Анализ нагруженности плоского рычажного механизма

СОДЕРЖАНИЕ

Таблица исходных данных

ВВЕДЕНИЕ

1. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

1.1 Структурный анализ механизма

1.1.1 Структурная схема механизма

1.1.2 Перечень звеньев механизма

1.1.3 Определение степени подвижности механизма

1.2 Динамический анализ механизма

1.2.1 Построение плана скоростей

1.2.2 Построение плана ускорений

# 1.3 Кинетостатический анализ механизма

# 1.3.1 Определение сил инерции механизма

1.3.2 Определение реакций в кинематических парах

1.3.3 Определение уравновешивающей силы и уравновешивающего момента

2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА НА ПРОЧНОСТЬ

2.1 Построение эпюр

2.2 Подбор сечений

ВЫВОДЫ

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Таблица исходных данных

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Параметры | Единицы измерения | Вариант |
| 3 |
| 1. | Частота вращения ведущего звена | n, об/мин | 210 |
| 2. | Длина О1А | мм | 25 |
| 3. | Длина АВ | мм | 80 |
| 4. | Длина O2B | мм | 60 |
| 5. | Длина ED | мм | 80 |
| 6. | Длина O1O2 | мм | 70 |
| 7. | Длина О2Е | мм | 35 |
| 8. | Длина АS2 | мм | 40 |
| 9. | Длина O1S1 | мм | 10 |
| 10. | Длина O2S3 | мм | 36 |
| 11. | Длина ES4 | мм | 35 |
| 12. | Масса звена АО1 | Н | 36 |
| 13. | Масса звена АВ | Н | 50 |
| 14. | Масса звена ВО2 | Н | 32 |
| 15. | Масса звена ED | Н | 40 |
| 16. | Масса ползуна D | Н | 40 |
| 17. | Момент инерции звена АВ | Кг\*м2 | 0,0008 |
| 18. | Момент инерции звена ВО2 | Кг\*м2 | 0,0008 |
| 19. | Момент инерции звена DE | Кг\*м2 | 0,0007 |

ВВЕДЕНИЕ

В процессе развития человек научился создавать и широко использовать искусственных помощников, которые заменяют ручной труд.

Различают три группы таких устройств:

1. Машины;
2. Аппараты;
3. Приборы.

Для машин характерна периодическая повторность перемещения их составных частей, в частности, рабочих устройств (рабочих органов), которые непосредственно выполняют производственные операции.

Составные части машин вместе с рабочими устройствами обычно называют механизмами, а твердые тела, их составляющие, называют звеньями. Звенья в свою очередь тоже могут иметь составляющие, которые называются деталями. Звенья, входящие в механизм всегда соединяются между собой, и подвижное соединение каждых двух звеньев называется кинематической парой.

Совокупность звеньев и пар образуют кинематическую цепь. Из кинематических цепей и образуются механизмы.

В зависимости от расположения траекторий звеньев различают два вида механизмов – пространственный и плоский.

В ходе данной работы рассмотрим плоский механизм, относящийся к классу наиболее часто используемых в современных машинах механизмов.

1. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

1.1 Структурный анализ механизма

1.1.1 Структурная схема механизма

Структурную схему механизма следует строить в выбраном маштабе, придерживаясь заданных размеров звеньев. На кинематической схеме должны быть данные о всем необходимом для определения движения. Структурная схема механизма приведена в заданном положении на рисунке 1.1

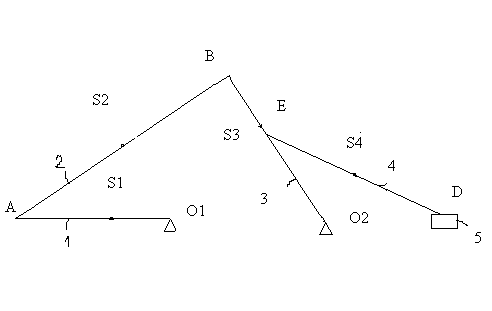


Рисунок 1.1 Структурная схема механизма

0) стойка;

1) кривошип;

2-3) шатун;

4) коромысло;

5) ползун;

1.1.2 Перечень звеньев механизма

Звенья механизма связаны кинематическими парами:

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

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

3-4 – кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

4-1 – кинематическая пара 5-го класса, вращательная;

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

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

4-5 – кинематическая пара 5-го класса, поступательная

Кинематические пары 4-го класса отсутствуют.

1.1.3 Определение степени подвижности механизма

Степень подвижности данного механизма определим по формуле Чебышева:

, (1.1)



где n – число подвижных звеньев механизма;

P5 – число пар 5 класса;

P4 – число пар 4 класса;

n=5; p5=7; p4=0.



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

1.2 Динамический анализ механизма

1.2.1 построение плана скоростей точек и звеньев механизма

Для определения скоростей точек и звеньев механизма применяем метод планов. Построение плана скоростей начинаем с ведущего звена механизма.

Посчитаем угловую скорость ведущего звена по формуле:

, (1.2)



n – частота вращения ведущего звена;

= 21 с-1.



Поскольку известно, что его угловая скорость ωОА – величина постоянная, то линейная скорость точки А равна:

VА=ω11О1А=21⋅0,025=0,54 м/с, (1.3)

где lо1А – длина звена О1А в метрах;

Находим скорость точки А на плане скоростей. Направление вектора VОА перпендикулярно звену и направлен вдоль ωо1А.

Из произвольно выбранной точки РV (полюс) откладываем вектор произвольной длины, численно равный вектору скорости VА. Определяем масштабный коэффициент скорости:

, (1.4)



где VА – истинная скорость точки А, м/с;

рv⋅а– длина вектора на плане, мм.

Для определения скорости точки В воспользуемся условием принадлежности точки В звену АВ. Тогда можно записать следующее уравнение:

, (1.5)



где VА– известно и по величине, и по направлению;

VBА – известно лишь то, что линия действия этого вектора перпендикулярна звену АВ.

Эту прямую проведем на плане скоростей через точку а. В полюсе ставим точку В. Прямая будет параллельна оси АВ. Тогда:

(1.6)



Скорость VВО2 направлена вдоль оси ВО2. На пересечении ВО2 и АВ будет находится точка В.

Численно скорость VВ равна:

мм/с (1.7)



Поскольку точка Е принадлежит этому звену ВО2, то для векторов скоростей справедлива запись:

(1.9)



где lBО2 и lBE – длины соответствующих звеньев.

На плане скоростей точка Е находится на отрезке bо2 и делит его в соответствии.



Длина вектора, который соединяет полюс с точкой Е, отвечает вектор скорости VЕ, численное значение которой равно:

мм/с (1.10)



Определяем скорость точки F, по формуле:

(1.11)



(1.12)



Вектором скорости точки D будет результатом общего решения векторных уравнений. В первом уравнении первое слагаемое известно по величине и по направлению.

Абсолютное значение скорости точки A, С, Е, F сведем в таблицу 1.1.

Определяем скорости центров масс по формуле :

(1.13)



Значения скоростей центров масс занесем в таблицу 1.2.

Определение угловых скоростей звеньев механизма

Полученный план скоростей позволяет не только определить скорости всех точек механизма, а также величину и направление всех скоростей звеньев. Все линии плана, исходящие из точки , представляют собой абсолютные скорости точек. Периферийные линии – относительные скорости.



Определим угловую скорость звена АВ:

(1.14)



где VAВ – скорость движения точки A, относительно точки В.

Определим угловую скорость звена ВО2:

(1.15)



Определим угловую скорость звена ED:

(1.16)



Угловые скорости сведем в таблицу 1.1

Таблица 1.1 – Скорости точек и звеньев механизма

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| VА | VВ | VE | VD | ω2 | ω3 | ω4 |
| мм/с | мм/с | мм/с | мм/с | Рад/с | Рад/с | Рад/с |
| 0.54 | 0.3 | 0.21 | 0.12 | 5.25 | 1.75 | 5.16 |
| Vs1 | Vs2 | Vs3 | Vs4 | Vs5 | - | - |
| мм/с | мм/с | мм/с | мм/с | мм/с | - | - |
| 0.12 | 0.22 | 0.25 | 0.13 | 0.12 | - | - |

Масштабный коэффициент плана скоростей



1.2.2 Определение ускорений точек и звеньев механизма

Для определения ускорений точек применяем метод планов ускорений. Построение плана ускорений начинаем с ведущего звена механизма, учитывая, ω – постоянная величина. Тогда ускорение точки А ведущего звена:

м/с2, (1.17)



Определение масштабного коэффициента плана ускорений производится следующим образом:

м/с2.мм, (1.18)



где πаа – длина вектора в мм.

Векторное уравнение плоскопараллельного движения звена АВ с полюсом в точке А имеют вид:

(1.19)



где – нормальная составляющая ускорения точки В в её относительном движении вокруг точки А;



– тангенциальная составляющая ускорения точки В в её относительном движении вокруг точки А.



В этой векторной сумме ускорение точки А известно, нормальная составляющая ускорения движения точки В относительно точки А направлено от точки В к точке В и равно:

, (1.20)



А его длина на плане ускорений считается с учётом масштабного коэффициента по формуле:

, (1.21)



На плане ускорений с точки а вдоль звена АВ проводим вектор длинной nВА. О третьем составляющем векторного ускорения известно только направление – перпендикулярное звену. Потому на плане ускорений с конца вектора nВА проводим перпендикулярную линию.

Ускорение точки D найдем из звена ED. Тогда ускорение точки D равно:

(1.22)



В векторном уравнении 1.22 первое слагаемое известно, второе направлено от точки вдоль звена и численно равно:

м/с (1.23)



Длина отрезка на плане ускорений:

1.3 мм (1.24)



Найдем ускорение aD из звена ED :

(1.25)



м/с (1.26)



(1.27)



Значения ускорений точек и звеньев занесены в таблицу 1.2.

Угловые ускорения рассчитываются по формулам:

(1.28)



(1.29)



(1.30)



Для определения центра масс aS1 звена ОА найдем на плане ускорения точку S1, по условию она лежит по средине звена, поэтому:

м/c2 (1.31)



Аналогично находим центры масс других звеньев:

(1.32)



(1.33)



(1.34)



(1.35)



Ускорения точек занесем в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Ускорения точек и центров масс угловые ускорения звеньев механизма

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| аА | аВ | аЕ | аD | E2 | E3 | E4 |
| мм/с2 | мм/с2 | мм/с2 | мм/с2 | 1/с2 | 1/с2 | 1/с2 |
| 12.07 | 12,8 | 9,2 | 11,5 | 295 | 220 | 65 |
| aD | aS2 | aS3 | aS4 | - | - | - |
| 1/с2 | 1/с2 | 1/с2 | 1/с2 | - | - | - |
| 5.6 | 4.6 | 9 | 6.4 | - | - | - |

Масштабный коэффициент плана ускорений – .



# 1.3 Кинетостатический анализ механизма

# 1.3.1 Определение сил инерции механизма

Если к механизму кроме внешних сил приложить силы инерции его звеньев, то условно можно считать, что механизм находится в равновесии. В этом случае для определения реакций в кинематических парах можно использовать уравнения статики, если в них включить силы инерции звеньев.

Сила инерции звена направлена в сторону, противоположную направлению ускорения центра масс этого звена и равна произведению массы этого звена на ускорение центра масс:

(1.36)



При этом существует также главный момент инерции звена, который приложен к центру масс звена и направлен в противоположную угловому ускорению звена сторону. Определяется по формуле:

(1.37)



где IS – момент инерции звена, для стержневого механизма , ;



Е– угловое ускорение звена, .



Силы инерции механизма приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3 – Рассчитанные значения сил и моментов инерции звеньев механизма

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Fи2 | Fи3 | Fи4 | Fи5 |
| Н | Н | Н | Н |
| 23 | 28,8 | 26,6 | 22,4 |

Масштабный коэффициент плана сил



где - длина вектора на плане сил



1.3.2 Определение реакций в кинематических парах

Кинематический анализ механизма начинаем с группы звеньев наиболее удаленной от ведущего звена. Наиболее отдаленной группой Ассура является группа, состоящая из звеньев 4-5.

Для силового расчета группы 4-5 к шарниру D необходимо приложить силу RτD, которая равна по модулю силе RτE и противоположна ей по направлению.

Реакции в шарнире Е – неизвестна. Необходимо разложить реакции в шарнире E на составляющие по направлению осей RnE и по направлению, которое ей перпендикулярно RτE .

Тангенциальные составляющие можно найти, если записать уравнение суммы моментов каждого звена относительно точки D.

Уравнение равенства звена 3 (ED):

(1.38)



где: hи1 – плечо силы Fи4, мм.

h2 – плечо силы GED.

Из уравнения 1.38 следует, что:

H (1.39)



Для определения остальных неизвестных составим векторное уравнение:

, (1.40)



где: все слагаемые известны по модулю и по направлению, а первый только по направлению.

Строим силовой многоугольник в выбранном масштабе, откладывая последовательно векторы сил.

Масштабный коэффициент определим по формуле:

Н/мм (1.41)



Построив силовой многоугольник найдем:



H (1.42)



Рассмотрим звено BO2:

(1.43)



тогда:

Н (1.44)



Рассмотрим звено АВ:

(1.45)



Тогда:

Н (1.46)



Строим план сил группы 2-3.

Реакции в кинематических парах занесем в таблицу 1.4

Таблица 1.4- Рассчитанные реакции в кинематических парах.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| н | н | н | н | н | н | н | н | н |
| 18 | 31.25 | 37.5 | 9.8 | 33.6 | 40 | 23 | 40 | 32.5 |

1.3.3 Определение уравновешивающей силы

На кривошип O2A действует шатун с силой RA. Для определения уравновешивающей RA=-RA необходимо задать ее направление. Считается, что сила Fур перпендикулярна звену АO1.

Уравнение моментов всех сил, действующих на кривошип относительно точки (O1) имеет вид:

(1.47)



Отсюда:

H (1.48)



Н.м (1.49)



Полученные данные занесем в таблицу 1.4.

Таблица 1.4

|  |  |
| --- | --- |
| Fур, Н | Мур, Н⋅м |
| 28 | 0.7 |

2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА НА ПРОЧНОСТЬ

В результате динамического анализа плоского рычажного механизма были определены внешние силы, действующие на каждое звено и кинематическую пару. Этими внешними усилиями являются силы инерции Fi, моменты инерции M и реакции в кинематических парах R. Под действием внешних сил звенья плоского механизма испытывают деформации. В данном механизме преобладают совместные деформации изгиба и растяжения.

Анализ нагруженной группы Асура 4-5 показывает, что звено 4 во время работы механизма испытывает совместное действие изгиба и растяжения. Для оценки прочности механизма необходимо при помощи метода сечений определить величину внутренних усилий, действующих в сечениях. Значения всех сил сведем в таблицу.

Таблица 2.1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Н | Н |  | Mi | Н | Н |
| 14 | 25 | 21 | 0,021 | 13 | 30 |

2.1 Построение эпюр NZ, QY, MX

Нагруженность звена позволяет выделить два участка, чтобы использовать метод сечений для них. Использование метода сечений для нормальной силы NZ дает следующие уравнения:

I участок

(2.1)



II участок

(2.2)



По этим данным строим эпюру NZ.

Для поперечной силы QY на соответствующих участках записываются такие уравнения:

I участок

(2.3)



II участок

(2.4)



Согласно с полученными значениями строим эпюру QY.

Аналитические уравнения записываем также для изгибающего момента на участках I и II:

I участок



(2.5)



II участок

(2.6)



Эпюру МХ строим по полученным значениям моментов.

Из эпюр МХ и NZ видно опасное звено механизма.

Mmax =Нм

NZmax = H

2.2 Подбор сечений

Совмещенные деформации изгибания и растягивания являются причиной возникновения в материале нормального напряжения, которое определяется алгебраической суммой напряжений от изгибания и растяжения:

σmax = σ1 + σ2 = NZmax/F + Mmax/WZ (2.7)

где F – площадь сечения;

WZ – момент инерции сечения относительно оси Z.

Это напряжение σmax , согласно с условиями прочности, должно быть не больше допускаемого │σ│= 170 МПа:

.



σmax = NZmax/F + Mmax/WZ ≤ │σ│ (2.8)

Это уравнение дает возможность найти геометрические размеры опасного разреза через подбор параметров F и WZ.

Будем рассчитывать для прямоугольного сечения. Тогда

Wx=bh2/6

h = 2b; F = hb=2b2; WZ = 4b3/6; (2.9)

b==5mm



h=2b=2\*5=10mm

Так как условие прочности выполняется, то полученный диаметр подходит.

Для круглого сечения используем отношения:

; ; (2.11)



Отсюда находим диаметр:

d==3mm



F=πD2/4 = 3.14/4=7.06



Для сечения в виде двутавра параметры находим подбором, подставляя в выражение (2.13) значение WX. Принимая [σ] = 70 МПа (латунь), выбираем двутавр с параметрами Н = 15 мм, В = 7 мм, S = 1.5мм, S1 = 1.5 мм, ГОСТ 13621-74, изготовленный из латуни.

(2.13)



WZ= 0,245/70\*106=0, 0035



Выводы

В ходе выполнения курсовой работы были изучены методы анализа и расчета плоских рычажных механизмов. В результате динамического анализа были определены скорости, ускорения, силы и моменты, действующие на звено.

Расчет на прочность звеньев механизма показал наиболее опасные участки.

Исходя из конструкторских соображений, был изменен диаметр круглого сечения с 4,8мм на 5мм. Размеры прямоугольного сечения 5мм на 10 мм.

Подобрав сечения, определяем, что наиболее выгодным является сечение в форме двутавра, так как с точки зрения затрат материала наиболее выгодные сечения те, у которых большая доля материала размещена в верхней и нижней частях сечения где напряжения наибольшие и поэтому материал наиболее полно используется.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Степин П.А. Сопротивление материалов. Изд. 5-е, перераб. и доп. Учебник для студентов машиностроительных вузов. М., «Высшая школа», 1973.

2 Методические указания к курсовой работе по курсу «Теоретическая механика» для студентов специальностей 7.091807 и 7.091002 / Автор Евстратов Н.Д. – Харьков: ХТУРЭ, 2009. – 40 с.

3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 2008.-640с.

4 Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высш. Шк. 1986.-416с.

5 Конспект лекций .

6 Анурьев В.И. Справочник конструктора-приборостроителя. – М.: «Приборостроение» 1967 688 с.