

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР**
**КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА**

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

КУЙБЫШЕВ 1989

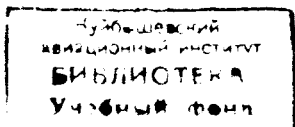
Министерство высшего и среднего специального образования
Р С Ф С Р

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный
институт имени академика С.П.Королева

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Утверждено

советом института
в качестве
методических указаний
для студентов



Куйбышев 1989

Составитель **Ж.Е. Ш у м**

УДК 621.865.4

Проектирование рычажных механизмов: Метод. указания
/Сост. **Ж.Е.Ш у м**; Куйб. авиац. ин-т; Куйбышев, 1989.
24 с.

В методических указаниях содержатся материалы, необходимые для выполнения курсовой работы по разделам: структура и классификация, кинематическое и кинетостатическое исследование стержневых механизмов.

Методические указания предназначены для студентов третьего курса вечернего отделения, выполняющих курсовую работу по "Теории механизмов и машин".

Рецензенты: доц. **Б.М.С и л а е в**, проф. **В.М.Я с т р е б о в**

1. СТРУКТУРА И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

Структурный анализ плоского стержневого механизма проводится по методике Ассур-Артоболовского. Деление механизмов на классы зависит от структурных особенностей групп, составляющих эти механизмы. Такая классификация позволяет грамотно решить задачи кинематического и кинетостатического анализа механизма.

Все плоские механизмы относятся к механизмам третьего семейства, число степеней свободы которых определяется по формуле П.Л.Чебышева при условии отсутствия в них высших пар

$$W = 3n - 2P_5,$$

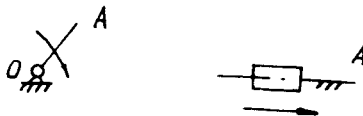
где W - степень подвижности механизма,

n - число подвижных звеньев,

P_5 - количество поступательных и вращательных пар пятого класса, имеющих в данном механизме.

В плоском механизме можно выделить входные звенья, каждое из которых присоединено с помощью вращательной или поступательной кинематической пары к стойке и имеет одну степень подвижности (рис.1).

Имеются кроме входных звеньев кинематические цепи или структурные группы звеньев, степень подвижности которых равна нулю ($W = 0$).

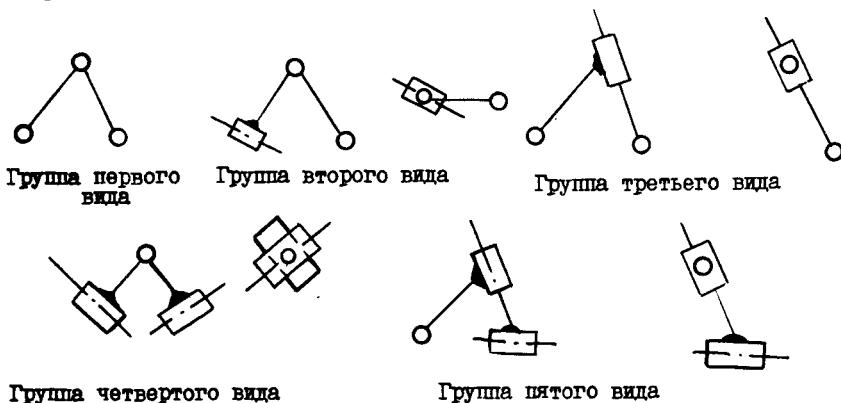


Р и с. 1. Изображение входных звеньев

В такой кинематической цепи согласно формуле Чебышева $W = 3n - 2P_5 = 0$ и отсюда $3n = 2P_5$,

т.е. количество звеньев должно быть четное, а количество кинематических пар кратное трем. Структурный анализ механизма, предложенного на проектирование, необходимо начать с отделения структурных групп, наиболее удаленных от ведущего звена. Отделив структурную группу нулевой подвижности, необходимо проверить степень подвижности оставшейся кинематической цепи, которая должна быть такой же, как и у исходного механизма. Затем необходимо последовательно отделить все группы нулевой подвижности, и в итоге должно остаться одно ведущее звено - механизм первого класса. У каждой из отдельных структурных групп необходимо определить класс, порядок и вид.

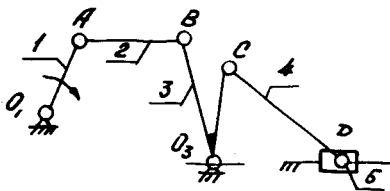
Порядок структурных групп определяется числом свободных кинематических пар, которыми эта группа присоединяется к соседним звеньям или к стойке. Вид структурных групп второго класса зависит от того, сколько вращательных пар заменено на поступательные и в какой последовательности. Виды структурных групп второго класса представлены на рис.2.



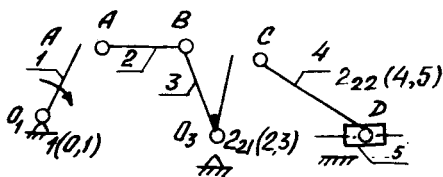
Р и с. 2. Виды структурных групп второго класса

Итогом структурного анализа проектируемого механизма является определение его класса. Класс механизма зависит от наивысшего класса структурной группы, входящей в состав механизма.

Приведем пример структурного анализа механизма (рис.3,4).



Р и с. 3. Схема механизма



Р и с. 4. Разложение механизма на структурные группы

Количество подвижных звеньев механизма $n = 5$, количество кинематических пар пятого класса $P_5 = 7$.

Степень подвижности механизма $W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Разбивку на структурные группы начинают с группы, наиболее удаленной от ведущего звена. Около каждой группы указывают класс, порядок и ее вид, а в скобках проставляются номера звеньев, образующих данную группу. Формула строения нашего механизма имеет вид

$$1(0, I) \rightarrow 2_{2I}(2, 3) \rightarrow 2_{22}(4, 5).$$

Она означает, что к входному звену-механизму первого класса, состоящему из стойки 0 и ведущего звена I, присоединяется структурная группа второго класса, второго порядка, первого вида, состоящая из звеньев 2, 3, а затем к ней присоединяется структурная группа второго класса, второго порядка, второго вида, состоящая из звеньев 4, 5. По классификации Ассур-Артоболевского механизм принадлежит к механизмам второго класса.

2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

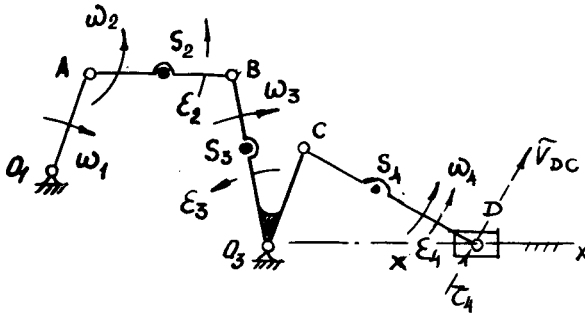
2.1. Кинематическое исследование механизмов методом планов

Для кинематического анализа механизма необходимо определить угловую скорость ведущего звена ω_1 . Если известны обороты входного звена n_1 , то угловая скорость его $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$.

Кинематическое исследование механизма проводится по структурным группам, начиная с ведущего звена. Рассмотрим кинематическое исследование механизма на примере механизма конвейера (рис.5). Исследование будет проводиться графо-аналитическим методом, с помощью которого построим план скоростей (рис.6) и план ускорений (рис.7). Скорость точки A $V_A = \omega_1 \rho_{OA}$. Выбираем полюс построения плана скоростей P и в выбранном масштабе скорости $\mu_V = \frac{V_A}{\rho_{PA}} = \frac{m/s}{mm}$ откладываем отрезок \overline{PA} .

Скорость внутренней точки B структурной группы ABO_3 находим с помощью векторных равенств, определяющих скорость этой точки относительно двух внешних кинематических пар A и O_3

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}; \quad \overline{V_B} = \overline{V_{O_3}} + \overline{V_{BO_3}}$$



Р и с. 5. Схема механизма с кинематическими характеристиками

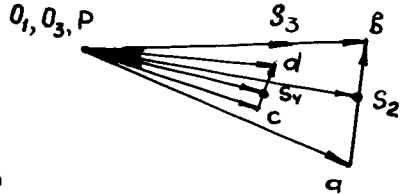
Вместо этих двух векторных равенств можно написать одно

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}.$$

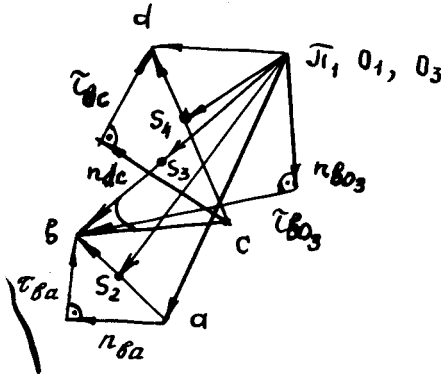
I_{BO_3} I_{BA}

Строим это векторное равенство.

К скорости точки А на плане скоростей (см. рис. 6) добавляем направление вектора \vec{V}_{BA} , перпендикулярное ВА.



Р и с. 6. План скоростей



Р и с. 7. План ускорений

Абсолютная скорость 7 точки В исходит из полюса и направлена перпендикулярно BO_3 , конец вектора этой скорости определится пересечением с направлением вектора \vec{V}_{BA} . Скорость точки С звена 3 определится с помощью свойства подобия планов скоростей механизма. Треугольник BO_3C плана скоростей подобен треугольнику BO_3C плана механизма, повернут по отношению к нему на 90° и сходственно расположен, т.е. обход букв

на механизме соответствует обходу букв на плане скоростей. Следующая группа CD присоединяется к предыдущей в точке C . Запишем для определения скоростей точек этой группы векторное равенство

$$\vec{V}_{D \parallel XX} = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC \perp DC}$$

Ползун движется поступательно по жесткой направляющей XX , его скорость и ускорение направлены параллельно XX . Скорость точки D в относительном вращении около точки C направлена перпендикулярно радиусу вращения. Строим векторный многоугольник. Абсолютная скорость точки D исходит из полюса и направлена горизонтально. Конец вектора этой скорости определится пересечением направления вектора \vec{V}_{DC} , добавленного к скорости точки C .

Теперь, пользуясь свойством подобия, на плане скоростей необходимо построить скорости центров тяжести звеньев. Центр тяжести второго звена AB расположен в его середине. Надо построить относительную скорость \vec{V}_{BA} , соединив концы соответствующих векторов A и B . В центре вектора по подобию отмечаем точку S_2 и, соединив ее с полюсом, находим скорость центра тяжести \vec{V}_{S_2} . Аналогично определяются \vec{V}_{S_3} , \vec{V}_{S_4} - скорости центров тяжести звеньев 3 и 4. Теперь необходимо определить угловые скорости каждого звена механизма

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{BA}}; \quad \omega_3 = \frac{V_{S_3}}{\ell_{S_3}}; \quad \omega_4 = \frac{V_{DC}}{\ell_{DC}}$$

Относительные скорости берем с плана скоростей с учетом его μ_v , например $V_{BA} = \bar{v}_{BA} \mu_v$. Направление угловых скоростей зависит от направления вектора соответствующей относительной скорости.

Для определения направления угловой скорости ω_4 необходимо с плана скоростей снять вектор \vec{V}_{DC} и перенести его мысленно в точку D , считая точку C неподвижной. Если потянуть за конец вектора, то угловая скорость ω_4 окажется направленной против часовой стрелки. Также определяются направления угловых скоростей других звеньев.

Теперь строим план ускорений. Вычисляем ускорение точки A $W_A = \omega_1^2 \ell_{OA}$. Выбираем масштаб ускорения $\mu_w = \frac{W_A}{\overline{MM}}$, где \overline{MM} - отрезок плана ускорений, избранный на чертеже ускорение точки A .

Ускорение внутренней точки B структурной группы ABO_3 найдем с помощью векторных равенств, определяющих ускорение этой точки относительно двух внешних кинематических пар A и O_3

$$\overline{W_B} = \overline{W_A} + \overline{W_{BA}}^n + \overline{W_{BA}}^z \quad (1)$$

$$\overline{W_B} = \overline{W_{O_3}} + \overline{W_{BO_3}}^n + \overline{W_{BO_3}}^z \quad (2)$$

Нормальные составляющие ускорений вычисляются, если есть величины относительных скоростей

$$W_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{\ell_{BA}}; \quad W_{BO_3}^n = \frac{V_{BO_3}^2}{\ell_{BO_3}}$$

Строим векторные многоугольники согласно равенствам (1) и (2). К ускорению точки А на плане ускорений добавляем ускорение $\overline{W_{BA}}^n$, известное по величине и направленное параллельно стержню ВА, т.е. горизонтально справа налево к точке А, а затем к концу нормальной составляющей ускорения звена $\overline{W_{BA}}^z$ добавляем направление вектора $\overline{W_{BA}}^z - \tau_{BA}$ перпендикулярно ВА. Строим 2-е векторное равенство. К точке O_3 , которая находится в полюсе, добавляем известное по величине и направлению (в центр вращения к точке O_3 , сверху вниз, параллельно BO_3) ускорение $\overline{W_{BO_3}}^n - \tau_{BO_3}$, а затем из конца вектора $\overline{W_{BO_3}}^z$ строим касательную составляющую $\tau_{BO_3} - \overline{W_{BO_3}}^z$.

В точке пересечения касательных τ_{BA} и τ_{BO_3} определится искомая точка В, ускорение которой построится соединением этой точки В с полюсом π .

Переходим к построению плана ускорения для следующей группы CD . Запишем векторное равенство

$$\overline{W_D} = \overline{W_C} + \overline{W_{DC}}^n + \overline{W_{DC}}^z \quad (3)$$

Ускорение точки С определяется с помощью свойства подобия планов ускорений планам механизма. Нормальная составляющая ускорения $\overline{W_{DC}}^n = \frac{V_{DC}^2}{\ell_{DC}}$, определяется с помощью плана скоростей.

Строим векторный многоугольник согласно равенству (3). К ускорению точки С на плане ускорений добавляем вектор $\overline{W_{DC}}^n$, известный по величине и направленный параллельно DC в центр вращения точки С, а затем к концу вектора $\overline{W_{DC}}^n$ проведем линию направления вектора касательной составляющей ускорения $\overline{W_{DC}}^z - \tau_4$. Абсолютное ускорение

ползуна направлено горизонтально и исходит из полюса. Точка пересечения направления абсолютного ускорения точки Д и касательной составляющей W_{DC}^z дает ускорение точки Д ползуна.

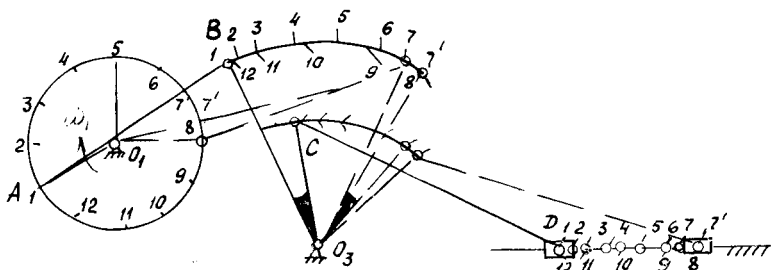
Таким образом, план ускорений построен. Отмечаем на нем ускорения центров тяжести W_{S2} , W_{S3} , W_{S4} , пользуясь свойством подобия. И, как итог кинематического исследования, определим угловые ускорения каждого звена механизма

$$\varepsilon_2 = \frac{W_{BA}^z}{l_{BA}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{W_{B03}^z}{l_{B03}}; \quad \varepsilon_4 = \frac{W_{DC}^z}{l_{DC}}.$$

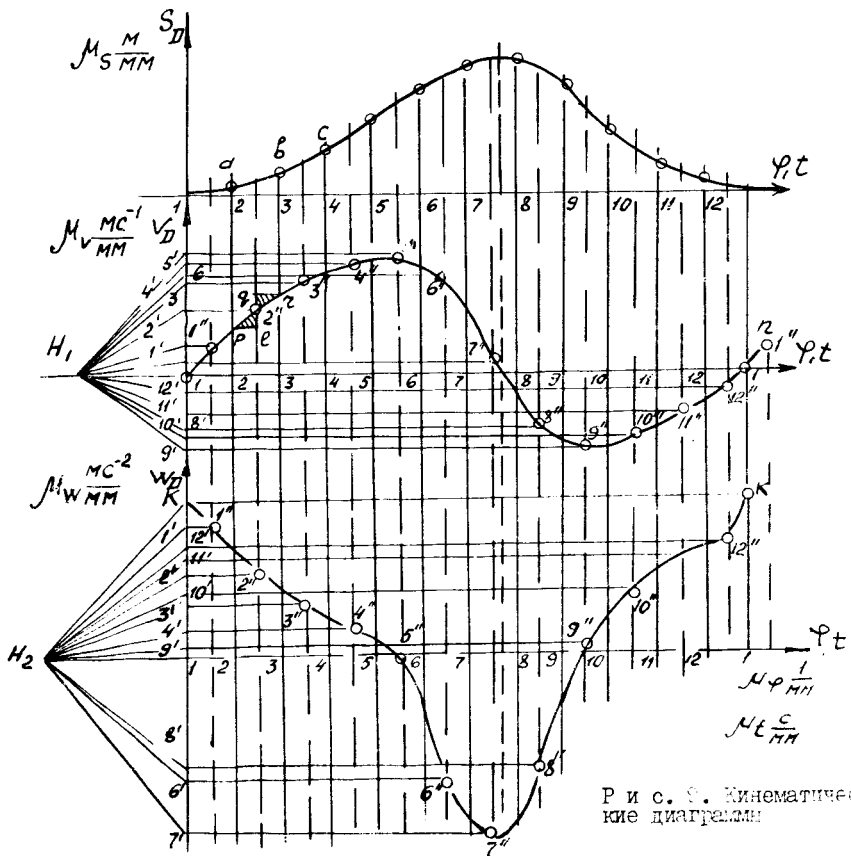
Направление углового ускорения ε_2 определится, если взять $\overline{W_{BA}^z}$ с плана ускорения и пристроить в точку В механизма. Считая точку А неподвижной и потянув за конец вектора W_{BA}^z , получим направление углового ускорения ε_2 против часовой стрелки. Аналогично определяются направления угловых ускорений других звеньев.

2.2. Кинематическое исследование методом построения кинематических диаграмм

Кинематическое исследование проводится за полный цикл движения исследуемого механизма. В зависимости от характера движения звеньев или отдельных точек могут быть построены и различные кинематические диаграммы. Рассмотрим построение кинематических диаграмм для точки Д нашего механизма, которая перемещается прямолинейно. Для перемещений S_D , скоростей V_D и ускорений W_D удобно строить кинематические диаграммы в зависимости от времени t или угла поворота ведущего звена φ , учитывая, что угловая скорость ведущего звена $\omega_1 = const$. Имея разметку пути ползуна Д для двенадцати положений механизма (рис.8), удобно отсчет перемещений проводить от крайнего левого. Проводим две оси координат (рис.9) и на оси абсцисс откладываем отрезок, представляющий собой в масштабе μ_t время одного полного оборота кривошипа и угол поворота φ в масштабе μ_φ . Этот отрезок разбиваем на 12 равных частей и в соответствующих точках откладываем расстояния, пройденные ползуном Д от крайнего левого положения Д₁ в масштабе построения схемы $\mu_t = \mu_s$ или любым другим. Полученная кривая является кривой расстояний точки Д от крайнего левого положения ползуна Д₁. Время одного оборота $T = \frac{60}{n}$ с. Дважды дифференцируя



Р и с. 8. Планы механизма



Р и с. 9. Кинематические диаграммы

график перемещений, получим график изменения скорости и изменения ускорений ползуна. Дифференцирование проводим методом хорд.

Порядок построения графика $V_D(t)$

Аппроксимируем кривую $S_D(t)$ ломаной линией (см. рис. 9). Строим новые оси координат $V_D(t, \varphi_1)$. По оси абсцисс сохраняем те же точки и тот же масштаб. Выбираем на оси абсцисс диаграммы $V = V(t)$ точки H_1 на расстоянии 30+40 мм от начала координат. Из этой точки проводим лучи $H_1 I'$ параллельно участку ломаной I а; $H_1 2'$ параллельно ломаной второго участка ав и т.д. Затем из точки I' проведем горизонталь до середины участка I-2 (точка I''), из точки $2'$ горизонталь до середины участка 2-3 (точка $2''$) и т.д. Последовательно соединяя точки $I, I'', 2''$, получим кривую $V_D = V_D(t)$. На каждом из участков I-2, 2-3 проведем кривую таким образом, чтобы площади $p \ell 2''$ и $2 q z$ были равновеликими. Масштаб скорости $\mu_V = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1} \frac{MC^{-1}}{MM}$. Масштаб графика скорости зависит от полюсного расстояния.

Начальная и конечная точки графика должны иметь одинаковые значения скорости. Кривую ускорения W_D построим аналогично путем графического дифференцирования кривой изменения скорости. Так как точки графика мы получим в середине каждого участка, для получения начальной и конечной точки ускорения W_D необходимо провести добавочное построение. С учетом цикличности механизма все значения скоростей повторяются. Продлим кривую $V_D(t)$ еще на половину участка I-2 и проведем хорду на кривой скорости от середины участка I2-I до середины участка I-2. Затем из полюса графического дифференцирования H_2 проведем луч $H_2 K$ параллельно участку ломаной. Положение точки K определит максимальное значение ускорения точки D . Это ускорение точки D определит его конечное, а тем самым, и начальное значение. Так как в начале и конце цикла скорость равна нулю, то ускорение точки D в этих точках должно быть максимальным. Масштаб графика ускорения

$$\mu_W = \frac{\mu_V}{\mu_t H_2} = \frac{\mu_s}{\mu_t^2 H_1 \cdot H_2} \frac{MC^{-2}}{MM}$$

3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

3.1. Задачи силового расчета

Задачей силового расчета является определение всех сил и моментов пар сил, приложенных к каждому звену механизма, что необходимо для расчета на прочность всех звеньев механизма.

Для того, чтобы механизм находился в равновесии под воздействием внешних сил, к ведущему звену должна быть приложена уравновешивающая сила P_y или уравновешивающий момент M_y .

Силовым расчетом определяются реакции в каждой кинематической паре механизма и величины уравновешивающей силы или пары сил.

Если в число известных сил включены инерционные нагрузки, то силовой расчет называется кинестатическим.

3.2. Порядок силового расчета

1. Определяются все внешние силы, действующие в механизме.
2. Определяются инерционные нагрузки каждого звена.
3. Силовой расчет проводится для всей ведомой части механизма по структурным группам, начиная с последней, каждая из которых является статически определимой.
4. Проводится силовой расчет ведущего звена.
5. Определяется уравновешивающая сила или уравновешивающий момент с помощью рычага Жуковского и сравнивается с найденным ранее с помощью силового расчета.
6. Определяются потери мощности на трение и КПД механизма.

3.3. Силовой расчет

Кинестатический расчет механизмов проводится графоаналитическим методом. Используя условия равновесия структурных групп, записываются уравнения равновесия. На основании этих уравнений строится многоугольник сил для каждой структурной группы, который называется планом сил.

Сначала находятся реакции во внешних кинематических парах группы, а затем находятся реакции во внутренних парах из условия равновесия одного из звеньев группы.

Для реакций, возникающих между элементами кинематических пар, приняты следующие обозначения: реакция со стороны звена K на звено ℓ обозначается $R_{K\ell}$, реакция со стороны звена ℓ на звено K $R_{\ell K}$
 $R_{K\ell} = -R_{\ell K}$.

Сила характеризуется тремя параметрами: величиной, направлением и точкой приложения. Во вращательной паре определяются величина и направление реакции, а в поступательной - величина и точка приложения, так как реакция направлена всегда по нормали к направляющей ползуна.

Рассмотрим кинестатистический расчет механизма на примере механизма конвейера (см.рис.5).

Дано: веса звеньев G , положения центров тяжести S , планы скоростей и ускорений механизма, нагрузка на ползун F_{nc} - сила полезного сопротивления, коэффициенты трения $f_{\beta p}$ и $f_{\text{пост}}$ в кинематических парах.

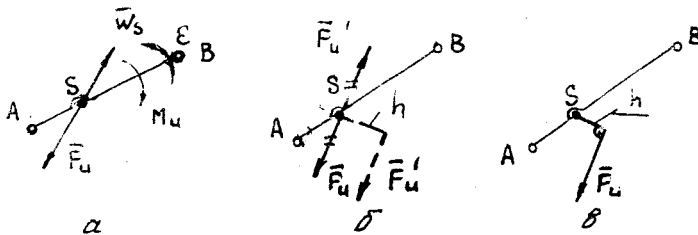
Определить реакции во всех кинематических парах, величину уравновешивающей силы, приложенной к ведущему звену, подсчитать потери мощности на трение и определить коэффициент полезного действия механизма

Силовой расчет начинаем с определения инерционных нагрузок. Силы инерции каждого звена определяются по формуле $\bar{F}_u = m W_S$. Ускорения центров тяжести W_S снимаем с планов ускорений. Силы инерции направлены параллельно ускорению центра тяжести и в сторону, противоположную ускорению. Если звено вращается неравномерно, то возникает момент сил инерции

$$M_u = J_S \varepsilon.$$

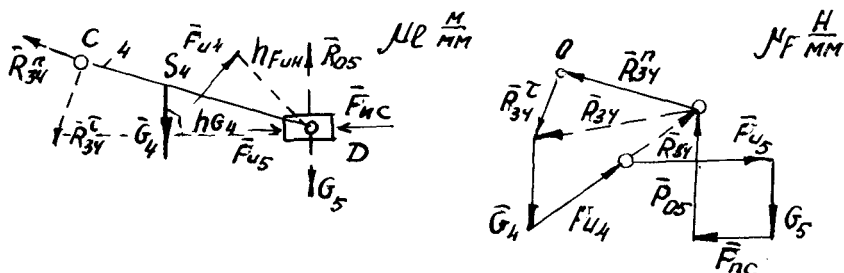
Направлен момент в сторону, противоположную угловому ускорению. Для проведения силового расчета удобно привести силу инерции F_u и момент сил инерции M_u к одной результирующей силе инерции. На звено AB действует сила инерции \bar{F}_u , приложенная в центре тяжести S , и момент сил инерции M_u (рис.10,а). Заменяем момент сил инерции парой сил. Каждая сила пары равна силе инерции \bar{F}_u , плечо пары определяется

$$h = \frac{M_u}{F_u}.$$



Р и с. 10. Нахождение результирующей силы инерции

Момент пары сил направлен в ту же сторону, что и момент силы инерции M_{II} . Одну из сил пары прикладываем в центре тяжести S так, чтобы уравновесилась исходная сила инерции, а другую силу прикладываем на расстоянии h от центра тяжести (рис.10,б). Результирующая сила инерции (рис.10,в) заменяет собой действие силы инерции \bar{F}_{II} и моменты сил инерции M_{II} , направлена так же, как и исходная сила инерции, приложена на расстоянии h от центра тяжести S . Направление момента результирующей силы относительно центра тяжести то же, что и у момента сил инерции M_{II} . Такую работу необходимо провести для каждого звена механизма. Для проведения силового расчета отделяем группу, наиболее удаленную от ведущего звена и загружаем ее действующими силами тяжести, инерционной нагрузкой, силой полезного сопротивления (рис.11). Сила полезного сопротивления должна быть приложена в сторону, противоположную направлению скорости точки приложения, так как она препятствует движению. Движущую силу направляют по скорости.



Р и с. II. Схема нагрузки структурной группы $2_{22}(4-5)$ и план сил этой группы

На чертеже рисуем структурную группу в масштабе μ_c . В точках отсоединения структурной группы возникают реакции. Во вращательных кинематических парах реакции раскладываются на нормальные (вдоль звена) и касательные (по нормали к звену) составляющие.

Если силы, действующие на ползун, проходят через центр ползуна, то и реакция направляющей на ползун проходит через центр ползуна, перпендикулярно направляющей. В случае прохождения сил не через центр ползуна точку приложения реакции необходимо определить.

Вероятное направление реакций, выбранное произвольно, на схеме нагрузки нарисовано пунктиром. Истинные направления реакций определяются последующим расчетом.

Запишем для структурной группы CD условия равновесия и составим уравнения равновесия

$$\sum \bar{F}_{45} = 0; \quad \bar{R}_{34}^{\bar{n}} + \bar{R}_{34}^{\bar{\tau}} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{44} + \bar{F}_{45} + \bar{G}_5 + \bar{F}_{20} + \bar{R}_{05} = 0. \quad (4)$$

При суммировании сил существует определенный порядок. Сначала суммируют все силы, действующие на одно звено, затем на другое. Такой порядок записи необходим для определения реакции во внутренней кинематической паре, соединяющей звенья 4 и 5 в точке D . Начинать и заканчивать векторные уравнения необходимо нормальными составляющими реакции. В векторном уравнении подчеркнуты известные составляющие сил, т.е. каждая черта означает известные величины, направление или точку приложения. Если сила известна, то известны три ее параметра. Для составляющих реакций известны точки приложения и направление. Значение касательной составляющей определится из уравнения равновесия звена 4, записанного в форме моментов относительно общей точки D структурной группы.

$$\sum M_{4D} = 0; \quad \bar{R}_{34}^{\bar{\tau}} \cdot CD + G_4 h_{G4} - F_{44} h_{F44} = 0.$$

Из этого уравнения можно определить величину касательной составляющей реакции $\bar{R}_{34}^{\bar{\tau}}$, подчеркнув ее после определения в векторном равенстве пунктирной линией.

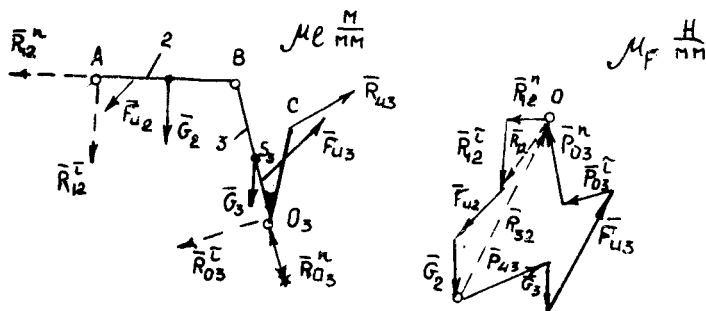
Если реакция получилась положительной, это означает, что вероятное направление выбрано верно, в противном случае его надо сменить на обратное. Допустим, что оно выбрано верно. Величины нормальных составляющих определяются графически. Выбираем масштаб построения плана сил $\mu_F \frac{H}{MM}$.

Строим план сил согласно векторному равенству (4), из которого находятся величина и направление $\bar{R}_{34}^{\bar{n}}$ и \bar{R}_{05} . Для определения реакции во внутренней кинематической паре D необходимо рассмотреть равновесие одного из звеньев группы, например CD , с учетом реакции, появившейся в точке отсоединения звена CD от ползуна D .

$$\sum \bar{F}_4 = 0; \quad \bar{R}_{34} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{44} + \bar{R}_{54} = 0. \quad (5)$$

Одна черта, которой подчеркнута реакция \overline{R}_{54} , означает, что известна только точка приложения реакции. Для определения величины и направления реакции необходимо построить план сил для звена 4. Если векторное равенство (6) написано грамотно, то добавочного построения можно не производить. Все перечисленные силы в данном равенстве уже построены в плане сил для группы (см. рис. II). Начало и конец построенной векторной суммы этих сил отмечены кружком. Если замкнуть этот векторный многоугольник сил, то замыкающий вектор будет вектором реакции во внутренней паре \overline{P}_{54} . Таким образом силовой расчет этой группы произведен полностью.

Переходим к силовому расчету следующей ведомой группы, состоящей из звеньев 2-3 (рис. I2).



Р и с. I2. Схема нагрузки группы $2_{2I}(2,3)$ и план сил этой группы

Рисуем на чертеже эту группу в масштабе μ_l . В точках отсоединения структурной группы С и А возникают реакции во вращательных кинематических парах. Разлагаем их аналогично на нормальные и касательные составляющие. Вероятное направление реакции, выбранное произвольно, на схеме нагрузки изображено пунктиром. Истинное направление реакций определяется последующим расчетом. Запишем для структурной группы А, В, С условия равновесия и составим уравнение равновесия

$$\sum \overline{F}_{23} = 0; \quad \overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^t + \overline{G}_2 + \overline{F}_{u2} + \overline{R}_{u3} + \overline{G}_3 + \overline{F}_{u3} + \overline{P}_{03}^t + \overline{P}_{03}^n = 0.$$

Значения касательных составляющих определяются из уравнений равновесия для звеньев 2 и 3, записанных в форме моментов относительно общей точки В.

$$\sum M_{2B} = 0; R_{12}^z \cdot AB + F_{42} h_{F42} + G_2 h_{G2} = 0 \Rightarrow R_{12}^z.$$

$$\sum M_{3B} = 0; R_{03}^z \cdot BO_3 - G_3 h_{G3} + F_{43} h_{F43} + R_{43} \cdot h_{P43} = 0.$$

Из этих уравнений можно определить величины касательных составляющих реакций R_{12}^z и R_{03}^z .

После определения величин и направлений касательных составляющих их нужно подчеркнуть в векторном равенстве пунктирной линией. Выбираем масштаб плана сил μ_F . Строим план сил согласно векторному равенству для группы $2_{2I}(2,3)$, из которого находим величины и направления нормальных составляющих реакций R_{12}^n , R_{03}^n . Для определения реакции во внутренней кинематической паре В необходимо рассмотреть равновесие одного из звеньев группы с учетом реакции, появившейся в точке отсоединения

$$\sum \bar{F}_2 = 0; \underline{\underline{R_{12}^n}} + \underline{\underline{F_{42}}} + \underline{\underline{G_2}} + \underline{\underline{R_{32}}} = 0.$$

Для определения величины и направления реакции \bar{R}_{32} рассмотрим план сил группы, в котором все эти силы построены в том же порядке. Начало и конец этих сил обозначены кружком. Если замкнуть этот векторный многоугольник сил, то замыкающий вектор будет вектором реакции во внутренней паре В-Р₃₂. Если бы мы рассмотрели равновесие звена 3, то замыкающим вектором был бы вектор реакции Р₂₃, равный по величине вектору Р₃₂ и направленный в противоположную сторону.

Таким образом силовой расчет ведомой части механизма произведен полностью. Действие ведомой части на ведущее звено сводится к реакции Р₂₁, которая приложена в точке А присоединения ведомой части к ведущему звену.

3.4. Силовой расчет ведущего звена

Ведущее звено является статически определенным в том случае, если предварительно найдены реакции в кинематических парах, соединяющих это звено с подвижными звеньями механизма, и к нему приложены уравновешивающий момент. В случае приложения уравновешивающей силы должны быть известны точка ее приложения и линия действия.

При силовом расчете определяются модуль уравновешивающей силы или уравновешивающего момента и реакция в кинематической паре, соединяющей ведущее звено со стойкой. Различные случаи кинетостатики ведущего звена представлены в таблице.

Схема нагружения	Состав уравнения	Уравнения равновесия	Определить	План сил
	$\Sigma \bar{F}_x = 0$ $\Sigma M_{10} = 0$	$\bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{01} = 0$ $R_{21} h_{p21} - G_1 h_{G1} + M_y = 0$	R_{01} M_y	
	$\Sigma M_{10} = 0$ $\Sigma \bar{F}_x = 0$	$P_{21} h_{p21} - G_1 h_{G1} + F_y OA = 0$ $F_y + \bar{G}_1 + \bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0$	F_y R_{01}	
	$\Sigma F_x = 0$ $\Sigma M_{10} = 0$	$\bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{P}_{01} + \bar{F}_y = 0$ $R_{21} h_{p21} - F_y h_{Fy} + G_1 h_{G1} = 0$	F_y, R_{01} h_{01}	

3.5. Определение уравновешивающей силы или момента с помощью рычага Лувковского

В некоторых случаях исследования механизма нет необходимости знать реакции в кинематических парах, но требуется установить величину уравновешивающей силы или уравновешивающего момента (например, при подборе двигателя). Для рационального решения этой задачи, если степень подвижности механизма равна единице, используют теорему Н.Е. Лувковского о жестком рычаге, которая основана на принципе возможных перемещений. Теорема Лувковского позволяет оценить точность проведения

силового расчета механизма путем сравнения уравновешивающей силы или момента.

П о р я д о к п р и м е н е н и я р ы ч а г а К у к о в с к о г о

1. Строится план скоростей механизма в любом масштабе и поворачивается на 90° в любую сторону.

2. К плану скоростей прикладывается силы, действующие на механизм, силы инерции и уравновешивающая сила. Каждая сила прикладывается в точку плана скоростей, соответствующую точке приложения силы в механизме.

3. Рассматривая план скоростей как жесткий рычаг, составляется сумма моментов сил относительно полюса плана скоростей.

Эта сумма моментов приравнивается к нулю, так как весь механизм с учетом приложения сил инерции и уравновешивающей силы находится в условном равновесии. Отсюда определяется модуль уравновешивающей силы. Если ведущему звену приложен уравновешивающий момент, то его необходимо на рычаге представить в виде пары сил.

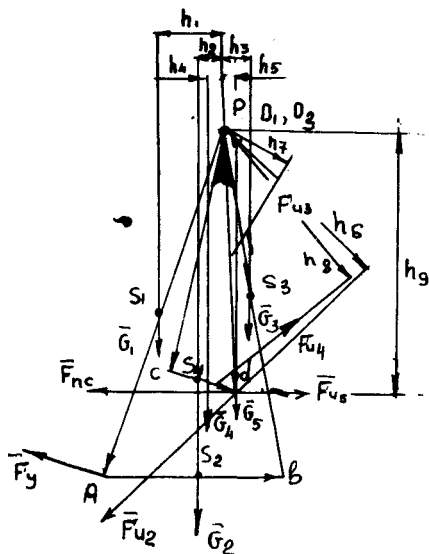
Теорема Жуковского справедлива и в том случае, если за рычаг принять истинный план скоростей, а к нему приложить силы, повернув их на 90° в одну и ту же сторону. Построим рычаг Жуковского для нашего механизма. Для этого строим повернутый на 90° план скоростей. Силы, действующие на звенья механизма, переносим параллельно самим себе в соответствующие точки плана скоростей. Силу P_y будем считать условно приложенной в точке А конца кривошипа перпендикулярно звену ОА (рис.15).

После этого запишем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей.

$$-P_y \bar{p}a + G_1 h_1 + G_2 h_2 - G_3 h_3 + G_4 h_4 - G_5 h_5 - P_{u2} h_6 + P_{u3} h_7 + P_{u4} h_8 + P_{u5} h_9 - P_{nc} h_9 = 0.$$

Длину плеч в миллиметрах берем с чертежа (см.рис.15). Решая уравнение относительно F_y , получим

$$F_y = \frac{G_1 h_1 + G_2 h_2 - G_3 h_3 + G_4 h_4 - G_5 h_5 - F_{u2} h_6 + F_{u3} h_7 + F_{u4} h_8 + F_{u5} h_9 - F_{nc} h_9}{\bar{p}a}$$



Р и с. 15. Рычаг Жуковского

Если необходимо определить уравновешивающий момент M_y , то найденную уравновешивающую силу F_y надо умножить на длину ведущего звена

$$M_y = F_y l_{OA}$$

Значения уравновешивающего момента или уравновешивающей силы, полученные с помощью планов сил и рычага Жуковского, должны отличаться не более чем на 5 %.

Погрешность подсчитывается по формуле $\Delta = \frac{M_y - M'_y}{0.5(M_y + M'_y)} 100\%$.

3.6. Определение потерь мощности на трение и КПД механизма

Кинетостатическим расчетом определены все реакции в кинематических парах стержневого механизма. Так как связи между звеньями не идеальные, в кинематических парах возникают потери мощности на трение.

Просуммировав потери мощности во всех кинематических парах, получим мгновенную мощность, теряемую на трение, для данного положения механизма

$$P_{тр} = P_{тр01} + P_{тр12} + P_{тр23} + P_{тр03} + P_{тр04} + P_{тр05} + P_{тр06}.$$

Потери мощности на трение в каждой вращательной паре подсчитываются по формуле

$$P_{тр.вращ} = f_{вр} R \frac{d}{2} \omega_{отн},$$

где f - коэффициент трения во вращательной паре;

R - реакция в кинематической паре;

d - диаметр цапфы, соединяющей стержни;

$\omega_{отн}$ - относительная угловая скорость, которая зависит от направления угловых скоростей соединяющихся звеньев;

$$\omega_{отн} = \omega_{12} = \omega_1 \pm \omega_2.$$

Угловые скорости складываются, если направления вращения звеньев не совпадают, и вычитаются, если знаки угловых скоростей совпадают.

Потери мощности на трение в поступательной паре

$$P_{тр.пост} = f_{пост} R V_{отн},$$

где $f_{пост}$ - коэффициент трения в поступательной паре;

R - реакция в этой паре;

$V_{отн}$ - относительная скорость трущихся поверхностей.

Приведенный к ведущему звену момент трения

$$M_{тр} = \frac{P_{тр}}{\omega_1}.$$

Подсчитанный момент трения будет различным для разных положений механизма. Определив его для ряда положений, мы будем иметь полное представление о моменте трения.

Мгновенный коэффициент полезного действия рычажного механизма определяется по формулам

$$\eta = \frac{P_{по}}{P_{по} + P_{тр}} \quad - \quad \text{для рабочей машины}$$

$$\eta = \frac{P_{\text{по}} - P_{\text{тр}}}{P_{\text{дв}}} \quad \text{— для двигателя,}$$

где $P_{\text{по}}$ — мощность сил полезного сопротивления,
 $P_{\text{дв}}$ — мощность движущих сил.

Если известны приведенный момент трения $M_{\text{тр}}$ и уравновешивающий момент M_y , то мгновенный коэффициент полезного действия может быть вычислен по формуле

$$\eta = \frac{M_y}{M_y + M_{\text{тр}}}.$$

Определив мгновенный коэффициент полезного действия для нескольких положений механизма, можно вычислить его среднее значение.

Библиографический список

Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 636 с.

Ястребов В.М., Кричевер М.Ф., Савинов А.П. ТММ в авиастроении. Куйб. авиац. ин-т. Куйбышев, 1979.

Ш у м Жанна Ефимовна

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Редактор Т.И.П а й к и н а
Техн.редактор Н.М.К а л е н ю к
Корректор О.Ю.Н е н а ш е в а

Подписано в печать 19.01.89 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага оберточная белая. Печать оперативная.
Усл.п.л. 1,3. Уч.-изд.л. 1,2. Т.500 экз.
Заказ № 5879 Бесплатно.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный
институт имени академика С.П.Королева, 443001 Куйбышев,
ул.Молодогвардейская, 151.

Типография имени В.П.Мяги Куйбышевского полиграфического
объединения. 443099 Куйбышев, ул.Венцека, 60.