от т.А0 на 12 равных частей (считая вращение кривошипа равномерномерным). Далее описанным выше методом строим 12 положений звеньев механизма. Выделяем на плане (более толстой обводкой) схему схему механизма в заданном положении и отмечаем на нём положения центров масс звена т.S2.*

***1.4 Построение плана возможных скоростей механизма***

 *Дан кривошипно-ползунный механизм и следующие его параметры звеньев рычажного механизма lAB = 800 мм ; lOA = 150 мм. Частота вращения кривошипа n1 = 200 мин-1.*

 *Находим угловую скорость ω1 по формуле (1,4):*

* (n -1) (1.4)*

 *По направлению скорость т.А перпендикулярна кривошипу ОА и направлена в сторону угловой скорости ω1  и вычисляется по формуле:*

*VA= ω1 \* lOA  = 15,70796\* 0,12 = 1.8849 (м/c) (1.5)*

 *Для построения планов скоростей найдём масштабный коэффициент скорости μV по формуле:*

*  (м / мм \* с) (1.6)*

*где :*

 *Ра - длина вектора скорости т.А на плане скоростей, мм*

 *Va – скорость т. А*

*Вн – точка направляющая, с которой в данный момент совпадает с точкой Р. Точка В одновременно принадлежит звеньям 2 и 3. Звено 3 совершает плоскопараллельное или поступательное движение. Воспользуемся теоремой о сложении скоростей при плоском движении тела.*

***Определяем модули скоростей****.*

*Скорость точки В равна :*

 *  (1.12)*

*Скорость точки S равна :*

 *  (1.13)*

*Вращательная скорость кривошипа ВА равна :*

 *  (1.14)*

*где :*

 *длины отрезков взятые из плана скоростей*

*Определяем угловую скорость шатуна  по модулю :*

 *  (1.15)*

***1.5 Построение графика приведенных моментов сил полезного сопротивления и тяжести.***

*Известно, что приведенный момент сил, условно прикладывается к начальному звену 1 (звену приведения), определяется из равенства элементарной работы сил и моментов пар сил, действующих на звенья механизма.*

*Равенство элементарных работ сил при стационарных геометрических связей одновременно означает равенство их мгновенных мощностей.*

*  (1.19)*

*Тогда приведенный момент сил определяется по формуле :*

 * (1.20)*

*где :*

 *Fn  — приведенная к т. А сила от сил полезного сопротивления.*

 * — размер звена ОА рычажного механизма, м*

*По теории Жуковского, если силу, приложенную к какой либо точке звена плоского механизма, перенести в одноименную точку плана скоростей, повернув её на 90о , то момент этой силы относительно полюса плана будет пропорционален её мощности.*

*Следуя этой теории, определяем приведенную силу Fn . Для этого в одноименные точки планов скоростей прикладываем силу тяжести G2 , и силу полезного сопротивления Fnc , предварительно повернув их на 90 в направлении вращения кривошипа.*

*Определяем приведенный момент  от силы полезного сопротивления по формуле :*

 * (1.21)*

*где :*

 *Fnc — сила полезного сопротивления, Н*

 *— длины отрезков, взятые из плана возможных скоростей, мм*

 * — размер звена ОА рычажного механизма, м*

*Сила F nc  будет вычисляться по формуле :*

 *  координату (1.22)*

*Результаты расчетов по формулам (1.21) и (1.22) сводим в таблицу 1.4*

***Таблица приведенного момента сил сопротивлений***

 *Таблица 1.4*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *Fпс* | *loa* | *Pb* | *Pa* | *МпсF* |
| *1* | *0* | *0,12* | *40,37* | *70* | *0* |
| *2* | *0* | *0,12* | *66,04* | *70* | *0* |
| *3* | *0* | *0,12* | *70* | *70* | *0* |
| *4* | *0* | *0,12* | *55,42* | *70* | *0* |
| *5* | *0* | *0,12* | *29,63* | *70* | *0* |
| *6* | *0* | *0,12* | *0* | *70* | *0* |
| *7* | *2234* | *0,12* | *29,63* | *70* | *-113,474* |
| *8* | *8640* | *0,12* | *55,42* | *70* | *-820,849* |
| *9* | *18218* | *0,12* | *70* | *70* | *-2186,16* |
| *10* | *28671* | *0,12* | *66,04* | *70* | *-3245,88* |
| *11* | *36867* | *0,12* | *40,37* | *70* | *-2551,41* |
| *12.0* | *40000* | *0,12* | *0* | *70* | *0* |
| *k* | *2234* | *0,12* | *29,63* | *70* | *-113,474* |

*По данным находим приложенный момент  от силы G2 по формуле :*

 * (1.23)*

*где :*

 *G2 –сила тяжести звена 2 , Н*

 *lOA — размер звена ОА рычажного механизма, м*

 * , PS2 –длина вектора из плана скоростей, мм*

 *G2 ^ PS2—угол между силой тяжести и вектором PS*

 *Результаты расчетов сводим в таблицу (1.5)*

***Таблица приведенного момента*** ** ***от силы*** *G2*

 *Таблица 1.5*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *G2\*loa* | *loa* | *ps2* | *Pa* | *G2^Ps2* | *cos(G2^PS2)* | *Mg2* |
| *1* | *96* | *0,12* | *48,36* | *70* | *51,54* | *0,62232515* | *4,952883149* |
| *2* | *96* | *0,12* | *65,7* | *70* | *74,47* | *0,2683777* | *2,901791669* |
| *3* | *96* | *0,12* | *70* | *70* | *90* | *0,00079633* | *0,009173684* |
| *4* | *96* | *0,12* | *60,6* | *70* | *107,6* | *-0,3014623* | *-3,00649179* |
| *5* | *96* | *0,12* | *44,31* | *70* | *134,3* | *-0,6975643* | *-5,08675076* |
| *6* | *96* | *0,12* | *35* | *70* | *0* | *1* | *5,76* |
| *7* | *96* | *0,12* | *44,31* | *70* | *134,3* | *-0,6975643* | *-5,08675076* |
| *8* | *96* | *0,12* | *60,6* | *70* | *107,6* | *-0,3014623* | *-3,00649179* |
| *9* | *96* | *0,12* | *70* | *70* | *90* | *0,00079633* | *0,009173684* |
| *10* | *96* | *0,12* | *65,7* | *70* | *74,47* | *0,2683777* | *2,901791669* |
| *11* | *96* | *0,12* | *48,36* | *70* | *51,54* | *0,62232515* | *4,952883149* |
| *12.0* | *96* | *0,12* | *35* | *70* | *180* | *-0,9999987* | *-5,75999269* |
| *k* | *96* | *0,12* | *44,31* | *70* | *134,3* | *-0,6975643* | *-5,08675076* |

*Определяем суммарный приведенный момент  от сил сопротивления и сил тяжести по формуле :*

 * (1.24)*

*где :*

 * - приложенный момент  от силы G2*

 * - приведенный момент  от силы полезного сопротивления*

*Так как механизм расположен горизонтально, то момент = 0, тогда суммарный момент  будет равен :*

* (1.24(а))*

*Результаты расчетов сводим в таблицу (1.6)*

***Таблица суммарного приведенного момента от сил сопротивления и сил тяжести.***

 *Таблица 1.6*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *МпсF* | *Mg2* | *MΣ* | *YmF* |
| *1* | *0* | *4,9528831* | *4,952883* | *0,152726* |
| *2* | *0* | *2,9017917* | *2,901792* | *0,089479* |
| *3* | *0* | *0,0091737* | *0,009174* | *0,000283* |
| *4* | *0* | *-3,006492* | *-3,006492* | *-0,09271* |
| *5* | *0* | *-5,086751* | *-5,086751* | *-0,15685* |
| *6* | *0* | *5,76* | *5,76* | *0,177614* |
| *7* | *-113,474* | *-5,086751* | *-118,5612* | *-3,65593* |
| *8* | *-820,849* | *-3,006492* | *-823,8559* | *-25,4043* |
| *9* | *-2186,16* | *0,0091737* | *-2186,151* | *-67,4117* |
| *10* | *-3245,88* | *2,9017917* | *-3242,983* | *-100* |
| *11* | *-2551,41* | *4,9528831* | *-2546,454* | *-78,522* |
| *12.0* | *0* | *-5,759993* | *-5,759993* | *-0,17761* |
| *k* | *-113,474* | *-5,086751* | *-118,5612* | *-3,65593* |

*Для построения графика находим максимальное значение по модулю приведенного суммарного момента :*

 *= -3242.983(Н \* м)*

*Пусть это максимальное значение на чертеже обозначатся ординатой Y. Для вычесления масштабного коэффициента принимаем что Ymax = 100 мм, тогда масштабный коэффициент  будет равен :*

 * (Н \* м / мм) (1.25)*

*Заполняем четвертую строку таблицы. Для этого каждое числовое значение строки три делим на числовое значение  результат записываем в строку четыре.*

*Рис. 3 Диаграмма приведенных моментов сил сопротивления и сил тяжести.*

***1.6 Построение графиков работ***

*График работы сил сопротивления Ас = Ас( φ1) строем графические интегрированным методом хорд графика приведенных моментов сил сопротивления Мnc = Mnc( φ1).*

*Графическое интегрирование проводим в последовательности:*

*1.) Из середины интервалов 0..1 , 1..2 оси абсцисс графика Мnc = Mnc( φ1) восстанавливаем перпендикуляры до пересечения с кривой в точках a, b*

*2.) Из точек a, b проводим прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с осью ординат в точках с.d…;*

*3.) Соединяем произвольно взятую точку Р на продолжение оси абсцисс с точками с,d лучами;*

*4.) На графике работ из точки О – начала координат . проводим хорду в интервале 0...1. параллельную лучу Рd и т.д.*

*Полученные точки ос’d’ соединяем главной кривой, которая предоставляет собой зависимость Ас = Ао(φ1).*

*Масштабный коэффициент этого графика определяется по формуле*

*µа= µм \* µφ. \* Н (1.26)*

*где :*

 *Н= 50 - полюсное расстояние при графическом интегрирования выбираемо произвольно, мм*

*Найдем масштабный коэффициент по оси абсцисс по формуле :*

* ( рад / мм ) (1,26)(а)*

 *Тогда коэффициент графика работ будет равен :*

 *µА = \* 0,0349 \* 50 =56.59 ( Дж / мм ) (1.27)*

*Так как до цикл установки установившегося движения работа движущих сил по абсолютной величины равно работе сил сопротивления, т, е*

*|Аq| = |Ас|, то ордината YAC12’  графика работ сил сопротивления в конце цикла будет одновременно в том же масштабе µа изображать роботу движущих сил за цикл, но взятую с обраным знаком, т.к. Ас = - Аs .  Изобразим работу движущих сил ее истеным знаком и покажем зависимость Ад = Aд (φ) для чего отложим ординату YAC12’ 12-12 вверх от оси абсцисс. Принимаем момент движущих сил за цикл величиной постоянной, зависимость*

*Ад= Aд (φ) выразится наклонной прямой, соединяющей начало координат с точкой 12’ - концомкоординате YAC12’  в конце цикла.*

*Графическим дифференцированием Мnд = Mnд(φ) от угла кривошипа. Для построения графика Мnд - Mnд(φ1) необходимо из полюса Р провести луч РД до пересечения с осью ординат графика приведенных моментов сил проведенного параллельно наклонной прямой 0-12” графика Ад = Aд (φ). Луч РД отсекает на начальной ординате отрезок Ymo , изоброжающийся в масштабе µм  приведенный момент движущих сил .*

*Отрезки Yмді  будут одинаковые для всех положений механизма, а по-этому Mng  изображается горизонтальной прямой.*

***1.7 Построение графика кинетической энергии механизма.***

*График приращение кинетической энергии механизма  строим алгебраическим сложением в каждом положении ординат работы движущих сил и сил сопротивления. Для этого на графике Ас = Ас(φ) проведем вспомогательную линию, изображающую зависимость -Ад = -Aд. . Алгебраическая сумма ординат Ті этих соотвествующих точках деления оси абсциса заключна между кривими*

*Ас = Ас(φ) и -Ад = -Aд(φ1). и изображаем в масштабе μт= μа текущее значение прощение кинетической энергии   механизма. Отрезки , расположение ниже прямой (-Ад ) на графике откладываются вниз оси φ1 и выше вверх.*

*В рассматриваемом случае все отрезки Y откладываем вверх и вниз от оси φ.*

 *Поскольку  , то для получения зависимости  следует ось абсцисс графика  перенести вниз на величину ординаты Уто , соответствующей начальному значению кинетической энергии Т0 . Значения Т0 неизвестно и его необходимо найти.*

* 1. ***Построение графика приведенных моментов инерции звеньев второй группы и кинетической энергии звеньев этой группы.***

*Приведенных моментов инерции механизма можно представить в виде двух слагаемых.*

 *Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий звеньев механизма.*

*В соответствии с определением :*

 * (1.26)*

*Звено 1. Участвует в вращательном движении.*

*Звено 2. Участвует в плоском движении.*

*Звено 2. Участвует в поступательном движении.*

 *Кинематическая энергия звена в общем виде вычисляется по формуле :*

 * (1.27)*

*где :*

 *ISI – момент инерции звена относительно оси проходящей через центр масс звена IS.*

 *Если звено совершает только вращательное движение, то VSI = 0 , тогда*

 * (1.28)*

*Нам известны IS1 , IS2. G 2 , G 3 . Найдем m2 , m3 :*

 * (кг) (1.29)*

 * (кг) (1.30)*

*где :*

 *g – ускорение свободного падения.*

 *G2 , G3 – силы тяжести звеньев, Н*

*Кинетическая энергия модели вычисляется по формуле :*

 * (1.31)*

*Тогда*

 * (1.32)*

*Отсюда следует что :*

 * (1.33)*

*Из формулы определяем  :*

 * (1.34)*

 *Так как  ;  (1.35)*

*Учтем выражения (1.34) и выражения (1.35) получим следующее выражение :*

 * (1.36)*

*Для того, чтобы получить рабочую формулу, подставим в формулу (1.36) вместо отношения возможных скоростей отношение соответствующих им отрезков, взятых из плана возможных скоростей.*

 * (1.37)*

*где :*

 *длины отрезков взятые из плана скоростей*

*Из формулы (1.30) следует что суммарный момент  будет равен :*

 * (1.38)*

*приведенный момент инерции от первого звена.*

 *Приведенный момент инерции второго звена будет равен сумме моментов  и :*

 * ; *

 * (1.40)*

*Представим приведённый момент инерции в виде суммы моментов инерции*

*2 – го звена :*

 * (1.41)*

*Подставляем данные в формулы находим значения приведённых моментов. Результаты заносим в таблицу 1.7 :*

***Таблица приведённых моментов инерции звеньев второй группы.***

 *Таблица 1.7*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *m2loa^2* | *PS2* | *Pa* | *Is2(loa/lab)^2* | *ab* | *m3\*loa^2* | *Pb* |
| *1* | *1,17551* | *48,36* | *70* | *0,108303* | *60,86* | *0,440816* | *40,37* |
| *2* | *1,17551* | *65,7* | *70* | *0,063031* | *35,42* | *0,440816* | *66,04* |
| *3* | *1,17551* | *70* | *70* | *0* | *0* | *0,440816* | *70* |
| *4* | *1,17551* | *60,6* | *70* | *0,06296* | *35,38* | *0,440816* | *55,42* |
| *5* | *1,17551* | *44,31* | *70* | *0,107875* | *60,62* | *0,440816* | *29,63* |
| *6* | *1,17551* | *35* | *70* | *0,124567* | *70* | *0,440816* | *0* |
| *7* | *1,17551* | *44,31* | *70* | *0,107875* | *60,62* | *0,440816* | *29,63* |
| *8* | *1,17551* | *60,6* | *70* | *0,06296* | *35,38* | *0,440816* | *55,42* |
| *9* | *1,17551* | *70* | *70* | *0* | *0* | *0,440816* | *70* |
| *10* | *1,17551* | *65,7* | *70* | *0,063031* | *35,42* | *0,440816* | *66,04* |
| *11* | *1,17551* | *48,36* | *70* | *0,108303* | *60,86* | *0,440816* | *40,37* |
| *12.0* | *1,17551* | *35* | *70* | *0,124567* | *70* | *0,440816* | *0* |
| *k* | *1,17551* | *44,31* | *70* | *0,107875* | *60,62* | *0,440816* | *29,63* |

*Таблица 1.7(а)*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *Ip2p* | *Ip2b* | *Ip3* | *Ip2* | *Ip2sum* |
| *1* | *0,561052* | *0,081867* | *0,146615* | *0,64291826* | *0,789533494* |
| *2* | *1,035526* | *0,016138* | *0,392352* | *1,05166437* | *1,444016236* |
| *3* | *1,17551* | *0* | *0,440816* | *1,1755102* | *1,616326531* |
| *4* | *0,880999* | *0,016084* | *0,276309* | *0,89708295* | *1,173391692* |
| *5* | *0,471014* | *0,080902* | *0,078981* | *0,55191584* | *0,630897248* |
| *6* | *0,293878* | *0,124567* | *0* | *0,41844503* | *0,418445025* |
| *7* | *0,471014* | *0,080902* | *0,078981* | *0,55191584* | *0,630897248* |
| *8* | *0,880999* | *0,016084* | *0,276309* | *0,89708295* | *1,173391692* |
| *9* | *1,17551* | *0* | *0,440816* | *1,1755102* | *1,616326531* |
| *10* | *1,035526* | *0,016138* | *0,392352* | *1,05166437* | *1,444016236* |
| *11* | *0,561052* | *0,081867* | *0,146615* | *0,64291826* | *0,789533494* |
| *12.0* | *0,293878* | *0,124567* | *0* | *0,41844503* | *0,418445025* |
| *k* | *0,471014* | *0,080902* | *0,078981* | *0,55191584* | *0,630897248* |
|  |  |  |  | *I2max* | *1,616326531* |

*Определим суммарный момент приведённых инерции моментов звеньев второй группы по формуле (1.41).*

*По данным таблицы строим графики приведенных моментов инерции отдельных звеньев и суммарного приведенного момента инерции звеньев второй группы.*

 *Найдем масштабный коэффициент для построения графиков*

 * кг\*м2 / мм (1.42)*

*Здесь  - ордината графика , соответствующая максимальному значению . Этой величиной мы задаемся.*

 *Тогда масштабный коэффициент для построения графика  определяется по формуле :*

 * (Дж / мм) (1.44)*

*Ординаты моментов инерции вычисляется по формуле :*

 * (мм) (1.45)*

* (мм) (1.46)*

* (мм) (1.47)*

 *Результаты расчетов заносим в таблицу 1.10 :*

***Таблица суммарных приведенных моментов и ординаты приведенных моментов инерции звеньев второй группы.***

*Таблица 1.10*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *Yp2p* | *Yp2b* | *Yp3* | *Ip2* | *Yp2sum* |
| *1* | *62,48076* | *9,116954* | *16,327605* | *71,59772* | *87,92532* |
| *2* | *115,32* | *1,797213* | *43,69373* | *117,1172* | *160,8109* |
| *3* | *130,9091* | *0* | *49,090909* | *130,9091* | *180* |
| *4* | *98,11129* | *1,791131* | *30,770747* | *99,90242* | *130,6732* |
| *5* | *52,45383* | *9,009522* | *8,7956573* | *61,46335* | *70,25901* |
| *6* | *32,72727* | *13,87229* | *0* | *46,59956* | *46,59956* |
| *7* | *52,45383* | *9,009522* | *8,7956573* | *61,46335* | *70,25901* |
| *8* | *98,11129* | *1,791131* | *30,770747* | *99,90242* | *130,6732* |
| *9* | *130,9091* | *0* | *49,090909* | *130,9091* | *180* |
| *10* | *115,32* | *1,797213* | *43,69373* | *117,1172* | *160,8109* |
| *11* | *62,48076* | *9,116954* | *16,327605* | *71,59772* | *87,92532* |
| *12.0* | *32,72727* | *13,87229* | *0* | *46,59956* | *46,59956* |
| *k* | *52,45383* | *9,009522* | *8,7956573* | *61,46335* | *70,25901* |

*Рис. 3 Диаграмма приведенных моментов инерции звеньев второй группы*

* 1. ***Построение графика кинетической энергии звеньев первой группы.***

 *При построении кривой изменения Т1=Т1(φ1) кинетической энергии звеньев первой группы из ординат кривой ΔТ= ΔТ(φ) в каждом положении механизма вычисляем отрезки УIIc , изображающего кинетическую энергию ТII звеньев второй группы в масштабе μА, ибо I1= ΔТ- ТII. Для этого на соответствующих ординатах графика ΔТ= ΔТ(φ) отрезки УIIc откладываются вниз от кривой ΔТ= ΔТ(φ). При динамическом синтезе механизмов методом Мерцалова кривую  принимаем за приближоную кривую  изменения кинетических энергий звеньев второй группы, отсюда следует :*

 * ( дж ) (1.48)*

*Величины отрезков УТII  определяются по формуле :*

 *ТIIі  (мм) (1.49)*

***Таблица изминения кинетических энергий звеньев второй группы.***

***Таблица 1.9***

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Nп* | *TII* | *YTII* | *YTII'* |
| *1* | *97,40479* | *87,925321* | *1,721235* |
| *2* | *178,1484* | *160,8109* | *3,148051* |
| *3* | *199,4063* | *180* | *3,523699* |
| *4* | *144,7614* | *130,67317* | *2,558071* |
| *5* | *77,83383* | *70,259012* | *1,375398* |
| *6* | *51,62359* | *46,59956* | *0,912238* |
| *7* | *77,83383* | *70,259012* | *1,375398* |
| *8* | *144,7614* | *130,67317* | *2,558071* |
| *9* | *199,4063* | *180* | *3,523699* |
| *10* | *178,1484* | *160,8109* | *3,148051* |
| *11* | *97,40479* | *87,925321* | *1,721235* |
| *12.0* | *51,62359* | *46,59956* | *0,912238* |
| *k* | *77,83383* | *70,259012* | *1,375398* |

 *Построенная кривая и будет кривой изменения кинетической энергии звеньев первой группы механизма.*

***1.10. Определение приведенного момента инерции звеньев первой группы..***

 *Построив кривую ТI=TI(φ), находим на ней точки соответствующие значению ТI max и TI min соответственно, проецируем их на ось ординат и получаем отрезок*

*ab = 47.11 мм.*

 *Момент инерции звеньев первой группы, обеспечивающий заданную неравномерность движения входного звена определяется по формуле:*

 * ( кг / м2 ) (1.50)*

 *Момент инерции дополнительной маховой массы определяется по формуле:*

 * ( кг\*м2 ) (1.51)*

 *где :*

 * - сумма приведенных моментов инерции вращающихся деталей, связанных с начальным звеном постоянным передаточным отношением.*

*Для рассматриваемого механизма:*

 * (кг\*м2) (1.52)*

*(Сумма приведенных моментов инерции кривошипа и ротора электродвигателя).*

***1.11 Определение угловой скорости начального звена***

 *Из теории известно, что при установившемся движении, при малом значении коэффициента неравномерности, изменения кинетической энергии ТI приблизительно пропорционально изменению угловой скорости  звена приведения.*

 *Поэтому подученная кривая Т1=Т1(φ1) одновременно является приближенной кривой изменения угловой скорости начального звена, масштабный коэффициент которой определяется по формуле:*

 * ( с-1 / мм ) (1.53)*

 *т.к. точки а и в на графике ω1=ω1(φ) соответствуют максимальному и минимальному значениям угловой скорости начального звена, то ось ω1ср пересечет отрезок ab посередине.*

 *Положения оси абсцисс графика ω1=ω1(φ) определяется ординатой Уω1ср , равной:*

 * (мм) (1.54)*

 *Угловая скорость в i –м положении определяется из графика ω1=ω1(φ) по формуле:*

 * ( с -1) (1.55)*

 *где :*

 *ΔУω1i  - ордината графика ω1(φ), измеренная от оси ω1ср.*

 *Аналогично определяем значение угловой скорости начального звена для остальных положений механизма.*

*Результаты расчета заносим в таблицу 1.11*

***Таблица угловых скоростей начального звена***

 ***Таблица 1.11***

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Nп* | *Ywi* | *wi* |
| *1* | *17,5* | *15,95992* |
| *2* | *11,75* | *15,87714* |
| *3* | *4,65* | *15,77491* |
| *4* | *3,79* | *15,76253* |
| *5* | *12,49* | *15,88779* |
| *6* | *19,99* | *15,99577* |
| *7* | *21,29* | *16,01449* |
| *8* | *13,57* | *15,90334* |
| *9* | *0,56* | *15,71603* |
| *10* | *13,09* | *15,89643* |
| *11* | *22,62* | *16,03364* |
| *12.0* | *24,45* | *16,05999* |
|  | *Wсред* | *15,90683* |

 *Проверим величины максимальной и минимальной угловой скорости начального звена по формулам:*

 * с-1 (1.56)*

 * с-1 (1.57)*

 *Сравнивая полученные значения ωmax и ωmin с приведенными в*

*таблице 1.11**видно, что значения максимальной и минимальной угловых скоростей начального звена определенных графическим и аналитическим методом совпадают.*

***1.12 Определение угловых ускорений начального звена .***

 *Угловое ускорение начального звена в требуемом положении можно определить из уравнения движения механизма , записанного в дифференциальной форме и решенного относительно ε :*

 * (1.58)*

 *Найдём суммарный приведенный момент сил MП(k) он вычисляется по формуле :*

 *MП(k) = -MПС(k) + MПД (1.59)*

*где :*

 *MПС(k)  – берём из таблицы (1.4)*

 *MПД =  \* μм =735,8329– определяем из графика Мп(φ1)*

*Подставляя значения получим :*

 *MП(k) = -113,474- 735,8329 = 849.3 (Н \* м) ((1.60(а))*

 *Величина и знак производной  определяем по графику InII =InII(φ1) равенства :*

* (1.62)*

 *где :*

 *ψ1 = 60,13˚ - угол наклона касательной кривой InII(φ1) в положении k, отсчитываемый от положительного направления оси абцисс в направлении против часовой стрелки.*

*Тогда подставляя значения получим :*

 * (м / с2)*

***1.13 Выбор электродвигателя***

 *Определяем потребляемую мощность электродвигателя*

* (Вт) (1.63)*

 *Определяем расчетную мощность электродвигателя :*

 * (кВт) (1.64)*

*где :*

 **

 *По каталогу выбираем двигатель марки 4А160М6 мощностью 15 кВт с синхронной частотой вращения ротора nдс = 3000 об / мин*

*Номинальная частота вращения ротора :*

 *nдн = 1700 об / мин*

 *Находим допускаемый коэффициент неравномерности :*

 * (1.65)*

 *Так как ; 0,352941≤ 0.04 –то двигатель переходит в генераторный режим*

***2. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА НАСОСА***

***2.1 Исходные данные для проектирования***

*Исходные данные для выполнения силового анализа рычажного механизма насоса приведены в табл. 1.1, пользуясь которыми вычерчиваем схему механизма в исследуемом к положении в масштабе.*

 ***2.2 Построение плана положений механизма для координаты φ.***

 *Это построение производим в такой последовательности:*

 *Выбираем масштабный коэффициент длины, который должен соответствовать стандартному масштабу машиностроительного черчения по ГОСТ 2.302-68 (СТСЭВ 1180-78)*

 *Один из размеров, например, отрезок АВ=200 мм произвольно .*

 *Тогда масштабный коэффициент определяется по формуле (2.1) :*

 * (м/мм) (2.1)*

 *В принятом масштабе длин размеры звеньев механизма на чертеже будут иметь следующие значения:*

 * (мм) (2.2)*

 *Наносим на лист неподвижную ось О и проводим горизонтальную линию α­α .*

 *Далее из т.О радиусом ОА проводим окружность которую описывает т.А кривошипа 1. Затем вычерчиваем механизм в произвольном положении, за которое принимаем положения кривошипа ОА, определяемое заданным углом*

*φ = 150º. Из т.А проводим окружность радиуса АВ до пересечения с α­α и получаем т.В, которая одновременно принадлежит α­α , ползуну 3 и кривошипу 2.*

***2.3 План скоростей механизма***

*Скорость точки A8 кривошипа определяется по формуле :*

*VA= ω1 \* lOA  = 15,70796\* 0,12 = 1.8849 (м/c) (2.3)*

 *где :*

 *ω1 = 15,70796 угловая скорость кривошипа в k-том положении, (рад / с).*

 *lOA - заданная длина кривошипа, м.*

 *Из точки Р, принятой за полюс плана скоростей, откладываем в направлении угловой скорости и перпендикулярно к кривошипу I произвольной длины вектор = 70 мм скорости точки Ak принадлежащей кривошипу.*

 *Масштабный коэффициент плана скоростей определяется по формуле :*

 * (м \* с -1) (2.2)*

*Далее строим план скоростей для положения k механизма по векторным уравнениям и последовательности, приведенным в п. 1.4.*

***2.4 План ускорений механизма***

*План ускорений строится в такой же последовательности, как и план скоростей. Ускорение точки Аk кривошипа I равно геомет­рической сумме нормального и касательного ускорений :*

 * (м / с2) (2.8)*

*где :*

 * - нормальное ускорение точки А вдоль звена ОА к центру вращения О.*

 * - касательное ускорение точки А при ее вращении относительно оси О, направленное перпендикулярно к звену ОА в сторону ε1.*

 *Модули ускорений определяется по формулам (2.9) и (2.10):*

 * (м / с2) (2.9)*

 * (м / с2) (2.10)*

*Произвольно выберем полюс* ***Р****. От него в направлении от точки* ***А*** *к точке* ***О****, глядя на схему механизма, откладываем произ­вольную величину отрезка , изображающего вектор .*

*Масштабный коэффициент плана ускорений подсчитываем по формуле :*

 * (м / мм \* c -2) (2.11)*

*Затем вычисляем отрезок*  *******, изображающий касательное уско­рение точки А.*

* (мм) (2.12)*

*От конца отрезка* ***Pn***  *плана ускорений проводим луч, перпенди­кулярный к кривошипу* ***OA*** *в направлении углового ускорения* ***ε1*** *и откладываем отрезок* *******. Соединив конец этого отрезка с полюсом* ***P****, получим вектор* ***Pa*** *абсолютного ускорения точки* ***A*** *являющейся общей для кривошипа.*

*Точка* ***В*** *одновременно принадлежит звеньям 2 и 3. Используя теорему о сложении ускорений при плоском движении фигуры. Записываем векторное уравнение :*

 * (м / с 2) ( 2.14)*

*где :*

 *- нормальное ускорение точки* ***В*** *по отношению к точке А, оно вычисляется по формуле :*

 * (м / с 2) ( 2.14)*

 * тангенциальное ускорение точки* ***В*** *по отношению к точке А.*

 *Используя теорему о сложении ускорений при сложном движении точки. Ускорение точки* ***В*** *будет равно :*

 * (м / с 2) ( 2.15)*

*где :*

 * - ускорение точки* ***Вн*** *= 0, так как направляющая неподвижна;*

 * = 0 – кориолисовое ускорение; для определения его направления следует вектор относительной скорости повернуть на 90° по направлению угловой скорости кулисы;*

 * - относительное ускорение к точке* ***Вн****, известно только по направлению.*

 *Оно направлено параллельно линии α-α. Приравнивая правые части равенств (2.13) и (2.15) с (2.10) получим :*

 * (2.16)*

 *Через конец вектора  проводим прямую параллельную звену* ***АВ***

*и на ней откладываем* ***аn2****:*

 * (мм) (2.17)*

*Через точку* ***n2*** *проводим линию, параллельную тангенциальному ускорению  , т. е. перпендикулярную* ***ВА****.*

*Абсолютное ускорение параллельно направляющим ползуна, для чего через полюс* ***Р*** *проводим прямую, параллельную* ***α-α. В*** *пересечении двух линий и лежит точка «* ***b*** *» - конец вектора абсолютное ускорения точки* ***В.***

*Вектор  изображает абсолютное ускорение точки* ***В.***

*Вектор  изображает полное относительное ускорение ( направленное к точке* ***В****)*

*Вектор  изображает касательное ускорение .*

*Пользуясь планом ускорений определяем модуль и направление ускорений точек и углового ускорения* ***ε2*** *шатуна* ***АВ*** *:*

* (м / с 2) (2.19)*

 * (м / с 2) (2.20)*

* (м / с 2) (2.21)*

*где :*

 *длины отрезков, взятые из плана ускорений.*

*Определяем угловое ускорение по формуле :*

 * (с-2) (2.22)*

*Определяем угловое ускорение* ***ε2****по направлению. Для этого мысленно переносим в точку* ***В*** *вектор тангенциального ускорения . Видим, что оно стремится вращать звено* ***2*** *относительно точки* ***А*** *против часовой стрелки, значит* ***ε2****направлено против часовой стрелки.*

***2.5 Определение сил инерций звеньев***

*В центрах масс звеньев группы S2 и S3 приложены силы тяжести G2 и G3 и главные векторы сил инерции Фi . Найдем Ф2 и Ф3 :*

 * ( Н ) (2.18)*

 * ( Н ) (2.19)*

*Знак « - » в этих формулах говорит о том, что главные векторы сил инерции направлены в сторону, противоположную ускорению центру масс. Звено 2 (шатун) – нагружен еще главным моментом сил инерции.*

 * (Н \* м) (2.20)*

*Знак « - » говорит о том, что главный момент направлен в противопожную сторону от ε2. Неизвестным являются приложенные реакции  и  в шарнирах А и В. Со стороны направляющей на ползун действует еще неизвестная сила . Задача по определению распадается на 3 этапа :*

*1.Определение нормальной составляющей реакции ;*

*2.Определение тангенциальной составляющей реакции  и реакции ;*

*3.Определение реакции *

***2.6 Силовое исследование структурной группы 2-го класса 2-го порядка***

*Определение реакций начинаем со структурной группы, наиболее удаленной от входного звена I. Наиболее удаленной является двухпроводковая группа, состоящая из звеньев 2 и 3.*

***2.6.1 Схема силового нагружения структурной группы***

*Вычерчиваем кривошип 2 и ползун 3 в масштабе. На нее действуют внешние силы: полезного сопротивления, тяжести, моменты сил инерции.*

*Центра масс звеньев S2 и S3 приложенные силы тяжести G2 и G3 и главный момент сил инерции Ф2 и Ф3 . Звено 2 (шатун) ещё нагружено главным моментом сил инерции МФ. К Звену 3 (ползун) приложена сила полезного сопротивления Fп.с. её величина находится из диаграммы сил полезных сопротивлений. В кинематических парах а и b действуют реакции  и  = -  не известны не по модулю ни по направляющей на ползун действует реакция  известная по направлению но не известна по модулю она направлена перпендикулярно α-α Реакцию расположим на 2 составляющие перпендикулярную  и параллельную .*

***2.6.2 Определения тангенциальной составляющей реакции ***

*Неизвестную ни по величине, ни по направлению реакции  разложим на 2 составляющие: перпендикулярную звену с индексом τ и параллельна звену с индексом n.Составим уравнение:*

 * (2.22)*

*Направлениями составляющих  и  задается первоначально производно. Для определения тангенциальной составляющий записываем сумму моментов всех сил, действующих на звено 2 относительно точки В и приравниваем ее к нулю:*

* (Н)*

*Знак « - » означает, что направленная реакция  в противоположную сторону.*

***2.6.3 Определения нормальной составляющей реакции  и реакции ***

*Для определения  и  записываем условия равновесия всей структурной группы в форме сил. Геометрическая сумма всех сил, действующих неструктурную группу должна быть равна нулю :*

 * (2.24)*

*Масштабный коэффициент : µF =  H / мм*

*Откладываем векторы по порядку пока не дойдём до точки* ***d***

 * (2.25) ( мм )*

 * (2.26) ( мм )*

* (2.27) ( мм )*

 * (2.28) ( мм )*

 * (2.29) ( мм )*

*Из точки « g » проводим линию, параллельную линии вектору R30 , т.е. перпендикулярно линии α-α . А из точки* ***а*** *проводим линию, параллельную соответствующей реакции , т.е. параллельную отрезку АВ. Эти линии пересекутся в точке* ***h****. Таким образом определяем модули соответствующих реакций  и  :*

 * (2.32) ( мм )*

***2.6.4 Определение внутренней реакции R32***

*Определяем R32 = - R23 Для этого записываем условие равновесия звена 3 в формуле сил.*

*Геометрические суммы всех сил действующих на звено 3 должны быть равны нулю.*

* Заключаем точки h и d . Получаем реакцию R32 .*

**

*Отсюда  (2.33) ( мм )*

***2.5 Кинематика ведущего звена.***

*Находим главный момент сил инерции*

* (2.34) ( Н \* м )*

*Знак «-» означает что главный коэффициент сил инерции направлен сторону противолежащею *

*Геометрическая сумма всех сил действующих на звено 1 равна нулю.*

* В соответствии с углами давления *

* (2.35) ( Н \* м )*

***2.6 Теория правильности расчета силового расчета***

*Расхождение результатов*

* *

 *3. Синтез зубчатой передачи*

*3.1 Исходные данные для проектирования зубчатой передачи*

*Исходные данные для проектирования зубчатой передачи приведены в табл. 1.1, а именно :*

 *Число зубьев первого колеса --------------------- z1 = 10*

 *Число зубьев второго колеса ---------------------- z2 = 20*

 *Модуль зубчатих колес z1 и z2 ------------------ m = 10 (мм)*

*3.2 Параметры исходного производящего контура*

*Образование боковых поверхностей зубьев колес осуществляют методами обработки металлов резанием, давлением (прокатка, штамповка) или путем отливки. Наиболее, распространенным яв­ляется зубонарезание на станках методом огибания. В этом слу­чае режущие кромки лезвийного инструмента в процессе главного движения резания образуют воображаемую поверхность, которая в относительном движении с заготовкой (движении огибания) яв­ляется огибающей для обрабатываемой поверхности зуба. Такую воображаемую поверхность называют производящей поверхно­стью. Воображаемое зубчатое колесо, у которого боковыми по­верхностями зубьев являются производящие поверхности, называ­ют производящим зубчатым колесом, а его контур в сечении — производящим контуром.*

*Контур зубьев производящей рейки в сечении плоскостью, перпендикулярной ее делительной плоскости, называют исходным производящим контуром (ИПК). В зависимо­сти от расположения сечения относительно линии зуба различают торцовый, осевой и нормальный исходные производящие контуры исходным производящим контуром .При про­фильной модификации поверхности зуба, в результате которой но­минальный профиль зуба начинает в заданной точке отклоняться от теоретического профиля с монотонным возрастанием отклоне­ния по мере удаления от этой точки к вершине зуба (модифика­ция головки) или к основанию зуба (модификация ножки).*

*Применение профильной модификации головки заключается в небольшом изменении профиля за счет его срезания в верхней ча­сти зуба. Оно необходимо для устранения кромочного зацепления, ударов заклинивания и уменьшения шума при работе, обусловленных изгибом зубьев под нагрузкой, а также отклонениями э шаге зубьев из-за неточностей при зубонарезании.*

*Зубчатое зацепление производящего колеса с обрабатываемым зубчатым колесом называют станочным зацеплением.*

 *Параметры исходного контура эвольвентой цилиндрической передачи согласно ГОСТ 13755-81 :*

 *Коэффициент радиального зазора--------------- С \* = 0,25*

 *Коэффициент высоты головки зуба ------------- *

 *Угол главного профиля ----------------------------- *

 *Коэффициент граничной высоты ----------------*

 *Коэффициент глубины захода --------------------*

 *Для прямозубого колеса с моду­лем m = 10 мм принимают мм/м. В отличие от высотных размеров, которые одинаковы для тор­цового и нормального исходных профилей, шаговые и угловые размеры отличаются и это следует учитывать при вычерчивании исходным производящим контуром.*

*Шаг зубьев по делительной прямой исходным производящим контуром для прямозубых ко­лес р = π \* m.*

*Радиус кривизны ρf переходной кривой зуба ρf = 0,38 \* m, для нормального исходного контура. Прямая, разделяющая зуб по высоте на две равные части, называются делительной. На исходным производящим контуром отмечаются еще четыре линии, параллельные делительной прямой и проходящие по основаниям впадин зубьев, по их вершинам и через точки сопряжения прямолинейной часта зуба дугами радиусов ρf.*

*С помощью исходным производящим контуром представляется возможным нарезать как нулевые, так и исправленные (корригированные) колеса.*

*При нарезании нулевого колеса делительная прямая исходным производящим контуром касается делительной окружности колеса. При нарезании корригированного колеса с положительным смещением она отодвинута от делительной окружности - от оси вращения колеса на величину, равную хm, где х - коэффициент смещения. При нарезании отрицательного колеса длительная прямая исходным производящим контуром придвинута к центру колеса на величину отрицательного смещения, равного – хm.*

*3.3 Выбор коэффициента смещения*

 *Положение исходного производящего контура относительно делительной окружности проектируемого зубчатого колеса оказывает влияние на форму профиля зуба в торцовом сече­нии, следовательно, и на эксплуатационные свойства проек­тируемого зацепления. За нулевое смещение принимают такое положение исходного производящего контура, при котором его делительная прямая касается делительной окружности зубчатого колеса.*

*Расстояние по нормали между делительной прямой исходного производящего контура и делительной окружностью колеса называют смещением, а отношение величины смещения к расчетному модулю называют коэффициентом смещения и обозначают буквой x. Расчетный модуль m — линейная величина, в π раз меньшая нормального шага зубьев по делительной окружности. Коэффициент смеще­ния — величина безразмерная, но имеет знак: х >0, если дели­тельная прямая исходного производящего контура располагается вне делительной окружности нарезаемого колеса, т. е. смещение осуществляют в сторону увеличения станочного расстояния, и x < 0, если при смещении делительная прямая исходного производящего контура пересекает делительную окружность зубчатого колеса. Коэффициенту смещения x приписывают ин­дексы: 1 — для шестерни x1 , 2 — для колеса х2.*

*Коэффициент смещения влияет на форму зу­ба, который может оказаться в пределе подрезанным или заостренным. Предельные значения коэффициента сме­щения, соответствующие на­именьшему и наибольшему смещениям исходного произ­водящего контура, обознача­ет: хmin, хmax — коэффициент наименьшего смещения ис­ходного контура, при кото­ром отсутствует геометрическое заострение зуба.*

 *Расчетное значение коэффициента смещения х должно быть в пределах: хmin≤ х ≤ х∆. = 0,5*

 *Для ориентировочного выбора коэф­фициентов смещения на рис.1 приведены графики x(z), ограни­чивающие область, в которой не наблюдается ни подреза зуба (граничная линия 1), ни заострения вершины (граничная линия 2).*

*3.4 Расчет геометрических параметров зубчатой передачи*

 *Вычислениях проводить в такой последовательности:*

*1. Коэффициент  суммы смещений:*

 **

 *где :*

 *- коэффициент смещения при числе зубьев z1= 10*

 *- коэффициент смещения при числе зубьев z1= 20*

1. *Угол зацепления :*

 * *

*Угол  находят по таблицам эвольвентой функции (см. При­ложение III (Попов С.А. « Курсовое проектирование »)) = 27.2*

*3. Межосевое расстояние аw:*

 * ( мм )*

1. *Делительные диаметры  и :*

 * (мм)*

 * (мм)*

1. *Делительное межосевое расстояние а :*

 * (мм)*

1. *Коэффициент воспринимаемого смещения y :*

 **

 *7. Коэффициент уравнительного смещения ∆у :*

 **

 *8. Радиусы начальных окружностей  и  :*

 * (мм)*

 * (мм)*

 *Проверка вычислений:*

 * =  +  = 52.826+105.653=158.479 (мм)*

 *9. Радиусы вершин зубьев  и  :*

* (мм)*

* (мм)*

1. *Радиусы впадин  и  :*

* (мм)*

 * (мм)*

*11. Высота зуба h :*

 * (мм)*

*12. Толщины зубьев по делительной окружности S1 и S2 :*

 * (мм)*

* (мм)*

*13. Радиусы основных окружностей:
  (мм)*

 * (мм)*

*15. Шаг р:*

* (мм)*

*Учитывая, что коэффициент для построения , занесем данные в таблицу 1.12*

 *Таблица 1.12*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Наименование* | *Обозначение* | *Единицы измерения* | *Расчетные данные* |
| *Межосевое расстояние* |  | *мм* | *158.479* | *500* |
| *Радиусы начальных окружностей* |  | *мм* | *52.826* | *166.667* |
| *105.653* | *333.333* |
| *Радиусы основных окружностей* |  | *мм* | *46.985* | *148.236* |
| *93.969* | *296.472* |
| *Радиусы вершин зубьев* |  | *мм* | *63.479* | *200.276* |
| *113.479* | *358.025* |
| *Радиусы впадин* |  | *мм* | *42.5* | *134.087* |
| *92.5* | *291.837* |
| *Высота зуба* | *h* | *мм* | *20.979* | *66.189* |
| *Шаг* | *р* | *мм* | *31.416* | *99.117* |

*3.5 Вычерчивание картины эвольвентного зацепления*

*Для построения картины эвольвентного зацепления выбираем масштабный коэффициент из расчета, чтобы центры обоих колес находились на чертеже, а межосевая линия располагалась горизонтально. Откладываем межосевое расстояние, проводим начальные, делительные, основные окружности, а также окружности вершин и впадин колес. Проводим касательную к основным окружностям. Точки касания с основными окружностями обозначены N1 и N2. Отрезок N1П разделим на 4 равных участка. За точкой N1 влево по линии зацепления откладываем два таких же участка. По дуге основной окружности вправо от точки N1 откладываем дуги, равные отрезкам 1П , 12 и т.д. От точки N1 влево по основной окружности откладываем две дуги, равные вышеназванным отрезкам. От точек 1,2 и т.д. проводим касательные к основной окружности, на которых откладываем соответствующее количество участков. Соединяем отрезки на касательных с помощью лекала и получаем эвольвенту, которая будет правым профилем зуба первого колеса.*

 *От точки пересечения эвольвенты с делительной окружностью по дуге этой окружности откладываем влево половину толщины зуба. Через конец этой дуги проводим осевую линию зуба, соединив с осью первого колеса. Участок профиля между основной окружностью и окружностью впадин выполнен прямой линией, параллельной оси симметрии зуба. Галтель выполнен дугой окружности.*

 *Затем строим левую половину зуба с помощью шаблона (или по закону симметрии). Проводим оси симметрии двух соединенных зубьев. Отложив от точки пересечения оси первого зуба с делительной окружностью влево и вправо шаг Р колеса. С помощью шаблона строим соединенные зубья или по закону симметрии. Далее на чертеже выделяем активную часть линии зацепления, рабочие участки А1В1 и А2В2 профилей зубьев ( на чертеже показаны в виде заштрихованных полосок).*

*По данным таблицы 3.1 строим графики изменения коэффициентов относительного скольжения в зависимости от изменения положения точки К контакта сопряженных профилей на линии зацепления. За начало координат принимаем точку П – полюс зацепления. Положительное направление оси абсцисс графика  совпадает с направлением перемещения точки контакта профилей при ведущем колесе 1.*

*3.6 Показатели качества работы зубчатой передачи*

*3.6.1 Коэффициент перекрытия*

*К качественным показателям относятся коэффициент перекрытия и коэффициент относительного скольжения зубьев, коэффициент удельного давления, а также некоторые другие коэффициенты, которые в курсах теории механизмов и прикладной механике не рассматриваются.*

*Качественные показатели позволяют оценивать плавность, бесшумность, прочность, возможный износ зубьев колес передачи при ее проектировании, и сравнить ее с другими передачами по тем же показателям. Такая оценка важна для рационального выбора смещений исходным производящим контуром при проектировании.*

*Коэффициент перекрытия, ξ а позволяет оценить плавность и непрерывность зацепления. Для плавной безударной работы передачи необходимо, чтобы каждая последующая пара зубьев входила в зацепление до того, как предыдущая пара выйдет из него. Величина перекрытия характеризуется коэффициентом перекрытия, выражающим отношение угла зацепления к угловому шагу зубчатого колеса и определяется по формуле :*

*+*

*+ 0,442 + 0,725 = 1.167*

*Проверяем активную линию зацепления по формуле:*

*Коэффициент перекрытия показывает, сколько пар профилей зубьев, попеременно участвуют в зацеплении. Для нормальной работы прямозубой передачи коэффициент перекрытия должен быть больше 1.*

*При  ≥ 1.15 15% всего времени работы передачи в зацеплении находятся 2 пары профилей зубьев, а 85% времени работы -1 пара профилей зубьев, т.е. в зацеплении попеременно находятся то 2 пары профилей зубьев, то 1 пара.*

*3.6.2 Коэффициент удельного и относительного скольжения профилей*

*Степень вредного влияния скольжения профилей в процессе работы характеризуется коэффициентами относительного скольжения зубьев. Коэффициенты относительного скольжения зубьев учитывают влияние геометрических и кинематических факторов на величину относительного проскальзывания профилей в процессе зацепления. Наличие скольжения и давление одного профиля на другой при передаче усилий приводит к износу профилей. В зубчатой передаче необходимо учитывать, что зубья большого колеса находятся в зацеплении в U1 2 раза меньше, чем зубья шестерни. Коэффициенты относительного скольжения зубьев определяются по формулам :
  ( мм )*

 * ( мм )*

 *где :  - расстояние от полюса зацепления до точки контакта пары зубьев ;*

 * и  - расстояние от точек касания линии зацепления с основными окружностями соответственно шестерни и колеса до полюса.*

*Из этих формул следует, что с удалением точки контакта профилей от полюса, коэффициенты скольжения возрастают, причем интенсивно на ножках зубьев. В инженерной практике о качестве передачи принято судить по максимальным значениям коэффициентов скольжения на ножках зубьев, которые соответствуют входу и выходу пары зубьев из зацепления.*

*Данные расчета заносим в таблицу (1.13)*

*Таблица коэффициентов относительного скольжения зубьев*

*Таблица 1.13*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Наиминование* | *Размерность* | *Длина* |
| *Lpk* | *мм* |  *84* | *56* | *28* | *0* | *25* | *50* | *75* |
| *LpN1* | *мм* | *108* |
| *LpN2* | *мм* | *112* |
| *λ1* | *-* | *6,1365* | *3,6652* | *2,5668* | *0* | *1,6296* | *1,3968* | *1,2416* |
| *λ2* | *-* | *5,87243* | *3,50452* | *2,49747* | *0* | *1,585985* | *1,341235* | *1,161925* |
|  | *мм* | *67,058* | *30,10903* | *22,16014* | *0* | *13,88075* | *11,89779* | *10,57581* |
|  | *мм* | *50,0207* | *29,85111* | *21,27317* | *0* | *13,50924* | *11,42449* | *9,897147* |

*Масштабный коэффициент для построения графика относительного скольжения зубьев определяем по формуле : *

*Коэффициент удельного давления θ учитывает влияние радиусов кривизны профилей зубьев на значаще контактных напряжений. За расчетный коэффициент удельного давления принимают такой, который соответствует контакту зубьев в полюсе зацепления, т. к. при прямозубом зацеплении в полюсе чаще всего контактирует только одна пара профилей зубьев. Значение коэффициента удельного давления в полюсе рассчитывают по формуле :*

 **

***4. Динамический синтез кулачкового механизма.***

***4.1. Исходные данные и этапы синтеза кулачковых механизмов***

*Кулачковые механизмы - плоские или пространственные механизмы с одной высшей кинематической парой, выполняющие самые разные функции, получившие широкое распространение в механизмах перемещения рабочих органов различных машин-автоматов, в устройствах подачи станков, механизмах газораспределения двигателей внутреннего сгорания и во многих других случаях, когда требуется получить возвратно- вращательное или возвратно-поступательное движение ведомого звена по заданному закону. Воспроизведение движения ведомого звена (толкателя) кулачковые механизмы осуществляют теоретически точно. Их ведущее звено называется кулачком.*

*Кулачковый механизм, в большинстве случаев, является составной частью проектируемой машины. Он может использоваться как основной, но чаще является вспомогательным механизмом для выполнения технологической операции, последовательность и продолжительность которой согласуется с движением звеньев основного механизма.*

*Поэтому проектирование кулачковых механизмов выполняется после того, как предварительно намечена общая компоновка машины, спроектированы ее рабочие органы, установлена продолжительность и последовательность выполнения элементов движения ведомого звена кулачкового механизма, выбран закон движения.*

*Проектирование кулачкового механизма заключается в определении взаимного расположения ведущего звена (кулачка), ведомого звена (толкателя) и координат профиля кулачка, обеспечивающих заданный закон движения толкателя. При этом должны быть удовлетворенны требования, определяющиеся технологическим процессом и эксплуатационными показателями механизма. Эти требования отражаются в исходных данных для проектирования.*

*Проектное решение оценивается комплексом показателей, таких как, размеры, взаимозаменяемость деталей, их прочность, долговечность, стоимость и т.д. Получить решение, в котором все эти показатели являются оптимальными, невозможно. Поэтому оптимизируют один или несколько показателей с обеспечением выполнения ограничений по остальным показателям. Применение системы автоматизированных расчетов курсового проектирования [1] позволяет рассматривать при проектировании многовариантные решения и выбирать наилучший вариант конструкции.*

*В данном учебном пособии рассмотрена методика проектирования кулачковых механизмов с оптимизацией по габаритам. Дополнительное условие синтеза - обеспечение допустимых углов давления на входное звено во всех положениях механизма, т.е. обеспечение отсутствия заклинивания кулачкового механизма.*

*В комплексных заданиях на курсовой проект (работу) содержатся следующие исходные данные:*

1. *Структурная схема кулачкового механизма, показывающая характер взаимосвязей звеньев и их относительное расположение, тип кулачка, вид толкателя и характер его движения. Ведущим звеном в кулачковом механизме (рис. 1) является дисковый кулачок 1, ведомым - толкатель 2, снабженный роликом 3. Толкатель может совершать поступательное или вращательное движение.*
2. *Максимальное перемещение толкателя - ход толкателя h*
3. *Длина толкателя  2 в случае вращательно перемещающегося толкателя или внеосность е в случае поступательно движущегося толкателя.*
4. *Фазовые углы: угол рабочего профиля кулачка  и его составляющие - при удалении , при дальнем стоянии , и сближении , которые назначаются в соответствии с циклограммой, отражающей согласованность перемещений исполнительных звеньев механизма.*
5. *Закон движения толкателя в виде графика изменения ускорения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка. Закон движения определяется конкретной технологической операцией, для выполнения которой предназначен проектируемый механизм.*
6. *Направление вращения кулачка и частота его вращения в с-1.*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Параметры* | *Обозначения* | *Еди­ница измерения* | *Числовое значение* |
| *Частота вращения кулачка* |  |  | *150* |
| *Фазовые углы поворота кулачка* |  |  | *60**30* |
| *Допускаемый угол давления* |  |  | *30* |
| *Угловой ход коромысла* |  |  | *20* |
| *Длинна коромысла* |  |  | *0.1* |
| *Момент инерции коромысла* |  |  | *0.06* |

***Фазовым углом подъема φп кулачкового механизма*** *называется угол поворота кулачка, которому соответствует перемещение выходного эвена с крайнего нижнего положения в крайнее верхнее.*

***Фазовым углом верхнего φв.в выстоя кулач­кового механизма*** *называют угол поворота кулачки, которому соответст­вует положение выходного звена в крайнем верхнем положении.*

***Фазовый углом опускания φ 0 кулач­кового механизма*** *называется угол на который по­вернется кулачок при опускании толкателя из крайнего верхнего в край­нее нижнее положение.*

***Проектирование кулачкового механизма делится на три основных этапа:***

1. *Определение кинематических передаточных функций, характеризующих изменение ускорения, скорости и перемещения толкателя, в функции времени или угла поворота кулачка.*
2. *Определение основных размеров кулачкового механизма - минимального радиуса кулачка , внеосности  или межосевого расстояния w, при которых углы давления не превышают допустимых значений.*
3. *Определение координат профиля кулачка.*

***4.2. Построение диаграмм движения выходного звена****.*

 *При проектировании профиля кулачка обычно задаются законом движения толкателя. Выбор закона движения определяется главным образом теми требованиями, которые предъявляет технологический процесс к движению толкателя. В качестве требуемого закона движения можно принять определенный тип кривой перемещения, скорости или ускорения. Динамика кулачковых механизмов в основном определяется законами изменения ускорений (так как с ускорениями толкателя связаны пропорциональные им и массе толкателя силы инерции, учитывать которые приходиться при расчете замыкающих пружин, при определении напряжений в деталях механизма и т.д.), поэтому обычно в качества закона движения толкателя задаются кривой (или уравнением) относительных ускорений толкателя. Технологические соображения в большинстве случаев заставляют обращаться к сложным законам движения.*

*В табл. 1...5 приведены некоторые законы движения толкателя, представленные в виде безразмерных коэффициентов относительных значений ускорений  и угла поворота Ку на фазе удаления. Коэффициент угла поворота Ку = ϕ1р / ϕу меняется в пределах от 0 до I, а коэффициент ускорения в пределах  может изменяться по величине и по знаку. Для приведенных примеров вначале, а также в промежуточных положениях ускорение может изменяться скачком на конечную величину (мягкий удар за счет мгновенного изменения силы инерции). Для ряда законов ускорение меняется скачком в конце фазы удаления, в других случаях скачки на графиках ускорений могут отсутствовать.*

***4.2.1 Построение диаграммы аналогового ускорения и ускорения выходного звена****.*

 *Синтез кулачкового механизма начнём с построения диаграммы аналога ускорения выходного звена. По оси абсцисс системы координат  в произвольном масштабе  откладываем фазовые углы φ n , φ в.в. и φ о*

***4.2.2 Построение диаграмм аналога скорости***

*Строим косинусоиду на фазовом угле подъема φn . Для этого из начала координат точки О системы координат  проводим полуокружность радиуса h′ = 60 мм. Делим ее на столько равных частей, на сколько разделили отрезок, изобра­жающий в масштабе  фазовый угол подъема φn . Разделим на 6 равных частей. Проецируем точку 1 полуокружности на вертикальную линию, проходящую через точку 1 оси φ. Получаем точку 1′ . Проецируем точку 2 полуокружности на вертикальную линию, проходящую через точку 2 оси φ. Получаем точку 2′ и т.д. Соединяем плавной кривой точки 0, 1 , 2 и т.д. и получаем косинусоиду для фазового угла φn . Аналогично строим косинусоиду для фазового угла опускания φ0. Если фазовые углы подъема φn и опускания φn равны, то h′ = h′′ . Если φn ≠ φ0  для определения амплитуды h′′ косинусоиды на участке угла ^ воспользуемся урав­нением (4.1)*

 * (мм) (4.1)*

*Интегрируя графически диаграмму  методом площадей или методом хорд, получаем график аналога скоростей .*

***4.2.3 Построение диаграммы перемещений выходного звена****.*

*Интегрирование методом хорд производим так.
 1) Выбираем произвольное полюсное расстояние H2 = 40 мм.*

 *Принятое полюсное расстояние H2  определяет высоту интегрируемой
кривой. С увеличением H2  высота кривой будет уменьшается.*

*2) На участке 0-1 криволинейную трапецию 011′0′ заменяем равновеликим прямоугольником. Высоту равновеликого прямоугольника проецируем на ось  получаем точку* ***I*** *которую соединяем с точкой* ***P*** *.*

*3) Из начала координат системы  проводим луч, парал­лельный отрезку* ***P2I****, до пересечения с вертикальной линией, про­ходящей через точку 1 оси φ, и получаем точку* ***a****.*

*4) Криволиней­ную трапецию 122′1 на втором участке 1-2 заменяем равновеликим прямоугольником.*

*5) Высоту прямоугольника проецируем на ось* ***d 2S*** *, по­лучаем точку* ***II****, которую и соединяем с точкой* ***P2****. Из точки* ***a2*** *проводим луч, параллельный отрезку* ***P2I****, до пересечения в точке* ***b2***  *с вертикальной линией, проходящей через точку 2 оси φ, и т.д.*

*6) Точки* ***o, a, b*** *и т.д. соединяем и получаем диаграмму *

*Интегрируя кривую  изложенным способом, получаем*

*диаграмму перемещений . Полюсное расстояние Н1 = 40 мм.*

*Определим масштаб оси движения выходного звена.*

 * (м / мм) (4.2)*

*где:*

 * - длина отрезка, изображающего в масштабе  угол φ n, мм*

*Тогда на графике другим фазовым углам будут соответствовать отрезки:*

* (мм) (4.3)*

 *Определяем масштабные коэффициенты графиков*

*Перемещения коромысла*

*(рад/мм)*

*Определим масштаб оси диаграммы аналога угловой скорости*

*(1/мм)*

*Определим масштаб оси диаграммы аналога углового ускорения*

*(1/мм)*

*Так как мы считаем, что кулачок вращается равномерно , то угол поворота кулачка  и оси абсцисс диаграммы движения являются осями времени, а диаграммы  и  - это диаграммы скорости и ускорения толкателя в соответствующих масштабах.*

*Определим масштаб линейной скорости по формуле*

* ( м / мм \* с-1) (4.8)*

*Определим масштаб аналог скорости по формуле*

* ( м / мм \* с-1) (4.9)*

*Определим масштаб аналог ускорения по формуле*

* ( м / мм \* с-1) (5)*

*Угловая скорость*

* (с-1 /мм) (5.1)*

*Угловое ускорение*

*( с-2 /мм) (5.2)*

*Определим масштаб линейной скорости по формуле*

* ( м / мм \* с-1) (5.3)*

 *Определим масштаб линейного ускорения по формуле :*

* ( м / мм \* с-2) (5.4)*

*Определим масштаб времени по формуле :*

 * ( с / мм ) (5.5)*

***4.3. Определение минимального радиуса кулачка***

*Для определения минимального радиуса кулачка исключаем параметр  из диаграмм , и построим диаграмму . Построение выполним в масштабе  .Масштаб  выбирают таким, чтобы диаграмма  для определения минимального радиуса кулачка получилась в пределах листа и еще осталось место для построения профиля кулачка.*

*Для получения разметки траектории толкателя в масштабе  необходимо из начала координат осей SOφ. Затем откладываем длину кривошипа в масштабе . Затем из точки О проводим линии через точки А1 А2 …..А6 соответствующих размеров учитывая коэффициент С.*

*Ось перемещений S направляем вверх, а ось аналога скоро­сти - -перпендикулярно к ней. На ось S переносим раз­метку траектории толкателя, выполненную на отрезке OD в масш­табе *

*Если кулачок вращается против часовой стрелки, то значение аналогов скорости  на фазе подъема откладываем влево от оси S*

 *Откладываем отрезки АiВi в масштабе* ***µl***

*При вычислении отрезков АiВi воспользуемся следующей формулой*



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *0* | *1* | *2* | *3* | *4* | *5* | *6* | *7* | *8* | *9* | *10* | *11* | *12* |
| *i-ii* | *0* | *20* | *35.7* | *41.2* | *35.7* | *20* | *0* | *20* | *35.7* | *41.2* | *35.7* | *20* | *0* |
| *B-B1* | *0* | *42.97* | *66.7* | *88.5* | *66.7* | *42.97* | *0* | *42.97* | *66.7* | *88.5* | *66.7* | *42.97* | *0* |

*Вычисленные отрезки ві – ві откладываем по касательным… проведеными с точки О2 в соот­ветствующих точках разметки траектории толкателя. Точ­ки ві соединяем плавной кривой и получаем диаграмму . Под углом передачи движения γдоп =90°-υдоп. Заштри­хованная область будет областью допускаемых решений. В любой точке этой области можно разместить центр вращения кулачка.*

*Минимальный радиус кулачка центрального кулачкового механизма,
если взять точку О в заштрихованной зоне на линии движения толкателя, будет.*

**

***4.4. Построение центрового профиля кулачка.***

*Радиус ролика толкателя должен быть меньше любого радиуса кри­визны выпуклой части центрового профиля. В противном случае рабочий профиль кулачка получится пересекающимся и. невыполнимым. Поэтому для устранения самопересечения профиля кулачка, а также из конструк­тивных соображений' числовое значение радиуса ролика должно удовлет­ворять двум условиям:*

 * и *

*где*

 * - минимальный радиус кривизны профиля кулачка. Радиус кривизны участка наибольшей кривизны центрового профиля кулачка можно, приближенно определить так.*

*Из средней точки D участка наибольшей кривизны центрово­го профиля кулачка описываем окружность произвольного радиуса (7 мм). Отмечаем точки пересечения E и F этой окружности с центровым профилем кулачка, и из них описываем окружность того же радиуса. . Через точки I, G, K, L взаимного пересечения описанных окружно­стей проводим прямые до пересечения их в точке М. Эту точку можно считать центром кривизны участка, В данном случае *

*Таким образом, получаем два значения радиусов  и  из которых находим предельные значения радиуса ролика. Из этих значений следует, что радиус ролика можно принять*

*При построении профиля кулачка используется метод обратного движения.*

*Последовательность построения такая :*

 *1 Выбираем точку О – центр вращения кулачка. Из точки О проводим окружность радиусом  мм.*

 *2 Радиусом R0 строим основной круг в масштабе μl*

 *3 Вот точки 0′ откладываем длину коромысла*

 *4 Вот линии А0′ в противоположную сторону обращения кулачка откладываем фазовые углы , , , .*

 *5 Делим углы , , на 12 ровных частей относительно диаграммы ; получаем точки 1, 2, 3, …...12. которые будут изучать положения толкателя обратном движении.*

 *6 Расстояние от центра кулачка к поверхности ролика определяются расстоянием r0*

 *7 Радиусами* ***А1′****,* ***А2′, А3′…. А12′*** *с центра вращения кулачка проводим дуги проводим лучи B****1′*** *′ ,* ***B2′*** *′,* ***B3′*** *′ ………* ***B12′*** *′ получим точки* ***1′′, 2′′, 3′′……12′′.***

 *8.Из точек* ***B1′****,* ***B2′, B3′….B12*** *откладываем длину коромысла*

 *9 Огибающая до этих положений поверхности толкателя и будет практическим профилем кулачка.*

***Построение диаграммы изменения углов давления***

*Для определения углов давления в каждом положении кулака соединяем точки* ***в1*** *,* ***в2 , в3*** *и т.д. диаграммы*

*С найденным центром О вращения кулачка. Измеряем углы при вершинах* ***в1*** *между отрезками* ***В1 в1*** *и проведенными* ***в1О*** ***в2О******в3О*** *и т.д. Эти углы равны углам передачи движения γ в соответствии положениями кулачка. Находим υ = 90 – γ и записываем в таблицу 4.1*

*Таблица 4.1*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *№**Положения*  | *0* | *1* | *2* | *3* | *4* | *5* | *6* | *7* | *8* | *9* | *10* | *11* | *12* |
| *υ0* | *90* | *83,4* | *70,18* | *60* | *97,17* | *74,19* | *90* | *86,9* | *74,12* | *60* | *64,47* | *72,26* | *90* |
| *Ордината* | *0* | *6,6* | *19,82* | *30* | *2283* | *15,83* | *0* | *3,1* | *15,88* | *30* | *25,53* | *17,74* | *0* |

*По данным табл.4.1 строим график изменения углов давления в масш­табе град/мм. На этом же графике проводим горизонтальную линию, соответствующую ординате, изображающей в масштабе  до­пускаемый угол давления.*

*Из графика и табл.4.1 следует, что ни в одном из положений угол давления не превосходит допускаемого значения. Следо­вательно, спроектированный кулачок будет работать нормально.*

***4.5. Определение жесткости замыкающих пружин.***

*Отрыв толкателя от профиля кулачка может произойти из-за силы инерции поступательно движущегося толкателя или от момента, сил инер­ции коромысла. Чтобы отрыв не произошел, необходимо на толкатель установить пружину. Пружину следует подобрать так, чтобы во всех положениях механизма сила нажатия ее была бы больше максимальной. инерционной нагрузки толкателя. При подборе пружины предполагается, что она смонтирована без предварительной деформации.*

*Жесткость пружины С определяется по следующей формуле:*

 *  (4.11)*

*где  - наибольшая сила сжатия пружины;*

 * - предварительное натяжение пружины;*

*Определим наибольшую силу инерции:*

*,*

*учитывая что  H\*м.*

* Н*

* Н*

* Н*

*Жесткость пружины С будет*

* *

***Заключение***

*В процессе выполнения курсового проекта по проектированию и исследованию механизмов процесса получены следующие результаты:*

 *1 Момент инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент движения входного звена ,составляет ;*

 *2 Истинная угловая скорость входного звена в исследуемом положении ;*

 *3 Угловое ускорение входного звена в положении ,движение замедленное;*

 *4 Давление в кинематических парах рычажного механизма в исследуемом положении*

 *5 Уравновешивающая сила, приложенная к пальцу кривошипа,*

 *6 Спроектирована, входящая в состав привода пара цилиндрических зубчатых колес с подвижными осями при и построена картина из защипления;*

 *7 Минимальный радиус кулачка центрального кулачкового механизма ;*

 *8 Построен профиль кулечка, обеспечивающий заданный закон движения толкателя- равномерное изменение ускорение по косинусоиде;*

 *9 Жесткость пружины, обеспечивающий силовое замыкание высшей кинематической пары кулачок- ролик составляет .*

***Используемые ГОСТы***

*1. Формат чертежей – ГОСТ 2.301 – 68*

*2. Толщина линии - ГОСТ 2.303 – 68*

*3. Размеры шрифта букв - ГОСТ 2.304 – 81*

*4. Нанесения размеров - ГОСТ 2.307 – 68*

*5. Нанесения надписей - ГОСТ 2.316 – 68*

*6. Штамп ГОСТ 2.104 – 68*

*7. Зубчатые передачи - ГОСТ 16530 – 70*

*8. Межосевое расстояние – ГОСТ 2185 – 65*

***СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ***

1. *Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для втузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1988. - 640 с.*
2. *Теория механизмов и машин: Учебник для втузов / К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.; Под ред. К.В.Фролова. -М.: Высш. школа.,*

*.1987. - 496 с.*

*3. Левитская О.Н, Левитский Н.И. Курс теории механизмов и*

*машин: Учеб. пособие для мех. спец. вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. -М.: Высш. шк., 1985. - 279 с.*

 *4. Озол О.Г. Ясногородский Ю.Н. Теория механизмов и машин: Пер. с латыш. / Под ред. С.Н.Кожевникова. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1984. - 432 с.*

*5. Попов С.А, Курсовое проектирование по теории механизмов и ма­
шин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / Под ред. К.В.Фро­
лова. -М.: Высш. шк., 1986. - 295 с.*

*6. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории
механизмов и машин с использованием ЭВМ: Учеб. пособие для техн. вузов /
А.М. Ашавский, В.Ф. Балабанов, В.С. Шейнбаум и др.; Под ред. А.М Ашав--
ского. - М.: Машиностроение, 1983. - 160 с.*

 *7. Юдин В.А., Барсов Г.А., Чупин Ю.Н. Сборник задач по теории механизмов и машин: Учеб. пособие. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. Высш. шк., 1982. - 215 с.*

 *8 Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. - 2-е изд., яерераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1987. - 560 с.*

 *9. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. -2-е изд., перераб. и доп. -М.: Машиностроение, 1985. - 272 с.*

 *10. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С.Кореняко и др. - Киев: Выща шк., 1970. - 332 с.*

 *11. Левитский Н.И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для втузов. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. - 336 с.*

 *12. Теория механизмов и машин: Учебник / К.И.Заблонский И. М. Декин. - Киев: Выща шк. Голов. Изд-во, 1989. 375 с*

 *13. Кожевников С.Н. Основы структурного синтеза механизмов. " Киев: Наук, думка, 1979. - 232 с.*