Содержание

Реферат

Введение

1. Литературный обзор

2. Структурный анализ механизма

3. Кинематический анализ механизма

4. Кинетостатический анализ механизма

Заключение

Список использованных источников

Реферат

Проектирование и исследование кривошипно–ползунного механизма грохота

Объём пояснительной записки составил 37 листов, 4 иллюстрации, 10 таблиц, 2 приложения, 3 использованных источника.

Объектом курсового проектирования является кривошипно-ползунный механизм. В курсовой работе произведено исследование кривошипно–ползунного механизма. Проведены структурный, кинематический, кинетостатический анализы.

В структурном анализе определен состав кривошипно–ползунного механизма. В кинематическом анализе определены скорости и ускорения точек механизма методами планов и кинематических диаграмм. В кинетостатическом анализе проведен силовой расчет методом планов сил и методом Жуковского.

Далее полученные результаты сравнены между собой, определяя погрешность при вычислениях, и сделаны соответствующие выводы.

Введение

Цель курсовой работы – закрепить и систематизировать, расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки студентов.

Развитие современной науки и техники неразрывно связано с созданием новых машин. В связи с этим требования, предъявляемые к новым разработкам, носят всё более жёсткий характер. Основными из них являются: высокая производительность, надежность, технологичность, минимальные габариты и масса, удобство в эксплуатации и экономичность.

Рационально спроектированная машина должна удовлетворять социальным требованиям – безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, экономическим, технологическим и производственным требованиям [2]. Эти требования представляют собой сложный комплекс задач, которые должны быть решены в процессе проектирования новой машины.

Объектом проектирования данной курсовой работы является кривошипно-ползунный механизм.

Теория механизмов и машин это наука, изучающая строение (структуру), кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом.

Целью теории механизмов и машин является анализ и синтез типовых механизмов и их систем [3].

Задачи теории механизмов и машин разнообразны, важнейшие из них можно сгруппировать по трем разделам: анализ механизмов, синтез механизмов и теория машин–автоматов.

Анализ механизма состоит в исследовании кинематических и динамических свойств механизма по заданной его схеме, а синтез механизма – в проектировании схемы механизма по заданным его свойствам.

Из всего изложенного следует, что теория механизмов и машин, в совокупности с курсами теоретической механики, деталей машин, технологии машиностроения, сопротивления материалов, является дисциплиной непосредственно занимающейся проблемами изложенными ранее. Данные дисциплины – основополагающие в подготовке специалистов, работающих в сфере машиностроения [1].

При решении задач проектирования кинематических схем механизмов необходимо учитывать структурные, метрические, кинематические и динамические условия, обеспечивающие воспроизведение проектируемым механизмом заданного закона движения.

Современные методы кинематического и кинетостатического анализов увязаны с их структурой, т. е. способом образования.

Структурный и кинематический анализы механизмов имеют своей целью изучение теории строения механизмов, исследование движения тел, их образующих, с геометрической точки зрения, независимо от сил, вызывающих движение этих тел.

Динамический анализ механизмов имеет своей целью изучение методов определения сил, действующих на тела, образующие механизм, во время движения этих тел, силами, на них действующими, и массами, которыми обладают эти тела.

1. Литературный обзор

При исследование механизма используются методы расчета и конструирования современных автоматизированных и высокопроизводительных машин. Рационально спроектированная машина должна удовлетворять требованиям безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, экономическим, технологическим и производственным требованиям. Эти требования представляют собой сложный комплекс задач, которые должны быть решены в процессе проектирования новой машины.

Решение этих задач на начальной стадии проектирования состоит в выполнении анализа и синтеза проектируемой машины, а также в разработке ее кинематической схемы, обеспечивающей с достаточным приближением воспроизведение требуемого закона движения.

Для выполнения этих задач необходимо предварительно изучить основные положения теории машин и общие методы кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов, а также приобрести навыки в применении этих методов к исследованию и проектированию кинематических схем механизмов и машин различных типов [3].

Машина – устройство, создаваемое человеком для изучения и использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности и облегчения путем частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях [1].

С точки зрения выполняемых машинами функций машины можно разделить на следующие группы [1]:

а) энергетические машины (двигатели и генераторы);

б) рабочие машины (транспортные и технологические машины);

в) информационные машины (математические и контрольно – управляющие машины);

г) кибернетические машины.

С развитием современной науки и техники все шире используются системы машин автоматического действия. Совокупность машин-автоматов, соединенных между собой и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса, называется автоматической линией. Современные развитые и совершенные машины обычно представляют собою совокупность многих устройств, в работу которых положены принципы механики, теплофизики, электротехники и электроники.

Механизмом называется искусственно созданная система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел. По функциональным назначениям механизмы машины обычно делятся на механизмы двигателей и преобразователей; передаточные механизмы; исполнительные механизмы; механизмы управления, контроля и регулирования; механизмы подачи, транспортировки, питания и сортировки обрабатываемых сред и объектов; механизмы автоматического счета, взвешивания и упаковки готовой продукции.

Несмотря на разницу в функциональном назначении механизмов отдельных видов, в их строении, кинематике и динамике много общего. Поэтому можно при исследовании механизмов с различными функциональными назначениями применять общие методы, базирующихся на основных принципах современной механики [1].

Основные виды механизмов [1]:

1) стержневые механизмы используются для преобразования движения или передачи силы в машинах;

2) во многих случаях есть необходимость проектировать механизмы, в состав которых входят упругие звенья в форме пружин, рессор, упругих балок и др.;

3) зубчатые механизмы применяются для передачи вращательного движения между валами с параллельными или непараллельными осями;

4) кулачковые механизмы используются для сообщения периодического или ограниченного эпизодического движения ведомому звену механизма по задан-

ному или выбранному закону;

5) в качестве гибких звеньев, передающих движение от одного твёрдого тела в механизме к другому, практически используются различной формы поперечного сечения ремни, канаты, цепи, нити и др.;

6) фрикционные механизмы – механизмы, в которых передача движения между соприкасающимися телами осуществляется за счёт трения;

7) механизмы движения с остановками;

8) клиновые и винтовые механизмы применяют в различного вида зажимных приспособлениях или в устройствах, в которых требуется создать большие усилия на выходной стороне при ограниченных силах, действующих на входной стороне;

9) более широкие возможности в смысле воспроизведения законов движения ведомых звеньев по сравнению с чисто рычажными, зубчатыми или другими механизмами дают так называемые комбинированные механизмы, в которых сочетаются рычажные, зубчатые, кулачковые и другие механизмы в различных комбинациях;

10) механизмы переменной структуры применяют, если необходимо: предохранить звенья механизмов от случайных перегрузок; осуществить требуемые перемещения ведомых звеньев в зависимости от наличия или отсутствия полезных нагрузок; изменить скорость или направление движения ведомого звена механизма без остановки двигателя и во многих других случаях;

11) механизмы с заданным относительным движением звеньев;

12) гидравлические механизмы – совокупность поступательного или вращательного механизмов, источника нагнетающего рабочую жидкость, управляющей и регулирующей аппаратуры;

13) пневматические механизмы – это поршневые или роторные механизмы, в которых движение осуществляется за счёт энергии сжатого воздуха, т.е. газ в этих механизмах используется в качестве энергоносителя;

Наиболее ответственным этапом в проектировании машин является разработка структурной и кинематической схем машины, которые в значительной степени определяют конструкцию отдельных узлов и деталей, а также эксплуатационные качества машины [2].

В данной курсовой работе будет рассмотрен кривошипно-ползунный механизм.

Кривошипно-ползунный механизм один из самых распространенных. Он является основным механизмом во всех поршневых (двигатели внутреннего сгорания, компрессоры, насосы, газовые расширительные машины), сельскохозяйственных (косилки, жнейки, комбайны) и ковочных машинах и прессах [2].

В каждом варианте функционального назначения при проектировании необходимо учитывать специфические требования к механизму. Однако математические зависимости, описывающие структуру, геометрию, кинематику и динамику механизма, при всех различных применениях будут практически одинаковыми. Главное или основное отличие ТММ от учебных дисциплин, изучающих методы проектирования специальных машин, в том, что ТММ основное внимание уделяет изучению методов синтеза и анализа, общих для данного вида механизма, не зависящих от его конкретного функционального назначения.

Кулисный кривошипно-ползунный механизм представляет собой кривошипно-ползунный механизм с бесконечно длинным шатуном, конструктивно превратившимся в ползун-камень. Его направляющая, кулиса, составляет одно целое с ползуном, совершающим гармоническое движение. Потому перемещения ползуна пропорциональны косинусу угла поворота кривошипа. Этот механизм, называемый также кулисным синусным применяют в небольших поршневых насосах и компрессорах приборах для осуществления гармоничного движения ползуна или определения величин пропорциональных синусу или косинусу угла поворота кривошипа и др.

В зависимости от назначения и условий работы механизмы с высшими парами можно разделить на ряд видов, из которых основными являются кулачковые, зубчатые, фрикционные, мальтийские и храповые.

Кулачковый механизм представляет собой механизм, высшая пара которого образована звеньями, называемыми – кулачок и толкатель. Они различаются формой своих элементов. Форма элемента толкателя может быть принята произвольной, а форму элемента кулачка выбирают такой, чтобы при заданном элементе толкателя обеспечить требуемый закон движения ведомого звена. Простейший кулачковый механизм – трехзвенный, состоящий из кулачка, толкателя и стойки; ведущим его звеном обычно бывает кулачок.

Зубчатый механизм, т.е. механизм, высшая пара которого образована зубчатыми звеньями, можно считать частным случаем кулачкового, так как зубчатое звено представляет собой как бы многократный кулачок. Зубчатые механизмы служат главным образом для передачи вращательного движения между двумя какими-либо осями с изменением угловой скорости ведомого вала [2].

Фрикционным механизмом называется механизм, в котором передача вращательного движения между звеньями, образующими высшую пару, осуществляется вследствие трения между ними. Простой фрикционный механизм состоит из трех звеньев – двух вращающихся круглых цилиндров и стойки.

Фрикционные механизмы часто используют в бесступенчатых передачах. При постоянной угловой скорости диска посредством перемещения колеса – катка вдоль своей оси вращения можно плавно изменять не только его угловую скорость, но и даже направление вращения.

Мальтийский механизм преобразует непрерывное вращение ведущего звена – кривошипа с цевкой в прерывистое вращение ведомого – "креста".

Храповой механизм с ведущей собачкой служит для преобразования возвратно-вращательного движения в прерывистое вращательное одного направления. Ведущее коромысло с собачкой постепенно поворачивает храповое колесо. Собачка не дает колесу вращаться в обратную сторону. Высшая пара здесь образована собачкой и храповым колесом.

Мальтийские и храповые механизмы широко применяются в станках и приборах [2].

2. Структурный анализ механизма

Механизм грохота (рисунок 1) состоит из пяти звеньев: 1 – кривошипа ОА, совершающего вращательное движение; 2 – ползуна А, совершающего возвратно-поступательное движение по кулисе; 3 – коромысла АВС, совершающего качательное движение вокруг шарнира В; 4 – шатуна СD; 5 – ползуна D, совершающего возвратно-поступательное движение; а также семи кинематических пар.



Рисунок 1 – Схема рычажного механизма

Определение степени подвижности механизма

Степень подвижности механизма определяется по формуле Чебышева:

W = 3n – 2P5 – P4, (2.1)

Где n – число подвижных звеньев для механизма, n =5;

Р5 – число кинематических пар V класса, Р5 = 7;

Р4 – число кинематических пар IV класса, Р4 = 0.

Подставляя числовые значения, получим:

W = 3·5 – 2·7 – 0 = 1.

Следовательно, степень подвижности механизма, показывающая число ведущих звеньев в исследуемом механизме, равна 1. Это значит, что для работы механизма достаточно одного ведущего звена.

Разбивка механизма на структурные группы

Согласно классификации И. И. Артоболевского разобьем исследуемый механизм на структурные группы. Механизм грохота (рисунок 1) состоит из ведущего звена 1 и двух структурных групп II класса 2 порядка.

Обе структурные группы относятся к третьему виду: первая – (звенья 2 и 3), и вторая – (звенья 4 и 5). Структурные группы состоят из 2 звеньев и 3 кинематических пар. Формула строения механизма имеет вид:

 (2.2)

3. Кинематический анализ зубчатой передачи

Привод рычажного механизма грохота, состоящий из планетарного редуктора и зубчатой передачи, изображен на рисунке 2. Планетарный редуктор, состоящий из водила и четырех колес с наружным зацеплением, имеет передаточное число iН3 = 10. Зубчатые колеса, установленные после планетарного редуктора, имеют следующие числа зубьев: z4 = 12, z5 = 28.

Рисунок 2 – Привод рычажного механизма

Передаточное число зубчатых колес 4 и 5 определяется по формуле

 (3.1)



Общее передаточное число всего привода определяется по формуле

(3.2)



Приведем некоторые параметры зубчатой передачи и планетарного редуктора: m I =3,5 мм; m II = 2,5 мм; межосевое расстояние зубчатых колес – aw = 72 мм; угловая скорость приводного вала (вала двигателя) – ωд = 150,00 рад/с. Определим угловую скорость ведущего звена механизма грохота – ω1 по формуле:

ω1 = ωд / i15, (3.3)

ω1 = 150 / 23,33 = 6,43 рад/с.

4. Кинематический анализ рычажного механизма

Цель кинематического анализа – определение скоростей и ускорений характерных точек рычажно-ползунного механизма грохота.

Построение планов положений механизма

Параметры исследуемого механизма (рисунок 1) приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры механизма

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| lОА, м | lCВ, м | lСД, м | b, м | Х, м | ВS3, м | ω1, рад/с |
| 0,30 | 0,24 | 1,05 | 0,09 | 0,09 | 0,108 | 6,43 |

Масштаб плана механизма определяем по формуле

μl =  (4.1)

где lОА – истинная длина кривошипа ОА, м;

ОА – длина кривошипа ОА на чертеже, мм.

Подставив данные, получим

μl = 

Порядок построения плана положений данного механизма:

– отмечаем на чертеже положение центров вращения кривошипа т.О и кулисного механизма т. С;

– очерчиваем траектории движения точек А и О эти деталей;

– разделим траекторию движения кривошипа ОА на 12 равных частей;

– из полученных точек А0, А1, А2, …, А12 проведем линии к т.В;

– из точки В проведем перпендикуляры, приняв угол АВС равным 90◦;

– определяем положение точки С при определенных положениях кривошипа ОА;

– откладываем отрезок CД в масштабе таким образом, чтоб точка Д лежала на прямой ОВД;

– методом засечек определяем положение точки Д при определенных положениях кривошипа ОА;

– по часовой стрелки откладываем в новом положении кривошип ОА и повторяем построение;

– обозначаем на чертеже траектории крайних точек звеньев и положение центров масс звеньев.

Построение диаграммы перемещений рабочего звена

Для построения кинематических диаграмм методом графического дифференцирования рассматривают 12 положений движения механизма (по кривошипу ОА).

Рассмотрим движение выходного звена. За начало отсчёта примем нулевое положение (оно же является последним). Ось абсцисс разбиваем на 12 равных частей. По оси ординат откладываем расстояния, пройденные точкой Д по прямой (на звене 5) от крайнего левого положения до крайнего правого положения, соответствующего данному моменту времени. По полученным точкам строим диаграмму перемещений φ = φ(t) выходного звена.

Определяем масштабы перемещений от угла поворота и во времени:

 (4.2)

 (4.3)

где l – расстояние на чертеже полного оборота кривошипа ОА, мм;

n – число оборотов в минуту вращения кривошипа ОА, об/мин, определяемое по формуле

 (4.4)



Приняв длину полного оборота на чертеже 180 мм определим масштабы





Масштаб перемещений возьмем несколько мельче

μs = 

Графическое дифференцирование диаграмм скоростей и ускорений выходного звена. Выбрав произвольно полюсное расстояние Hv = (40…60 мм) = 50мм, вычислим масштаб диаграммы скоростей μV

 (4.5)



Заменяем кривую перемещения совокупностью хорд, выбираем полюсное расстояние и строим систему координат. Для этого на графике скоростей параллельно хордам строим прямые, проходящие через полюс. Из точки пересечения прямой с осью S проводим прямую, параллельную оси t до искомого положения. Полученные точки последовательно соединяем, получив в итоге график скоростей выходного звена. Аналогично диаграмме скоростей, выбрав произвольно величину полюсного расстояния HА, равное 40 мм, вычислим масштаб диаграммы ускорений μА

 (4.6)



Построение диаграммы ускорений аналогично построению диаграммы скоростей.

Построение планов скоростей для трех положений

Для построения нужно знать скорость точки А во вращающем движении звена ОА. Определим ее из формулы:

VA1 = (4.7)

VA1 = 

Для построения планов скоростей выберем положения механизма: первое, седьмое и десятое. Для всех положений построение аналогичное, поэтому опишем алгоритм построения. Определим характерные точки для построения: опорные – А1, В6, Д6, С3; и базовые – А3, Д4. Составим векторные уравнения скоростей этих точек:

 (4.8)

 (4.9)

Строим план скоростей. Кривошип ОА движется с постоянной скоростью. Из полюса – П плана скоростей в направлении вращения кривошипа перпендикулярно ОА откладываем вектор скорости (Па1), условно приняв его длину равной 80 мм. После чего определяем масштаб плана скоростей:

μV =  (4.10)

μV = 

В соответствии с системой уравнений (4.8) делаем соответствующие построения. Для этого через точку а1 проведем прямую, параллельную ВА, а из полюса П проведем прямую перпендикулярную АВ, так как скорость В6 равна нулю. Таким образом, получаем точку а3. Поскольку точка С принадлежит звену АВС, то на плане скоростей ее можно найти, использую теорему подобия. Определяем ее местоположение по соотношению длин рычага АВС и соотношений длин скоростей а3в6с3. Затем, используем систему векторных уравнений (4.9). Найдя точку с3, откладываем от нее перпендикуляр к шатуну СД. Из полюса проводим параллельную прямой ВД прямую; поскольку скорость точки b6 равна нулю, то тем самым получим точку d4. Положения векторов скоростей центров масс определим из теоремы подобия. Поскольку центр масс звена ОА находится в точке О, то на плане скоростей он будет находиться в точке П. Положение центра S4 на плане скоростей определим на линии с3d4, посередине отрезка. На отрезке b6а3 найдем из пропорции (4.11) положение точки S3:

 (4.11)



Для всех трех положений произведем расчеты скоростей из графического построения с учетом их пересчета на натуральную величину, измерив длину соответствующих скоростям векторов и умножив их на масштаб плана скоростей:

VN = (4.12)

Таблица 2 – Действительные значения скоростей характерных точек рычажного механизма в трех положениях

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Скорость в точке | Длина вектора  с плана (рn), мм | μV, | VN =, м/с |
| 1 | VА3 | 77,5 | 0,024 | 1,86 |
| VС3 | 59 | 1,416 |
| VS3 | 26 | 0,624 |
| VS4 | 32 | 0,768 |
| VД | 13,5 | 0,324 |
| 7 | VА3 | 76 | 1,824 |
| VС3 | 59 | 1,416 |
| VS3 | 27 | 0,648 |
| VS4 | 34 | 0,816 |
| VД | 21 | 0,504 |
| 10 | VА3 | 80 | 1,92 |
| VС3 | 91 | 2,184 |
| VS3 | 40 | 0,96 |
| VS4 | 46 | 1,104 |
| VД | 91 | 2,184 |

Построение планов ускорений для трех положений

Составим системы векторных уравнений для ускорений рычажного механизма по аналогии с векторными уравнениями скоростей:

 (4.13)

 (4.14)

Определим нормальное ускорение точки А звена ОА. Так как звено вращается с постоянной скоростью, то касательное ускорение отсутствует. Тогда имеем:

 (4.15)



Приведем алгоритм построения плана аналогов ускорений на примере первого положения. Остальные построения проводим аналогично.

Построение плана начинаем с построения ускорения точки А. Отложим его в масштабе от полюса Р, причем направление вектора от А к О. Определим масштаб ускорений, приняв произвольно на чертеже длину ускорения а1 = 80 мм:

μа =  (4.16)

μа = 

Определим угловые скорости звеньев АВС и СД. Их значения найдем по формуле (4.17), а направлены параллельно соответствующим звеньям от базовой точки.

 (4.17)

Угловую скорость находим для каждого звена из плана скоростей. Сведем полученные значения в таблицу 3.

Таблица 3 – Угловые скорости звеньев и нормальные ускорения

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение | Скорость  звена | Значение, м/с | Нормальное  ускорение | Значение,  м/с2 | Значение в масштабе, мм |
| 1 | VВА | 1,86 | аnВА | 10,99 | 70,9 |
| VСД | 1,368 | аnДС | 1,78 | 11,5 |
| 7 | VВА | 1,824 | аnВА | 10,56 | 68,13 |
| VСД | 1,368 | аnДС | 1,78 | 11,5 |
| 10 | VВА | 1,92 | аnВА | 17,55 | 113,2 |
| VСД | 0 | аnДС | 0 | 11,5 |

Построение ведем пользуясь системой векторных уравнений. Касательные ускорения направлены перпендикулярно звеньям. Учитывая все это, построим план ускорений для положений механизма: 1, 7, 10. Точка с3 находится по аналогии с планом скоростей. Кориолисово ускорение найдем по формуле:

 (4.18)

 (4.19)

Полученные значения сведем в таблицу 4. Откладывается оно по направлению вращения на 90о от вектора скорости. Относительная скорость имеет направление параллельное движению, откладывая вектора по порядку. Находим точку а3 и d4.

Таблица 4 – Расчет кориолисова ускорения

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение | Скорость  звена | Значение, рад/с | Ускорение | Значение,  м/с2 | Значение в масштабе, мм |
| 1 | ωАВ | 5,9 | акор | 6,51 | 42 |
| 7 | ωАВ | 5,79 | акор | 6,4 | 41,3 |
| 10 | ωАВ | 4,38 | акор | 0 | 0 |

Сравнительная характеристика

Результаты всех вычислений графическим методом и дифференцированием сведем в таблицу 5.

Таблица 5 – Таблица сходимости

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина | Скорости υД4, м/с | | | Ускорение аД4, м/с2 | | |
| Положение | 1 | 7 | 10 | 1 | 7 | 10 |
| План | 0,28 | 0,5 | 2,05 | 5,89 | 8,6 | 3,6 |
| Диаграмма | 0,27 | 0,5 | 1,98 | 5,9 | 8,5 | 3,7 |
| Расхождение, % | 2,1 | 0 | 2,3 | 1,2 | 2,3 | 2,6 |

Расхождения значений скоростей и ускорений находим по формулам:

 (4.20)

 (4.21)

где  – значение ускорения с плана, м/с2;

 – значение ускорения с диаграммы, м/с2;

VД4 – значение скорости с плана, м/с;

VппД4 – значение скорости с диаграммы, м/с.

# 5. Кинетостатический анализ механизма

Целью кинетостатического анализа является нахождение сил инерции и определение реакций в кинематических парах.

С первого листа чертежей перенесем план механизма в первом положении, а также перенесем план ускорений этого положения и перевернутый на 900 против часовой стрелки план скоростей.

Определение веса звеньев механизма

Вес звеньев определяем по формуле

Gi = mi ∙ g, (5.1)

где g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с2.

Полученные значения сводим в таблицу 6.

Таблица 6 – Вес и масса звеньев

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Звено | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Масса, кг | 0 | 0 | 10 | 15 | 200 |
| Вес, Н | 0 | 0 | 98,1 | 147,15 | 1962 |

Определение моментов сил инерции и сил инерции звеньев

Найдем силу инерции каждого звена в отдельности.

Сила ФИ направлена противоположно полному ускорению точки S и может быть определена по формуле

 (5.2)

где m – масса звена, кг;

аS – ускорение центра масс звена, м/с2.

Подставляя числовые величины, получим Ф1 = Ф2 = 0,







Момент инерции МИ пары сил инерции направлен противоположно угловому ускорению ε звена и может быть определён по формуле

 (5.3)

где – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс S и перпендикулярной к плоскости движения звена, кг ∙ м2,

Определим угловые ускорения по формуле

 (5.4)

Подставляя числовые значения в формулы (5.3-5.4) получим значения, которые занесем в таблицу 6.

Таблица 6 – Моменты сил инерции и силы инерции звеньев

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Величины | Звено | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| , м/с2 | 0 | 0 | 4,185 | 7,285 | 5,9675 |
| , рад/с2 | 0 | 0 | 9,44 | 4,13 | 0 |
| , кг ∙м2 | 0,52 | 0 | 1,6 | 3,5 | 0 |
| , Н | 0 | 0 | 41,85 | 109,275 | 1193,5 |
| , Н⋅м | 0 | 0 | 15,1 | 14,45 | 0 |

Определение точек приложения сил

Рассмотрим группы асура по отдельности каждую для нахождения реакций. Расчет будем вести с последней. Для вращательных пар реакции раскладывают на две – параллельную и перпендикулярную. Силу полезного сопротивления направим против сил инерции.

Определение реакций в кинематической паре

Расчет начинаем с последней структурной группы. Вычерчиваем группу звеньев 4 и 5, на эту группу переносим все внешние нагрузки и реакции. Считаем данную группу, находящуюся в равновесии, и составляем уравнение равновесия

 (5.5)

Величина  раскладывается на две составляющие: нормальную и тангенциальную.

 (5.6)

Величину  находим из условия равновесия относительно точки Д для четвертого звена.

  (5.7)

где , h1,  – плечи сил до точки Д, определяемые по чертежу м.

Тогда

 (5.8)



Строим план сил, откуда определяем величины , . Получим следующие значения с учетом масштаба сил μF = 10 Н/мм:





Учитывая, что ползун также можно рассмотреть отдельно получаем что сила  приложена в т.Д, так как расстояние b=0. Определяем направления.

Аналогично составляем уравнение равновесия для второй группы Асура.

 (5.9)

где



Реакцию ползуна 2 на коромысло не ищем, т.к. она не столь важна.

Строим силовой многоугольник, откуда определяем неизвестные реакции . Получаем следующие значения с учетом масштаба сил:





Определение уравновешивающей силы

Вычерчиваем ведущее звено и наносим действующие нагрузки. Чтобы система находилась в равновесии, вводим уравновешивающую силу, которая приложена в точке А перпендикулярно звену AО. По схеме видно, что уравновешивающая сила равна реакции 

Определение уравновешивающей силы по методу Жуковского

Поворачиваем план скоростей механизма на 90° и прикладываем к нему действующие силы и силы инерции. Затем составляем уравнение равновесия, рассматривая план скоростей как твердое тело, относительно полюса.





Подставляя числовые значения получим



Определяем погрешность расчета уравновешивающей силы по методу плана сил и методу Жуковского по формуле

 (5.11)

Подставляя числовые значения, получим



Заключение

В данной курсовой работе был проведен анализ кривошипно-ползунного механизма.

В литературном обзоре ознакомились с принципами работы различных механизмов. В результате проведённого анализа были выполнены следующие виды исследований: структурное, кинематическое, кинетостатическое и синтез зубчатого зацепления.

В ходе выполнения структурного анализа определи строение и степень подвижности механизма.

В кинематическом анализе определили скорости и ускорения с помощью двух методов: методом планов и методом графического дифференцирования. Скорости и ускорения точки Д для первого положения получились равными 0,28 м/с, 0,27 м/с и 5,89 м/с2, 5,9 м/с2 соответственно, погрешности – 2,1 % и 1,2%. Для седьмого положения скорости и ускорения равны 0,5 м/с, 0,5м/с и 8,6 м/с2, 8,5 м/с2, погрешности составили 0% и 2,3%. Для десятого положения скорости и ускорения получились равными 2,05 м/с, 1,98 м/с и 3,6м/с2, 3,7 м/с2 , погрешности равны 2,3 % и 2,6 %. Можно утверждать, что расчеты были выполнены верно, т.к. погрешность для скоростей не превышает 5%, а для ускорений менее 10%.

В кинетостатическом анализе проведен силовой расчет двумя методами. Использовали метод планов сил и метод Жуковского. По методу планов сил FУР получилась равной 910 Н, а по методу Жуковского – 906 Н, погрешность составила 2,3 %, что не превышает допустимых норм. Можно сделать вывод, что метод планов сил является более трудоемким по сравнению с методом Жуковского.

Список использованных источников

1 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебное пособие.- 4-е изд., доп. перераб.-М.:Наука,1988.-640 с.

2 Кореняко А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин:-5-е изд., перераб.- Киев: Вища школа, 1970.- 332 с.

3 Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: Учебное пособие.- 4-е изд.,исправленное.-М.:Машиностроение,1973.-592 с.

4 Марченко С.И. Теория механизмов и машин: Конспект лекций. - Ростов н\Д: Феникс, 2003. – 256 с.

5 Кульбачный О.И.. Теория механизмов и машин проектирование: Учебное пособие.-М.: Высшая школа, 1970.-228