МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ

Кафедра инженерной и компьютерной графики

КУРСОВАЯ РАБОТА

Пояснительная записка

Тема работы: "Анализ работы плоского рычажного механизма"

Руководитель роботы: Выполнил:

ст. группы БТМАС - 03 - 1

Евстратов Н.Д.

# Харьков 2009

# Содержание

## Введение

Исходные данные

1. Динамический анализ механизма
   1. Структурный анализ механизма
      1. Структурная схема механизма
      2. Перечень звеньев механизма
      3. Определение степени подвижности механизма
   2. Кинематический анализ механизма

1.2.1 Определение скоростей точек и звеньев механизма

1.2.2 Определение ускорений точек и звеньев механизма

* 1. Силовой анализ механизма
     1. Расчет сил и главных моментов инерции звеньев механизма
     2. Определение реакций в кинематических парах

2. Проектный расчет на прочность

2.1 Выбор расчетной схемы

2.2 Построение эпюр

2.2.1 Построение эпюры Эп Nz

2.2.2 Построение эпюры Эп Qy

2.2.3 Построение эпюры Эп Mx

2.3 Подбор материала и сечений

3. Выводы

4. Список литературы

### Введение

Целью выполнения данной курсовой работы является закрепление теоретических сведений, полученных при изучении курса "Механика", приобретение конструкторских навыков при проектировании рычажных механизмов.

Для определения конструктивных размеров и расчета элементов кинематических пар на прочность необходимо вычислить силы, действующие на каждое звено и структурную группу.

Целью динамического анализа является:

1. определение сил и моментов, действующих на звенья механизма, кинематические пары и неподвижные опоры. И выявление способов уменьшения динамических нагрузок, возникающих во время действия механизма;
2. изучение режимов движения механизма под действием заданных сил и выявления способов, обеспечивающих заданные режимы движения.

Целью расчета звеньев механизма на прочность является оценка прочности элементов механизма с дальнейшим подбором оптимальных размеров сечений звеньев и предложением материала для их изготовления.

### Исходные данные

Схема № 5

Вариант № 5

Положение механизма № 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № | Параметры | Значение |
| 1. | Частота вращения n, об/м | 850 |
| 2. | lAB, мм | 34 |
| 3. | lAС, мм | 90 |
| 4. | lEF, мм | 110 |
| 5. | lCD, мм | 60 |
| 6. | lAE, мм | 60 |
| 7. | Центры тяжести S1, S2,S3, S4,S5 расположены посередине соответствующих звеньев | |
| 8. | Расcтояние а, мм | 40 |
| 9. | Расстояние b, мм | 75 |
| 10. | Расcтояние c, мм | 80 |
| 11. | Вес ползуна, Н | 18 |
| 12. | Момент инерции звена | J = ml2 / 12 |
| 13. | Наибольшая сила сопротивления P, кH | 300 |
| 14. | Масса звеньев m=ql, q=0.1 кг/м |  |

1. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА
   1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

1.1.1 СТРУКТУРНАЯ СХЕМА МЕХАНИЗМА



###### Рисунок 1.1. - Кинематическая схема механизма

Для изучения движения механизма необходимо знать его структуру: количество звеньев, количество и классы кинематических пар. Необходимыми также являются знания о взаимном расположении звеньев. Поэтому первым этапом кинематического анализа является построение кинематической схемы механизма. В данной курсовой работе рассмотрен механизм схемы № 5. Её построение выполнено в масштабе μl = 0,001 *м*.

Определить характер движения звеньев механизма можно с помощью плана положений. Построения плана начинается с черчения неподвижных опор B и D. Дальше строится траектория движения ведущего звена АВ (окружность) и на ней отмечаются двенадцать положений звена АС через каждые 300 , начиная с того положения, которое соответствует самому верхнему положению ползуна, которое мы и принимаем за нулевое. По условию необходимо рассмотреть данный механизм в положении № 3. Кинематическая схема механизма приведена в заданном положении на рисунке 1.1.

1.1.2 ПЕРЕЧИСЛЕНИЕ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

Рассмотрев характер движения, в механизме можно выделить следующие звенья:

1. - кривошип;

2. - шатун;

3. - коромысло;

1. - кривошип;
2. - ползун;
3. - стойка;
4. - стойка;

Звенья механизма соединены кинематическими парами:

1-2 - кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

2-3 - кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

2-4 - кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

3-5 - кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

6-1 - кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

7-4 - кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

3-5 - кинематическая пара 5-го класса, поступательная.

1.1.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПОДВИЖНОСТИ МЕХАНИЗМА

Разбиваем механизм на группы Ассура. Это показано на рисунке 1.2. Степень подвижности механизма определяем по уравнению Чебышева:

**W = 3n - 2p5 - p4 (1.1.1),**

где n - количество подвижных звеньев механизма;

p5, p4 - количество кинематических пар 4-го и 5-го класса.

Для данного механизма количество подвижных звеньев n = 5, кинематических пар 5-го класса p5 = 7; кинематические пары 4-го класса отсутствуют p4 = 0.

**W = 3·5 - 2·7 = 1**

Так как степень подвижности механизма равна 1, то для работы данного механизма необходимо одно ведущее звено.



###### Рисунок 1.2. - Структурные группы механизма

1.2 Кинематический анализ механизма

1.2.1 Определение скоростей точек и звеньев механизма

Для определения скоростей точек и звеньев заданного механизма воспользуемся методом планов скоростей.

Планом скоростей называется диаграмма, на которой изображены векторы скоростей точек плоского механизма.

Определим угловую скорость **ω** ведущего звена **АВ** по формуле:

**ω = 2π · n /60 = 2 · 3,14 · 850 / 60 = 89 *c-1* (1.2.1),**

где **n** - частота вращения.

Построение планов скоростей начинаем со скорости точки **А** ведущего звена **АB**. Учитывая, что угловая скорость ведущего звена **ω** известна, скорость точки **А** определим из уравнения :

**VА = ωAB ⋅ lAB = 89 ⋅ 0,034 = 3,026 *м/ c-1* (1.2.2),**

где **lAB**– длина звена **АB** *м*.

На плоскости черчения определяем полюс **Pv,** в котором будут находится точки **B** и **D -** неподвижные опоры данного механизма. Из полюса проводим вектор **а** в общем случаепроизвольной длины, а для конкретно данной задачи **а =** 151,3 *мм*,который отвечает скорости **VА**, в направлении перпендикулярном положению звена **АВ** вдоль **ωAB**. Вычислим масштабный коэффициент **µv** по формуле:

**µv = VА / Pva = 3,026 : 151,3 = 0,02 *м/ мм*⋅*с* (1.2.3),**

где **VА**- скорость точки А *м/с*;

**Pva**- длина вектора на плане скоростей *мм*.

Для определения скорости точки **C** воспользуемся условием её принадлежности звену – **АС** и **DC**.Скорость точки **С** определяется из системы векторных уравнений:



Вектор скорости точки **В** будет результатом общего решения двух векторных уравнений . В уравнении (1.2.4) первая составляющая **VA** известна по направлению, а про скорость **VCA** известно лишь то, что она перпендикулярна звену **СА.** Потому для дальнейшего построения рядом с точкой **а** проводится линия, которая перпендикулярна **AC.**

Абсолютное значение скорости **VC** определяется из уравнения:

**VC = Pvс · µv = 152 · 0,02 = 3,04 *м/с* (1.2.6),**

где Pvс - длина вектора *мм.*

Соединим на плане скоростей векторы **a** и **с.** Этот вектори является вектором **ас**, который соответствует звену **АС** на плане механизма. Т.к. точка **Е** принадлежит вектору **АС**, а соответственно и вектору **ас** на плане скоростей, то для нахождения ее положения на векторе **ас** будет справедливо:

**lАС / lЕС = ас / ес (1.2.7),**

**ес = 30 · 12 / 90 = 4 *мм .***

где lЕС - длина звена ЕС;

ес - длина вектора на плане скоростей.

Длина вектора, что соединяет полюс с точкой **е,** соответствует скорости **Ve**, численное значение которой равно:

**Ve = Pvе · µv = 152,5 · 0,02 = 3,05 *м/с* (1.2.8)**

Для определения скорости точки **F** воспользуемся условием её принадлежности точке **Е**. Скорость точки **F** определяется из уравнения:

**VF=VE+VFE (1.2.9)**

В этой векторной сумме нам известна скорость точки Е, найденная из уравнения (1.2.9), о другой составляющей этого уравнения - **VFE** нам известно только то, что траектория движения этого вектора перпендикулярна звену **FE**. Зная это условие , перенесем на план скоростей линию перпендикулярную по направлению к звену **FE**, которая бы проходила через точку **е.** Для того, чтобы составить второе уравнение для скорости **VF** необходимо определить точку **F0**. Тогда скорость **VF** будет равна:

**VF=VF0+VFF0 (1.2.10)**

Скорость точки **F0** равна нулю, потому на плане точка **f0** будет находится в полюсе. Скорость **VFF0** направлена вдоль движения ползуна. На плане этой скорости будет отвечать линия, которая направлена из полюса перпендикулярно вниз. На пересечении этой линии и линии, которая перпендикулярна звену **FE**, находится точка **f.**

Численно скорость **VF** равна:

**Vf = Pvf · µv = 46 · 0,02 = 0,92 *м/с* (1.2.11),**

где, Pvf - длина вектора, который соединяет полюс с точкой f.

Расставим на плане скоростей центры масс каждого звена данного механизма. Для звена **BA** вектор центра масс **S1** на плане скоростей будет направлен из полюса вдоль вектора **ba** величиной равной его половине.

Численное значение скорости **VS1** равно:

**VS1 = Pv S1· µv = 76 · 0,02 = 1,52 *м/с* (1.2.12)**

Для звена **АС** вектор его центра масс **S2** на плане скоростей будет направлен из полюса в точку соответствующую середине отрезка ас.

Численное значение скорости **VS2** равно:

**VS2 = Pv S2· µv = 152 · 0,02 = 3,04 *м/с* (1.2.13).**

Вектор центра масс **S3** звена **ЕF** на плане скоростей будет направлен из полюса в точку соответствующую середине отрезка еf на плане скоростей.

Численное значение скорости **VS3** равно:

**VS3 = Pv S3· µv = 89 · 0,02 = 1,78 *м/с* (1.2.14).**

Для звена **DC** вектор центра масс **S4** на плане скоростей будет направлен из полюса вдоль вектора **dc** величиной равной его половине.

Численное значение скорости **VS**4 равно:

**VS4 = Pv S4· µv = 76 · 0,02 = 1,52 *м/с* (1.2.15).**

С помощью плана скоростей можно определить угловые скорости звеньев механизма. Угловая скорость звена АС равна:

**ωАС = VAC / lAC = 0,24 / 0,09 = 2,6 *c-1* (1.2.16),**

где lAC - длина звена;

VAC - скорость движения точки А относительно точки С. Ее численное значение равно:

**VAC = ac · µv = 12 · 0,02 = 0,24 *м/с* (1.2.17),**

где ac - длина отрезка, который соединяет точки a и с на плане скоростей.

Аналогично для звена EF вычислим его угловую скорость ωEF :

**ωEF = VEF / lEF = ef · µv / lEF = 135 · 0,02/ 0,11 = 24,5 *c-1* (1.2.18),**

где lEF - длина звена; VEF - скорость движения точки E относительно точки F.

Для звена **CD** угловая скорость **ωCD** вычисляется по формуле:

**ωСD = VCD / lCD = dc · µv / lCD = 152 · 0,02/ 0,06 = 50,6 *c-1* (1.2.19),**

где lCD - длина звена; VCD - скорость движения точки C относительно точки D.

Полученные данные при построении плана скоростей занесем в таблицу 1.1.

Таблица 1.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| VA = 3,026 м/с | VS1 = 1,52 м/с | ωАВ = 89 с-1 |
| VС = 3,04 м/с | VS2 = 3,04 м/с | ωАС = 2,6 c-1 |
| VE = 3,05 м/с | VS3 = 1,78 м/с | ωСD = 50,6 c-1 |
| VF = 0,92 м/с | VS4 = 1,52 м/с | ωEF = 24,5 c-1 |

1.2.2 Определение ускорений точек и звеньев механизма

Для определения ускорений точек и звеньев механизма воспользуемся методом планов ускорений. Построение планов ускорений начинаем с ведущего звена механизма **AB**. Поскольку **ωAB = const** , то ускорение точки **А** :

**aA=ω AB 2⋅lAB = 892 ⋅0,034 = 269,3 *м/с2* (1.2.20).**

Ускорение точки **A** направлено вдоль звена **АB** к центру его вращения. С любой произвольной точки, в дальнейшем называемой полюсом плана ускорений **Па**, отложим вектор длиной 134,65 *мм* параллельно звену **АВ**. Конец вектора обозначим точкой **а’**. Масштабный коэффициент ускорений **μа** найдём таким образом:



**μа=aА / Паа’ = 269,3 /134,65 = 2 *м/мм⋅с2* (1.2.21),**

где **ПАВ** – длина вектора **AB** на плане ускорений.

Ускорение точки **C** можно найти из условия принадлежности этой точки двум звеньям: **АС** и **СD**. Оба звена выполняют плоско-параллельное движение. Запишем уравнение плоско-параллельного движения звена **АС** :

**аС=aА+anАС+aτАС (1.2.22).**

## В этой векторной сумме первое составляющее известно, а ускорение **anАС -** направлено из точки **А** в точку **С** вдоль звена и численно равно:

**anАС=V2АС/lAC=(μV ⋅ac)2/ lAC=(0,02 ⋅ 12)2/0,09 = 0,64 *м/с2* (1.2.23).**

Длина соответствующего отрезка на плане ускорений:

**nАС=anАС/μа= 0,64/2 = 0,32 *мм* (1.2.24).**

На плане ускорений проводим вектор из точки **а’** вдоль звена **АС** длиной **nАС** = 0,32 *мм.* Про третье составляющее векторного уравнения, так называемое ускорение звена **АС** тангенциальное, известно лишь его направление - перпендикулярно звену. Потому на плане ускорений перпендикулярно звену **nАС** из его конца проводим перпендикуляр.

Принадлежность точки **С** звену **СD** дает возможность записать уравнение:

**аС=aD+anСD+aτСD (1.2.25).**

Точка **D** является неподвижной, ее ускорение равно 0, на плане ускорений точка **d’** находится в полюсе **Па**.

Скалярное значение вектора **anСD** определяется из соотношения:

**anСD=V2CD/lCD=(μV ⋅cd)2/ lCD=(0,02 ⋅ 152)2/0,06 = 154,02 *м/с2* (1.2.26).**

Длина соответствующего отрезка на плане ускорений:

**nСD=anDС/μа= 154,02/2 = 77 *мм* (1.2.27).**

К точке **d’**, которая находится в полюсе, достраивается вектор длиной **nСD=** 77*мм,* по направлению параллельный звену **СD**, а из его конца проводится вектор, который перпендикулярен ему, и соответствует третьей составляющей векторного уравнения - **aτСD.** На пересечении линий **aτАС** и **aτСD** находится точка **с’**. Чтобы найти ускорение точки **с’** соединим ее с полюсом **Па**. Численно значение ускорения точки **С** равно:

**аС = μа · Па c’ = 2 · 86 = 172 *м/с2* (1.2.28).**

где Па c’ - длина вектора, который соединяет полюс с точкой **с’**.

Точку е’ можно найти на отрезке a’c’ из соотношения:

**lАС / lЕС = а’с’ / е’с’. (1.2.29),**

**е’с’ = 30 · 54 / 90 = 18 *мм .***

где lЕС - длина звена ЕС;

е’с’ - длина вектора на плане ускорений.

Соединим найденную точку **е’** с полюсом, чтобы получить ее численное значение:

**аЕ = μа · Па е’ = 2 · 100 = 200 *м/с2* (1.2.30),**

где Па е’ - длина вектора, который соединяет полюс с точкой **е’**.

Найдем местоположение на плане ускорения точки **F**. Для этого составим уравнение плоско-паралельного движения звена **EF** относительно точки **Е**:

**аF=aE+anEF+aτEF (1.2.31).**

Нормальное ускорение **anEF** звена ED найдем следующим образом:

**anEF=V2EF/lEF=(μV ⋅ef)2/ lEF=(0,02 ⋅ 136)2/0,11 = 67,25 *м/с2* (1.2.32),**

длина соответствующего вектора на плане ускорений составляет:

**nEF=anEF/μа= 67,25/2 = 33,62 *мм* (1.2.33).**

На плане ускорений из точки **е’** проводим вектор **nEF**, параллельный звену **EF** и направленный от **E** к **F**, а с конца этого вектора перпендикуляр, который соответствует направлению **aτEF** . Для исследования движения ползуна необходимо использовать точку **F0** на неподвижной направляющей. Тогда уравнение движения точки **F**:

**аF=aF0+aFF0 (1.2.34).**

Так как точка **F0** неподвижна, то на плане ускорений точка **f0’** находится в полюсе. Про ускорение **aFF0** известно лишь то, что оно параллельно направляющей. Потому на плане через точку **f0’** строится горизонтальная линия. На пересечении этой линии и линии **aτEF** находится точка **f’**. Численное значение ускорения точки F:

**аF = μа · Па f’ = 2 · 63 = 126 *м/с2,* (1.2.35),**

где Па f’ - длина вектора, который соединяет полюс с точкой **f’**.

Расставим на плане ускорений центры масс каждого звена данного механизма. Для звена **BA** вектор центра масс **S1’** на плане скоростей будет направлен из полюса вдоль вектора **b’a’** величиной равной его половине.

Численное значение ускорения аS1 равно:

**аS1 = μа · Па S1’ = 2 · 67 = 134 *м/с2* (1.2.36).**

Для звена **АС** вектор его центра масс **S2** на плане ускорений будет направлен из полюса в точку соответствующую середине отрезка **а’с’**.

Численное значение ускорения **аS2** равно:

**аS2 = μа · Па S2’ = 2 · 109 = 218 *м/с2* (1.2.37).**

Вектор центра масс **S3** звена **ЕF** на плане ускорений будет направлен из полюса в точку соответствующую середине отрезка **е’f’** на плане ускорений.

Численное значение ускорения **аS3** равно:

**аS3= μа · Па S3’ = 2 · 82 = 164 *м/с2* (1.2.38).**

Для звена **DC** вектор центра масс **S4** на плане ускорений будет направлен из полюса вдоль вектора **d’c’** величиной равной его половине.

Численное значение ускорения **аS4** равно:

**аS4= μа · Па S4’ = 2 · 43 = 86 *м/с2* (1.2.39).**

С помощью плана ускорений можно определить угловые ускорения звеньев механизма. Угловое ускорение звена **АС** равно:

**εАС = аτAC / lAC = μа · τAC / lAC = 2 · 53/ 0,09 = 1177,77 *рад/с2*(1.2.40)**

где lAC - длина звена; аAC - ускорение движения точки **А** относительно точки **С**. Аналогично для звена **EF** вычислим его угловое ускорение **εEF**:

**εEF = аτEF / lEF = μа · τEF / lEF = 2 · 35/ 0,11 = 636,36 *рад/с2*(1.2.41)**

Таким же образом для звена СD вычислим его угловое ускорение **εCD**:

**εCD = аτCD / lCD = μа · τCD / lCD = 2 · 37/ 0,06 = 1233,33 *рад/с2*(1.2.42).**

Угловое ускорение звена АВ εАВ = 0.

Полученные при построении плана ускорений данные сведем в таблицу 1.2.

Таблица 1.2

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| аA = 269,314 м/с2 | aS1 = 134 м/с2 | εАВ = 0 рад/с2 |
| аС = 172 м/с2 | aS2 = 218 м/с2 | εАС = 1177,77 рад/с2 |
| аЕ = 200 м/с2 | aS3 = 164 м/с2 | εСD = 1233,33 рад/с2 |
| aF = 66 м/с2 | aS4 = 84 м/с2 | εEF = 636,36 рад/с2 |

1.3 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Кинетостатический расчет, положенный в основу силового расчета механизма, базируется на принципе Д’ Аламбера, который в общем случае движения звеньев механизмов, совершающих сложное плоское движение, позволяет решить задачу путем сведения сил инерции звеньев к главному вектору инерции **Fi** и к главному моменту сил **Мi**.

**Fi = - asi · mi (1.3.1).**

Знак "-" означает, что вектор силы инерции направлен в сторону противоположную ускорению центра масс.

Массы звеньев рассчитываются с помощью формулы:

**m = q · l (1.3.2),**

где q = 0,1 кг/м, l - длина звена.

**m = P/g (1.3.3),**

где g- ускорение свободного падения, g = 9,8 м/с2

Также существует главный момент инерции звена, который приложен к центру масс звена и направлен в противоположную сторону угловому ускорению звена.

**Мi = -Jsi · ε (1.3.4),**

## где **Js** - момент инерции звена,

**ε** - угловое ускорение звена.

1.3.1 РАСЧЕТ СИЛ И ГЛАВНЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

mEF = q · lEF = 0,1 · 0,11 = 0,011 кг;

аS3 = 164 м/c2;

## Fi1 = - as1 · mAB = - 164 · 0, 011 = - 1,8 Н;

JS3 = mEF · lEF2 / 12 = 0,011 · (0,11)2 /12 = 11 · 10-6 кг · м2

ε = 636,36 рад/с2

Mu3 = - JS3 · ε = 11 · 10-6 · 636,36 = -0,7 · 10-2

mАС = q · lAC = 0,1 · 0,09 = 0,009 кг;

аS2 = 218 м/c2;

## Fi2 = - as2 · mAC = - 218 · 0, 009 = -1,9 Н;

JS2 = mAC · lAC2 / 12 = 0,009 · (0,09)2 /12 = 6 · 10-6 кг · м2

ε = 1177,77 рад/с2

Mu2 = - JS2 · ε = - 6 · 10-6 · 1177,77 = - 0,7 · 10-2

mCD = q · lCD = 0,1 · 0,06 = 0,006 кг;

аS4 = 86 м/c2;

## Fi4 = - as4 · mCD = - 86 · 0, 006 = - 0,5 Н;

JS4 = mCD · lCD2 / 12 = 0,006 · (0,06)2 /12 = 1,8 · 10-6 кг · м2

ε = 1233,33 рад/с2

Mu4 = - JS4 · ε = 1,8 · 10-6 · 1233,33 = -0,2 · 10-2

mAB = q · lAB = 0,1 · 0,034 = 0,0034 кг;

аS1 = 134 м/c2;

## Fi1 = - as1 · mAB = - 134 · 0, 0034 = - 0,45 Н;

Силы и главные моменты звеньев сведем в таблицу 1.3.

Таблица 1.3

|  |  |
| --- | --- |
| Fi1 = - 0,45 H | Mi1 = 0 H · м2 |
| Fi2 = - 1,9 H | Mi2 =- 0,7· 10-2 H · м2 |
| Fi3 = - 1,8 H | Mi3 =- 0,7· 10-2 H · м2 |
| Fi4 = - 0,5 H | Mi4 =- 0,2· 10-2 H · м2 |

1.3.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

Силовой анализ механизма начинаем с группы Ассура 3-5, наиболее удаленной от ведущего звена. Связи в шарнирах заменяются реакциями RE1 и RE2.

В шарнире F реакция неизвестна по модулю и направлена по горизонтали. Обозначим в точке S3 силу инерции. Обозначим также вес G3 звена FE и вес ползуна P.

Сумма моментов относительно точки F равна 0:

**∑ MF = 0 (1.3.4)**

**∑ MF = -R’E · lef + Fi3 · h i3 - M + G3h1 = 0 (1.3.5)**

**R’E =(G3h1 + Fi3 · h i3 - M) / lef = (0,1 ·0,008 +1,8·0,006 +0,7·10-2) / 0,11 = 0,1 H**

Составляем векторное уравнение:

**G3 + R’E + R"E + Fi3 + Fi5 + P + G5+R56 = 0 (1.3.6).**

С учетом этого уравнения строим замкнутый силовой многоугольник. На чертеже выбираем полюс **PF.** От него проводим вектор произвольной длины по направлению силы **G3.** Вычисляем масштабный коэффициент:

**μF = G3 / PF G3 (1.3.7),**

**μF = 0,1/ 5 = 0,02 Н/мм**

Далее к вектору **G3** достраиваем другие составляющие уравнения (1.3.6), рассчитывая длину векторов при помощи масштабного коэффициента. Находим неизвестные силы **R’’E** и **R56,** зная их направление. Определив их численное значения в мм, переводим это значение в Н с помощью масштабного коэффициента.

**R’’E = μF · ПF R’’E = 0,02 · 84= 1,68 H (1.3.8),**

где, **ПF R’’E -** положение **R’’E** на плане сил.

**R56= μF · ПF R56 = 0,02 · 37,5 = 0,75 H (1.3.9),**

где, **ПF R56-** положение **R56** на плане сил.

Найдем **RE** - результирующую силу в паре **Е,** соединив начало **R’E** и конец **R"E**. Определив его численное значения в мм, переводим это значение в Н с помощью масштабного коэффициента.

**RE = μF · ПF RE = 0,02 · 85= 1,7 H (1.3.10),**

где, **ПF RE -** положение **RE** на плане сил.

Для определения реакции в кинематической паре 2-4 к шарниру **АС** необходимо приложить силу **RE** того же значения, но противоположного направления. Реакции в шарнирах **А** и **D** нужно разложить на составляющие по направлению осей **R’А** и **R’D** , и перпендикулярные к ним: **R’’А** и **R’’D.** Известна точка приложения сил - центр шарнира, запишем уравнения сумм моментов каждого звена относительно точки **С.**

**∑ MС = R’А · lАС - F i2 · h i5 + Mi2 - G2h6 + RE = 0 (1.3.11),**

**R’A =(- G2h6 - Fi2 · h i5 + M i2) / lAC= (-0,09·0,036 +1,9·0,023 - 0,7·10-2) / 0,09 = 1,9 H**

Для звена **СD** сумма моментов относительно точки **С** равна нулю.

**∑ MС = R’D · lDС + F i4 · h i3 + Mi4 + G4h4 = 0 (1.3.12),**

**R’D = (- F i4 · h i3 - Mi4 - G4h4) / lDС = (0,5 · 0,012 + 0,2·10-2 - 0,06 · 0,02) / 0,06 = 0,1 H**

Рассмотрим уравнение равновесия группы в целом. Запишем векторное уравнение равновесия этой группы:

**R’D + R’’D + G4 + F i4 + R’A + R’’A + G2 + Fi2 + RE = 0 (1.3.13).**

В этом уравнении известны все составляющие по модулю и по направлению кроме **R’’D** и **R’’A** (они известны только по направлению). Для их нахождения необходимо построить силовой многоугольник, откладывая последовательно векторы сил.

Вычисляем масштабный коэффициент:

**μF = R’D / PF R’D (1.3.14),**

**μF = 0,1/ 2,5 = 0,04 Н/мм**

Далее к вектору **R’D** достраиваем другие составляющие уравнения (1.3.13), рассчитывая длину векторов при помощи масштабного коэффициента. Находим неизвестные силы **R’’D** и **R"A,** зная их направление. Определив их численное значения в мм, переводим это значение в Н с помощью масштабного коэффициента.

**R’’D = μF · ПF R’’D = 0,04 · 140 = 5,6 H (1.3.15),**

где, **ПF R’’D -** положение **R’’D** на плане сил.

**R"A = μF · ПF R"A = 0,04 · 35 = 1,4 H (1.3.16),**

где, **ПF R"A -** положение **R"A** на плане сил.

Найдем **RD** - результирующую силу в паре **D,** соединив начало **R’D** и конец **R"D**.

Определив его численное значения в мм, переводим это значение в Н с помощью масштабного коэффициента.

**RD = μF · ПF RD = 0,04 · 141= 5,64 H (1.3.17),**

где, **ПF RD -** положение **RD** на плане сил.

Аналогично найдем **RА** - результирующую силу в паре **АС,** соединив начало **R’А** и конец **R"А**.

Определив его численное значения в мм, переводим это значение в Н с помощью масштабного коэффициента.

**RA = μF · ПF RA = 0,04 · 60 = 2, 4 H (1.3.18),**

где, **ПF RA -** положение **RA** на плане сил.

Теперь определим уравновешивающую силу и уравновешивающий момент, действующий на кривошип **АВ.**

На кривошип АВ действует шатун силой **RA.** Считается, что сила **Fур** приложена перпендикулярно звену **АВ.** В этом случае уравнение моментов всех сил, приложенных к кривошипу относительно точки **В**, имеет вид:

**∑МВ = 0**

**∑МВ = RA · h8 + Fур · lAB + G1 · h9 = 0 (1.3.19)**

**Fур = G1 · h9 + RA · h8 / lAB = 0,03 · 0,007 + 2,4 · 0,008 / 0,034 = 0,57 H**

**Mур = Fур · lAB (1.3.20)**

**Mур = 0,57 · 0,034 = 0,02 H · м**

Найденные при силовом анализе механизма величины представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| RE = 1,7 H | RA = 2,4 H | RD = 5,64 H | Fур = 0,57 H |
| R’E = 0,1 H | R’A = 1,9 H | R’D = 0,1 H | Mур = 0,02 Н · м |
| R’’E = 1,68 H | R’’A = 1,4 H | R’’D = 5,6 H |  |

2. Проектный расчет на прочность

Проектный расчет механизма на прочность необходимо выполнять в следующей последовательности:

1. определить величину, направление, точку приложения и характер действия прикладываемых к механизму усилий;
2. выяснить вид деформаций в элементах механизма и составить расчетные уравнения;
3. выбрать марку материала для изготовления механизма и определить величину допускаемых напряжений;
4. определить размеры детали и округлить их до ближайших стандартных, согласно которым будет производится подбор сечений.

2.1 Выбор расчетной схемы

В результате динамического анализа плоского рычажного механизма были определены внешние силы, которые действуют на каждое звено и кинематическую пару.

Проектный расчет на прочность будем производить для группы Ассура 2-4 данного механизма. Под действием внешних сил звенья плоского механизма поддаются деформациям. Анализ роботы механизма показывает, что звено 2 претерпевает деформацию вида изгиб, а звено 4 - совместное действие изгиба и растяжения.

Для дальнейшего расчета прочности кинематической пары 2-4 будем рассматривать звено **А’С’** по длине соответствующее звену **АС**, которое необходимо расположить параллельно оси ОХ координатной плоскости. Для этого величину всех сил звена **АС**, приложенных к точке **А**, перенесем с учетом угла поворота в точку **А’**. Силу **RA’** направим вдоль звена **А’С’,** а силу **RA"** перпендикулярно звену**.**

**RA" = 1,4 · cos 500 = 0,89 H (2.1.1)**

**RA’ = 1,9 · cos 780 = 0,39 H (2.1.2)**

Силы действующие в точке **S2** звена **АС** перенесем соответственно в точку **S2’** с учетом угла поворота сил. Силы **G2** и **Fi2** разложим по вертикали (**G2"** и **Fi2"**)и по горизонтали (**G2’** и **Fi2’**).

**G2" = 0,09 · sin 500 = 0,06 H (2.1.3)**

**Fi2" = 1,9· sin 630 = 1,78 H (2.1.4)**

**G2’ = 0,09 · cos 500 = 0,05 H (2.1.5)**

**Fi2’ = 1,9 · cos 630 = 0,86 H (2.1.6)**

Силы действующие на звено **СD** перенесем в точку **С** с учетом угла поворота сил. Силы **G4** и **Fi4** разложим по вертикали (**G4"** и **Fi4"**)и по горизонтали (**G4’** и **Fi4’**). Силу **RD’** направим вдоль звена **А’С’,** а силу **RD"** перпендикулярно звену**.**

**G4" = 0,06 · sin 500 = 0,04 H (2.1.7)**

**Fi4" = 0,5· sin 700 = 0,46 H (2.1.8)**

**G2’ = 0,06 · cos 500 = 0,03 H (2.1.9)**

**Fi2’ = 0,5 · cos 700 = 0,17 H (2.1.10)**

**RD" = 5,6 · cos 600 = 2,8 H (2.1.11)**

**RA’ = 0,1 · sin 1430 = 0,06 H (2.1.12)**

Учтем момент инерции звена **АС** **Mi2 = 0,007 H ,** направленный по часовой стрелке, и перенесем его в точку **S2’** . А также момент инерции звена **СD** **Mi4 = 0,002 H ,** направленный против часовой стрелки, и перенесем его в точку **С’**.

2.2 Построение эпюр

2.2.1 Построение эпюры Эп Nz

Нагруженость звена позволяет выделить два участка: **A’S2’** и **S2’С’.** С помощью метода сечений построим эпюру Эп Nz записав уравнения действующих сил в точках **А’** и **С’** по горизонтали.

На участке I**:**

**Nz1 = RA’ = 0,39 Н (2.2.1)**

На участке II**:**

**Nz2 = - Fi4’ - G4’ - RD’ = - 0,55 Н (2.2.2)**

Согласно уравнений (2.2.1) и (2.2.2) построим эпюру Эп Nz. Произведем контроль построенной эпюры, согласно которому необходимо соответствие приложенных внешних сил **Fi2’** и **G2’** в центре звена **S2’** и так называемого скачка эпюры Nz размером равным сумме **Fi2’** и **G2’.**

**Fi2’ + G2’ = Nz1 + Nz2 (2.2.3)**

**0,86 + 0,06 ≈ 0,39 + 0,44**

2.2.2 Построение эпюры Эп Qy

На звено **A’C’** действуют поперечные силы**.** Для построения эпюры Qy необходимо определить знак действующих сил , сумма которых равна силе Qy. Поперечная сила Qy считается позитивной если она вращает звено по часовой стрелке, в противном случае эта сила считается отрицательной. Воспользовавшись этим правилом составим уравнения поперечных сил, действующих в точках **А’** и **С’** по вертикали.

На участке I**:**

**Qy 1 = - RA" = - 0,89 Н (2.2.4)**

На участке II**:**

**Qy 2 = Fi4" - G4" - RD" = - 2,66 Н (2.2.5)**

Согласно уравнений (2.2.4) и (2.2.5) построим эпюру Эп Qy. Произведем контроль построенной эпюры, согласно которому необходимо соответствие приложенных внешних сил **Fi2"** и **G2"** в центре звена **S2’** и так называемого скачка эпюры Qy размером равным сумме **Fi2"** и **G2".**

**Fi2" + G2" = Qy 1 + Qy 2 (2.2.6)**

**1,78 - 0,05 ≈ 2,66 - 0,89**

2.2.2 Построение эпюры Эп Mx

На звено **A’C’** действуют два сгибающих момента равных моментам инерции **Mi2 = 0,007 H ,** приложенного в точке **S2’,** и **Mi2 = 0,002 H** в точке **C’.** Для определения знака сгибающего момента необходимо представить волокна звена при деформации, если же момент растягивает нижние волокна бруска в рассматриваемом разрезе, то он считается положительным. Воспользовавшись этим правилом составим уравнения моментов для звена **А’С’**.

На участке I**:**

**Mx 1 = - RA" · z1 0 ≤ z1 ≤ 0,045 (2.2.7)**

**M 1│ z1=0 = 0**

**M 1│ z1=0,045 = - 0,04**

На участке II**:**

**Mx 2 = - RA" · l2 + Fi2" (l2 - l1) - G2" (l2 - l1) + Mi2 0,045 ≤ z1 ≤ 0,09 (2.2.8)**

**M 2│ z1=0 = - 0,04 + 0,007 = - 0,033**

**M 2│ z1=0,045 = - 0,08 + 0,045 (1,78 - 0,05) + 0,007 = 0,003**

Согласно уравнений (2.2.7) и (2.2.8) построим эпюру Эп Mx. Произведем контроль построенной эпюры, согласно которому необходимо соответствие приложенных моментов **Mi2** и **Mi4** со скачками эпюры Mx , что и было доказано.

2.3 Подбор материала и сечений

Из построенной эпюры Мх видно, что опасное сечение звена проходит через точку **S2’,** так как в ней сгибающий момент Мх наибольший:

**Ммах = - 0,04 Н · м**

Совместные деформации изгиба и растяжения обуславливают появление в материале нормального напряжения **σмах**. Это напряжение **σмах,** согласно условиям прочности, должно быть не более чем допускаемое [**σ**].

Проверочный расчет ведется по условию прочности

**σмах = Ммах / W x ≤** [**σ**]. **(2.3.1)**

За допускаемое напряжение возьмем значение [**σ**] для материала дюралюминий **[σ] = 25 МПа.** Тогда по формуле (2.3.1).

**Wx= 0,04/(25 · 103) = 0,0000016 м3 = 1,6 см3**

Из таблицы сортамента выбираем швеллер № 1 из алюминиевого сплава марки Д16:

# 1 ГОСТ 8240 - 72

Д16 ГОСТ 535-58

Параметры швеллера:

h = 10 мм

b = 6,4 мм

s = 0,8 мм

t = 1,4 мм

R= 1,2 мм

r = 0,5 мм

Wx= 1,82 мм

WY= 0,55 мм

Подберем круглое сечения для звеньев механизма по следующей формуле:

d = √ **Ммах / 0,1 · W x =** √ **0,04/(0,1 · 25 · 106) = 0,025 м = 25 мм (2.3.2)**

Подберем прямоугольное сечения с ребрами h и b, где h = 2b, для звеньев механизма по следующей формуле:

b = √ **3** **Ммах / 2 · W x =** √ **3** **· 0,04/( 2 · 25 · 106) = 0,013 м = 13 мм (2.3.3)**

Согласно формулам (2.3.2) и (2.3.3) получаем прямоугольное сечение с ребрами равными

**h = 26 мм** и **b = 13 мм.**

3. ВЫВОДЫ

В ходе курсовой работы мы ознакомились с методами проектирования плоских рычажных механизмов и закрепили теоретические знания, полученные во время изучения курса "Механика".

В первой части курсового проекта была составлена кинематическая схемы механизма, определены скорости и ускорения точек и звеньев механизма, а также реакции в кинематических парах.

Во второй части курсового проекта произведен проектный расчет звеньев механизма на прочность по нормальным напряжениям, подобраны сечения трех видов. Материалом для изготовления механизма выбран дюралюминий, у которого **[σ] = 25 Мпа,** что является наиболее оптимальным вариантом, т.к. материал с более высоким **[σ],** ведет к уменьшению размера диаметра сечения звеньев.

При выполнении курсового проекта внесены коррективы в исходные данные, изменено значение силы Р = 300 кН, т.к. масса ползуна оказывалась не соизмеримой с весом звеньев механизма, что не позволяло произвести кинетостатический анализ и дальнейшее выполнение курсовой проекта.

В заключение могу сказать, что при данных силовых и прочностных характеристиках данный механизм готов к эксплуатации и выдержит допускаемые нагрузки.

# 4. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. - 640 с.
2. Евстратов Н.Д. Курс лекций по механике. Часть I, II, III, IV. - Х: ХНУРЭ, 2002. -96 с.
3. Евстратов Н.Д., Кулишова Н.Е. Методические указания к курсовой работе по курсу "Техническая механика" - Х: ХНУРЭ, 1999. - 39 с.
4. Самохвалов Я.А., Левицкий М.Я., Григораш В.Д. Справочник техника - конструктора. - К.: Техника, 1975. - 568 с.
5. Степин П.А. Сопротивление материалов. - М.: Высш. школа, 1984. - 276 с.