

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) – наука об общих методах построения наиболее современных, экономичных и надежных машин. Исходя из свойств обрабатываемого материала в ТММ последовательно обосновывается структура машины и ее отдельных агрегатов, определяются кинематические и динамические параметры звеньев механизма, разрабатываются методы воздействия на них с целью создания оптимальных условий выполнения технологического процесса. В результате анализа и синтеза создается скелет механизмов машины с оптимальными линейными размерами бесформенных звеньев, с идеальными, но безразмерными кинематическими параметрами.

Точность форм и взаимное расположение звеньев механизма зависит от давлений (реакций) в зоне контакта элементов кинематических пар. Давление в кинематических парах определяется как сумма составляющих от технологических и динамических сил сопротивления, возникающих при движении звеньев. По величине и характеру распределения усилий в кинематических парах выбирается материал звеньев и элементов кинематических пар; по эпюрам изгибающих и крутящих моментов определяется форма звена в продольном и поперечном направлениях; рассчитываются диаметры цапф, тип и размеры подшипников; определяются затраты энергии на преодоление сил трения, износ и долговечность кинематических пар.

Таким образом, вопросы, решаемые в силовом анализе, служат связующим материалом между исследованиями методами теории механизмов и машин и решением прикладных задач методами деталей машин.

Реакции в кинематических парах можно рассчитать аналитическим или графоаналитическим методом. В первом случае решение задачи эффективно с использованием ЭВМ, когда результат может быть получен с любой заранее заданной точностью. Однако раскрытие физической сущности причин, влияющих на изменение векторов сил по величине и направлению, требует профессиональных навыков инженера.

Графоаналитический метод менее точен, но обладает наглядностью и позволяет сделать не только количественный, но и качественный анализ полученных результатов. Количественный и качественный анализ всевозможной технической информации и причин ее изменения является важным моментом в подготовке высококвалифицированных специалистов инженерного профиля в вузах страны.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – М. : Машиностроение, 1973. – 592 с.
4. Филонов, И. П. Теория механизмов, машин и манипуляторов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акулич. – Минск : Дизайн ПРО, 1998. – 656 с.
5. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М. : Высш. шк., 1977. – 527 с.
6. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
7. Попов, С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1998. – 351 с.

1. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Цель силового расчета – определение реакций в кинематических парах, возникающих под действием внешних сил (сил полезного сопротивления, сил тяжести и др.) и сил инерции, а также качественная оценка спроектированного механизма.

Определение давлений в кинематических парах основывается на принципе Даламбера. Этот принцип позволяет после расчета сил инерции сложные задачи силового расчета решать с помощью уравнений статики. Кроме того, нарушая связи и вводя в соответствующие уравнения их реакции, мы используем аксиому «принцип освобожденности» и учитываем аксиому «закон равенства действия и противодействия». Математически это можно записать в виде уравнения равновесия сил, приложенных к структурной группе или отдельно взятому звену:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \overline{Q}_i + \sum_{i=1}^{i=k} \overline{R}_i + \sum_{i=1}^{i=k} \overline{P}_i = 0, \quad (1.1)$$

где \overline{Q}_i – задаваемые силы (силы полезного сопротивления, силы тяжести и т. д.);

\overline{R}_i – реакции разрушенных кинематических пар;

\overline{P}_i – силы инерции;

i – номер звена, реакции которого определяются.

При решении задач силового анализа считаются известными все внешние силы, геометрические и кинематические характеристики

всех звеньев механизма. Определению подлежат реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент на входном звене механизма.

Силовой расчет выполняется по отдельным структурным группам (степень подвижности структурной группы равна нулю). Последовательность расчета структурных групп обратная последовательности их присоединения к входному звену. Расчет начинаем со структурной группы, наиболее удаленной от ведущего звена, включающей исполнительное звено, и заканчиваем расчетом входного звена.

Реакции кинематических пар, определенные в предыдущей структурной группе, для последующей структурной группы считаются известными.

В курсовом проекте используется графоаналитический метод, по которому реакции кинематических пар определяются методом построения планов сил для каждой структурной группы, входящей в механизм.

1.1. Исходные данные для выполнения силового анализа механизма

За исходные данные расчета реакций в кинематических парах принимаются результаты:

- метрического синтеза (геометрические размеры, массы и моменты инерции звеньев);
- результаты кинематического анализа рычажного механизма в рассматриваемом положении (аналоги угловых скоростей);
- законы движения динамической модели машинного агрегата с учетом маховика (вибrogасителя), установленного на кривошипный вал.

Так как движение кривошипного вала описывается периодически функциями, то и реакции в кинематических парах за цикл работы механизма будут периодически изменяться от минимального до максимального значения. Величина и направление реакций в кинематических парах определяются для каждого конкретного положения механизма.

1.2. Последовательность выполнения силового анализа механизма

Для выполнения силового анализа необходимо:

1) для выбранного положения построить кинематическую схему механизма в масштабе μ_l и диаграмму сил полезного сопротивления $P_{\text{по}} = f(\varphi_i)$; по диаграмме для заданного положения механизма определить величину и направление векторов сил полезных сопротивлений;

2) в масштабе μ_v построить план скоростей или план аналогов скоростей и по направлению векторов относительных скоростей указать на кинематической схеме направление угловых скоростей всех звеньев механизма;

3) в масштабе μ_a построить план ускорений и по нему определить ускорения центров масс и угловые ускорения всех звеньев; направление векторов ускорений центров масс и угловых ускорений указать на кинематической схеме механизма;

4) определить величину и направление сил и моментов сил инерции и сил тяжести звеньев;

5) расчленить механизм на структурные группы, вычертить их в масштабе μ_l и в соответствующих точках звеньев приложить все внешние силы, включая силы инерции, силы тяжести и реакции расчлененных кинематических пар;

6) по приведенной методике построить планы сил для каждой структурной группы и входного звена;

7) определить реакции в каждой кинематической паре механизма;

8) аналогичные расчеты выполнить и для второго выбранного положения механизма;

9) определить среднее расчетное усилие в каждой кинематической паре;

10) определить усредненные потери мощности на трение в каждой кинематической паре за цикл работы механизма и рассчитать усредненное значение КПД механизма;

11) учитывая материал и условия работы элементов одной из кинематических пар (на выбор проектанта), рассчитать ее срок службы до предельного износа;

12) дать краткий анализ результатов силового расчета механизма.

1.3. Определение ускорений характерных точек и звеньев механизма

Ускорения определяются для выбранного положения механизма с учетом маховика. Определение ускорений выполняется графоаналитическим методом. В начале расчета необходимо определить истинное значение угловой скорости и углового ускорения кривошипного вала.

Угловое ускорение и угловая скорость кривошипного вала с учетом маховика определяются по следующим формулам:

$$\omega_1 = \omega_0 - \omega_0[A_1 \cdot \sin(\omega_0 t + \gamma_1 + \delta_1) + 2A_2 \cdot \sin(2\omega_0 t + \gamma_2 + \delta_2)]; \quad (1.2)$$

$$\varepsilon_1 = -\omega_0^2 - \omega_0^2[A_1 \cdot \cos(\omega_0 t + \gamma_1 + \delta_1) + 4A_2 \cdot \cos(2\omega_0 t + \gamma_2 + \delta_2)]. \quad (1.3)$$

Амплитудное значение этих параметров определяется по формуле

$$A_n = \frac{L_n}{n\omega_0 \sqrt{(I_{\text{пр}0} + I_M)^2 n^2 \omega_0^2 + K_n^2}}, \quad (1.4)$$

где L_n – возбуждающий момент n -й гармоники;

n – номер гармоники;

K_n – приведенный коэффициент крутизны.

Угол отклика системы на действие возмущающего фактора (маховика) определяется по следующим формулам:

$$\cos \delta_n = -\frac{n\omega_0(I_{\text{пр}0} + I_M)}{\sqrt{n^2 \omega_0^2 (I_{\text{пр}0} + I_M)^2 + K_n^2}}; \quad (1.5)$$

$$\sin \delta_n = -\frac{K_n^2}{\sqrt{n^2 \omega_0^2 (I_{\text{пр}0} + I_M)^2 + K_n^2}}. \quad (1.6)$$

Построение планов ускорений рассмотрим на примере кривошипно-шатунного механизма.

На рис. 1.1–1.5 представлена кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма, выполненная в масштабе $\mu_l = 0,001$ м/мм.

Степень подвижности данного механизма $W = 1$. Формула строения имеет следующий вид:

$$I(0-1) \rightarrow II_2 \text{ВВП}(2-3) \rightarrow (0). \quad (1.7)$$

В соответствии с формулой строения кинематический анализ начинается с определения параметров входного звена и заканчивается расчетом структурной группы, в которую входит выходное звено.

В рассматриваемом механизме входным звеном является кривошип AB длиной $l_{AB} = 0,15$ м. В точке A кривошип образует со стойкой вращательную кинематическую пару (0–1). Ускорение этой точки в любой момент времени равно нулю. Поэтому для кривошипа точку A принимаем за полюс. В точке B кривошип AB с шатуном BC образуют вращательную кинематическую пару. Поэтому если мы определяем ускорение точки B кривошипа, то будет известно ускорение точки B шатуна BC .

Следовательно, цель кинематического анализа входного звена – определение ускорения точки B кривошипа. Составим векторное уравнение сложения ускорений для точки B :

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t}. \quad (1.8)$$

Так как точка B (при вращении кривошипа вокруг точки A) описывает окружность, то вектор $\overline{a_{BA}^n}$ направлен параллельно кривошипу к оси его вращения, а вектор тангенциального ускорения $\overline{a_{BA}^t}$ направлен перпендикулярно кривошипу AB в сторону углового ускорения ϵ .

Порядок построения планов ускорений иллюстрируем на примере механизма (рис. 1.1–1.5).

Для построения плана ускорений определяем ускорения точки B кривошипа по формулам:

$$a_{BA}^n = \omega_1^2 l_{AB}; \quad (1.9)$$

$$a_{BA}^t = \epsilon_1 l_{AB}. \quad (1.10)$$

$$a_{BA}^n = 20^2 \cdot 0,15 = 60 \text{ м/с}^2.$$

$$a_{BA}^t = 100 \cdot 0,15 = 15 \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштаб ускорений μ_a , $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}/\text{мм}$, и находим длину отрезков, изображающих на плане вектора $\overline{a_{BA}^n}$ и $\overline{a_{BA}^t}$, по формулам:

$$\pi n_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}; \quad (1.11)$$

$$n_1 b = \frac{a_{BA}^t}{\mu_a}, \quad (1.12)$$

где π – полюс плана ускорений.

$$\pi n_1 = \frac{60}{1} = 60 \text{ мм.}$$

$$n_1 b = \frac{15}{1} = 15 \text{ мм.}$$

Из произвольной точки π , принятой за полюс ускорения, расположенной на свободном месте рядом с механизмом, откладываем отрезок πn_1 параллельно кривошипу в направлении от точки B к оси вращения кривошипа A , соответствующий вектору ускорения a_{BA}^n , длиной 60 мм (рис. 1.1).

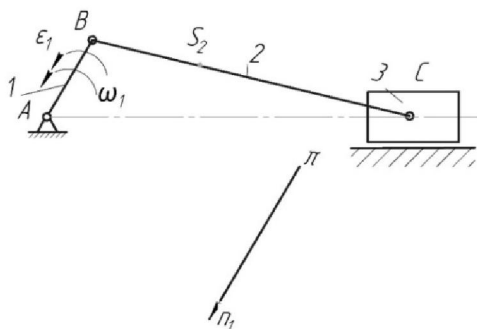


Рис. 1.1. Построение вектора нормального ускорения a_{BA}^n на плане

Из точки n_1 откладываем отрезок $n_1 b$ перпендикулярно кривошипу в направлении углового ускорения ϵ , соответствующий вектору ускорения a_{BA}^t , длиной 15 мм. Графически определяем абсолютное ускорение точки B , соединив точку π с точкой b (рис. 1.2).

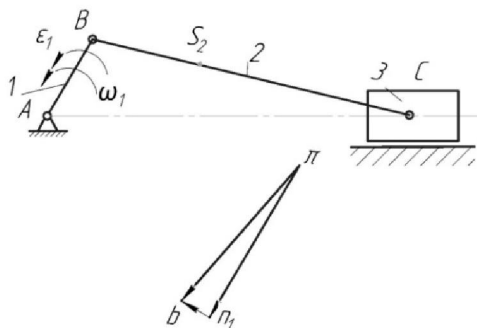


Рис. 1.2. Построение векторов касательного ускорения a_{BA}^t и ускорения a_B на плане

Модуль данного ускорения может быть определен по уравнению

$$a_B = \pi b \mu_a = 61 \cdot 1 = 61 \text{ мм.}$$

Определив ускорение точки B , переходим к определению ускорения точки C , принадлежащей структурной группе II класса.

Для ее определения составляется векторное уравнение ускорения:

$$\overline{\overline{a_C}} = \overline{\overline{a_B}} + \overline{\overline{a_{CB}^n}} + \overline{\overline{a_{CB}^t}}, \quad (1.13)$$

$$\overline{\overline{\|AC\|}} \quad \overline{\overline{\|CB\|}} \quad \perp \overline{\overline{CB}}$$

где $a_{CB}^n = \omega_2^2 l_{BC}$ – величина нормального ускорения точки C во вращательном движении вокруг точки B ; этот вектор всегда направлен параллельно звену CB от точки C к оси вращения звена, т. е. точке B ;

$a_{CB}^t = \varepsilon_2 l_{BC}$ – величина вектора касательного ускорения; этот вектор всегда направлен перпендикулярно звену CB в любом положении механизма.

Модуль ускорения a_{BA}^n следует определить аналитически, так как угловая скорость звена CB может быть определена.

$$a_{DB}^n = \omega_2^2 l_{BC} = 5^2 \cdot 0,45 = 11,25 \text{ м/с}^2.$$

Угловая скорость звена 2 определяется по формуле

$$\omega_2 = \omega_2^* \omega_1 = 0,25 \cdot 20 = 5 \text{ рад/с}^2.$$

Находим длину отрезков, изображающих на плане ускорений вектора a_{CB}^n (рис. 1.3), по следующей формуле:

$$bn_2 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{11,25}{1} = 11 \text{ мм.}$$

Из точки b откладываем отрезок bn_2 параллельно звену BC в направлении от точки C к оси вращения B , соответствующий вектору ускорения a_{CB}^n , длиной 11 мм (рис. 1.3).

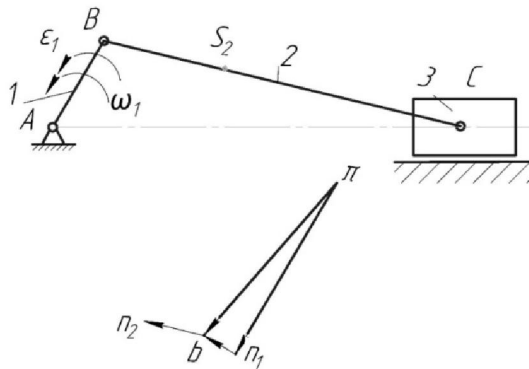


Рис. 1.3. Построение вектора нормального ускорения a_{CB}^n на плане

Из точки n_2 проводим линию, перпендикулярную звену CB , соответствующую ускорению a_{CB}^n , а из полюса точки π – параллельную направляющей движения ползуна AC в направлении от точки C к оси вращения B , соответствующую вектору ускорения a_C . Точка пересечения двух линий определила положение точки C (рис. 1.4).

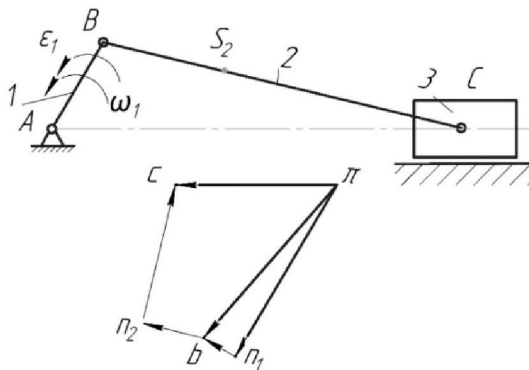


Рис. 1.4. Построение векторов касательного ускорения a_{CB}^t и ускорения a_C на плане

Складывая векторы bn_2 и n_2c , получаем полное ускорение звена BC , для этого соединяем точки b и c прямой. Точку s_2 на плане ускорений находим по правилу подобия, пользуясь соотношением отрезков, т. е. $bs_2 = (BS_2 / BC)bc$. Соединяем точку s_2 с полюсом π (рис. 1.5).

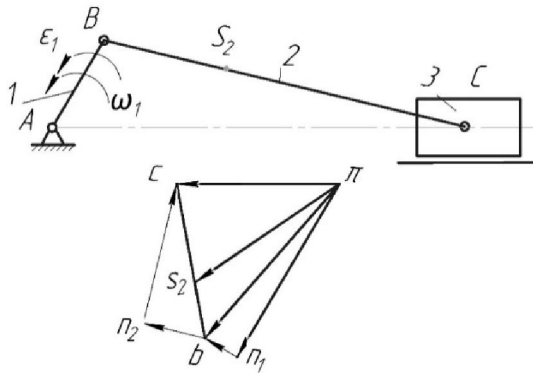


Рис. 1.5. Построение вектора ускорения a_{S_2} на плане

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ МЕХАНИЗМА

2.1. Определение сил инерции

Силы инерции – это силы, распределенные по всей длине звена. Для упрощения и удобства их определения, силы инерции приводятся к главному вектору и главному моменту:

$$\bar{P}_i = m_i \bar{a}_{S_i}; M_i = I_{S_i} \varepsilon_i, \quad (2.1)$$

где m_i – масса i -го звена, кг;

a_{S_i} – ускорение центра масс i -го звена, m/c^2 ;

I_{S_i} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$;

ε_i – угловое ускорение i -го звена, c^{-2} .

Из уравнений (2.1) следует, что главный вектор \bar{P}_i приложен к центру масс S звена и направлен противоположно вектору ускорения центра масс. Главный момент M_i направлен противоположно угловому ускорению звена.

Звенья плоских рычажных механизмов могут совершать поступательное, вращательное и плоскопараллельное движения. В зависимости от вида движения и расположения центра масс на звене силы инерции приводятся к главному вектору и главному моменту:

а) если звено совершает возвратно-поступательное движение (ползун), то силы инерции приводятся к главному вектору

$$\bar{P}_i = m_i \bar{a}_{si}; \quad (2.2)$$

б) если звено совершает вращательное движение вокруг оси, проходящей через центр масс (кривошип), то силы инерции приводятся к главному моменту

$$M_i = I_{si} \varepsilon_i; \quad (2.3)$$

в) если звено совершает плоскопараллельное движение или вращательное движение вокруг оси, не проходящей через центр масс (кулиса, коромысло, шатун), то силы инерции приводятся к главному вектору и главному моменту

$$\bar{P}_i = m_i \bar{a}_{si}; \quad M_i = I_{si} \varepsilon_i, \quad (2.4)$$

где m_i, I_{si} – масса и момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс;

a_{si}, ε_i – ускорение центра масс и угловое ускорение звена.

2.2. Определение сил тяжести звеньев механизма

Силы тяжести звеньев определяются по формуле

$$G_i = m_i g, \quad (2.5)$$

где $g = 9,81 \approx 10 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

В заданиях на курсовое проектирование чаще всего массой кривошипа пренебрегают, поэтому $P_i = 0$. Однако в расчетах следует учитывать массу маховика, который устанавливается на кривошип.

Если модуль сил тяжести или других сил не превышает 5 % от модуля наибольшей силы, то этими силами в расчетах следует пренебречь. Определенные таким образом силы прикладывают к соответствующим точкам звеньев механизма, вычерченного в соответствующем положении в масштабе μ_l .

2.3. Направление реакций в кинематических парах

В образовании плоских рычажных механизмов используются вращательные и поступательные кинематические пары. Из теоретической механики известно, что сила взаимодействия двух соприкасающихся тел при отсутствии трения направлена по общей нормали к их поверхности. **В поступательной паре** сила (реакция) R_{12} приложена к звену 2 от звена 1, направлена по нормали $n-n$ к поверхности соприкосновения звеньев (рис. 2.1, а). Модуль реакции R_{12} и расстояние b неизвестны и должны быть определены в процессе силового расчета.

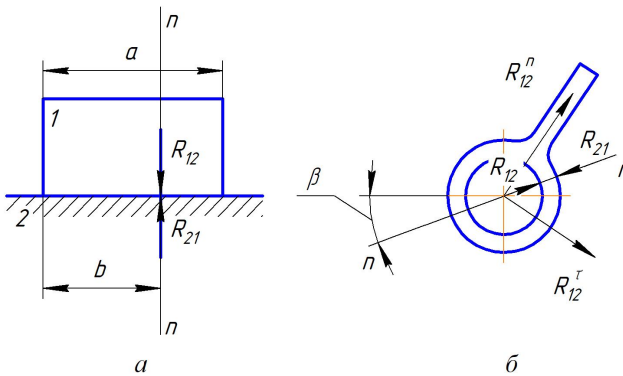


Рис. 2.1. Направление реакций кинематических пар:
а – поступательная; б – вращательная

Во вращательной паре без учета сил трения реакция R_{12} направлена нормально к цилиндрической поверхности соприкосновения звеньев, т. е. проходит через центр шарнира O (рис. 2.1, б).

Положение центра шарнира всегда известно, но модуль реакции R_{12} и угол β неизвестны. Для упрощения расчетов реакции удобно представлять в виде двух составляющих: R_{12}^n – нормальной составляющей, направленной вдоль рассматриваемого звена, и R_{12}^τ – касательной составляющей, направленной перпендикулярно рассматриваемому звену. В этом случае реакции R_{12}^n и R_{12}^τ будут неизвестны только по величине. Следовательно, от каждой реакции, действующей в любой кинематической паре, в расчетных уравнениях появляется две неизвестные величины, которые определяются в процессе силового расчета.

2.4. Определение реакций в кинематических парах механизма

Для определения реакций в кинематических парах надо предварительно разложить механизм на структурные группы. Каждая структурная группа вычерчивается отдельно в масштабе μ_s , и к ее звеньям прикладываются соответствующие силы. Силовой расчет механизма начинают с определения давлений в кинематических парах структурной группы, наиболее удаленной от входного звена.

Определение реакций в кинематических парах рассмотрим на следующем примере кривошипно-шатунного механизма одноступенчатого компрессора (рис. 2.2).

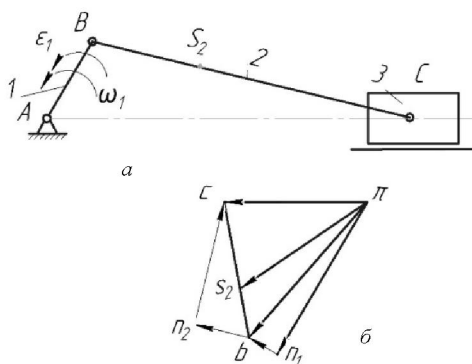


Рис. 2.2. Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма (а) с планом ускорений (б)

В рассматриваемом примере имеется одна структурная группа, состоящая из звеньев 2–3 (рис. 2.3).

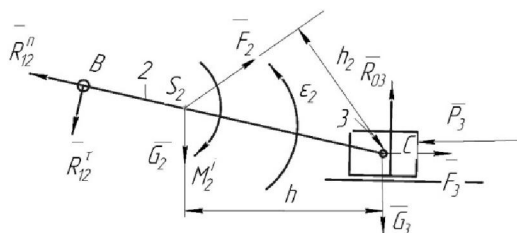


Рис. 2.3. Расчетная схема структурной группы Ассура звеньев 2–3

Воздействие входного звена 1 и стойки 0 на звенья отсоединенной группы 2–3 заменяем силами реакций (см. рис. 2.3). Одну из составляющих реакций вращательных кинематических пар удобно разложить по направлению звеньев, а вторую – перпендикулярно. Например, R_{12} представим как сумму векторов двух составляющих:

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t. \quad (2.6)$$

Первая цифра индекса показывает номер действующего звена, а вторая – номер звена, на которое производится действие. Например, R_{12} – давление звена 1 на звено 2, R_{03} – действие стойки 0 на ползун 3.

В соответствии с принципом Даламбера условие равновесия структурной группы 2–3 имеет вид

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{F}_2 + \vec{G}_2 + \vec{F}_3 + \vec{G}_3 + \vec{P}_3 + \vec{R}_{03} = 0. \quad (2.7)$$

Это уравнение имеет три неизвестные: \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^t , \vec{R}_{03} . Одну из неизвестных следует определить из уравнения моментов сил, действующих на звено 2, составленного относительно шарнира С.

$$R_{12}^t \mu_1 BC - P_2 h_2 \mu_1 - M_2 + G_2 h \mu_1 = 0. \quad (2.8)$$

Если при решении уравнения (2.8) реакция \vec{R}_{12}^t будет иметь положительное значение, то ее направление будет совпадать с направлением, указанным на чертеже (см. рис. 2.3). Если реакция \vec{R}_{12}^t будет иметь отрицательное значение, то на расчетной схеме направления вектора \vec{R}_{12}^t следует изменить на противоположное.

$$R_{12}^t = \frac{P_2 h_2 \mu_1 + M_2 - G_2 h \mu_1}{\mu_1 BC}. \quad (2.9)$$

Величину векторов \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} определяем построением плана сил в масштабе μ_p по уравнению (2.7) (рис. 2.4).

Построение плана сил следует начинать с реакции \vec{R}_{12}^t и последовательно прикладывать все вектора сил, действующих на звено 2. К последнему вектору силы P_2 , действующей на звено 2, прикладываются вектора сил, действующих на звено 3. Через конец вектора по-

следней силы P_3 проводится линия действия реакции \vec{R}_{03} , а через начало реакции \vec{R}_{12}^i – линия действия реакции \vec{R}_{12}^n . Линии действия реакций \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} проводятся до их взаимного пересечения. Векторы сил \vec{R}_{12}^n и \vec{R}_{03} направляются так, чтобы многоугольник сил был замкнутым.

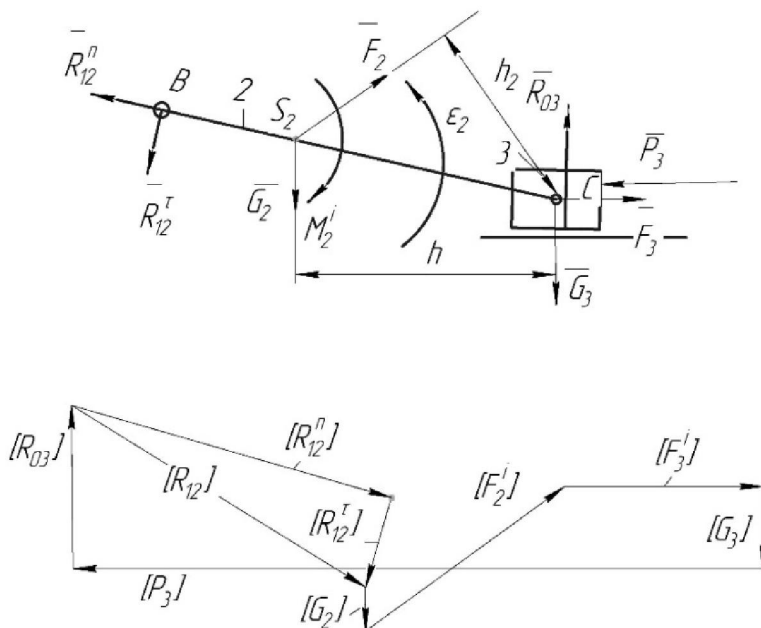


Рис. 2.4. Построение плана сил для структурной группы Ассура звеньев 2–3

Модуль реакций R_{12} и R_{03} определяется из плана сил (рис. 2.4) по формулам:

$$R_{12} = \mu_p [R_{12}^i]; \quad R_{03} = \mu_p [R_{03}]. \quad (2.10)$$

Для определения давления в промежуточном шарнире кинематической пары C необходимо рассмотреть равновесие одного из звеньев 2 или 3. Рассмотрим равновесие звена 2 и составим его уравнение равновесия.

$$\vec{R}_{12} + \vec{P}_2 + \vec{G}_2 + \vec{R}_{32} = 0. \quad (2.11)$$

Для определения реакции R_{32} необходимо построить план сил согласно уравнению (2.11) (рис. 2.5).

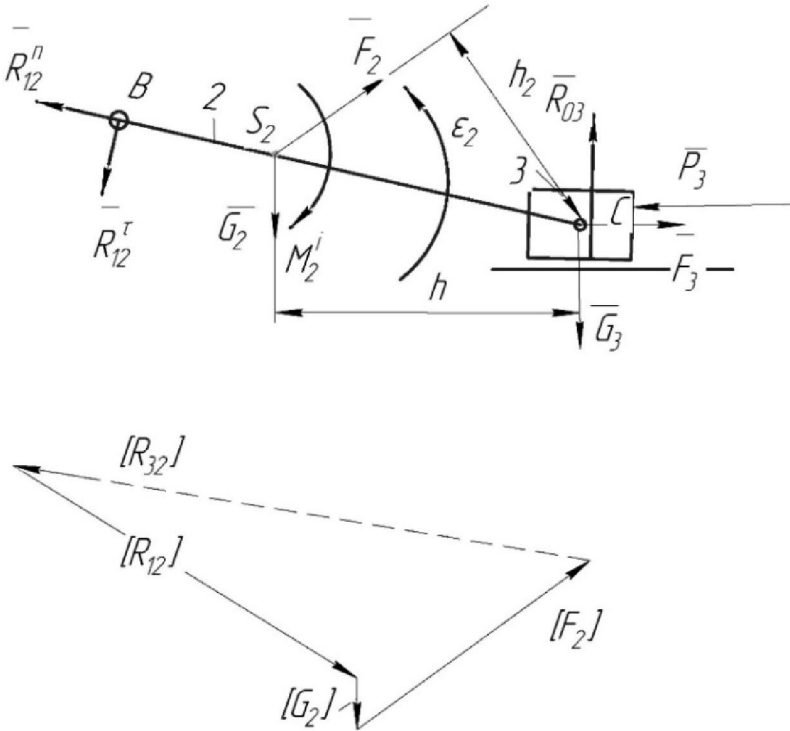


Рис. 2.5. Построение плана сил звена 2

Модуль реакции R_{32} определяется из плана сил (рис. 2.5) по формуле

$$R_{32} = \mu_p [R_{32}]. \quad (2.12)$$

Определив все неизвестные структурной группы 2–3, переходим к силовому расчету входного звена.

2.5. Расчет входного звена

Приложим к ведущему звену все силы, на него действующие: в точке B (рис. 2.6, a) реакцию $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$, а также F_{yp} , направленную перпендикулярно звену. В точке A действуют силы тяжести G_1 и G_M направленные вертикально вниз.

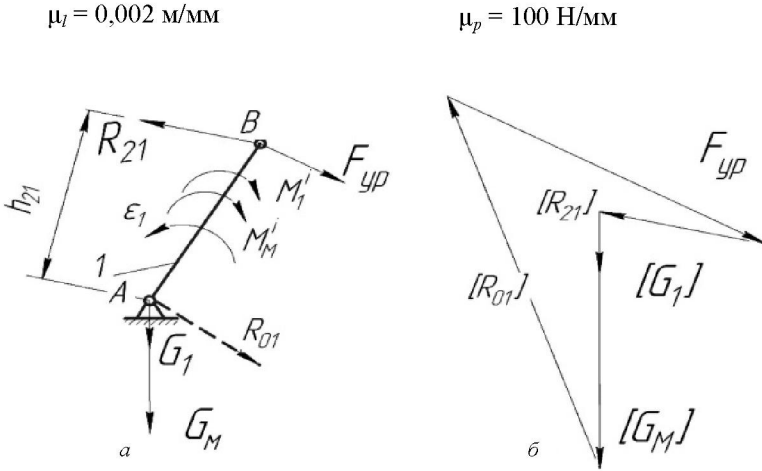


Рис. 2.6. Расчетная схема входного звена (a) и построение плана сил (b)

На ведущее звено действуют моменты сил инерции M_1 и M_M , направленные в сторону противоположную угловому ускорению. Реакция R_{01} неизвестна ни по величине, ни по направлению. Ее изображаем схематично.

Составляем векторное уравнение равновесия ведущего звена.

$$\vec{F}_{yp} + \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{G}_M + \vec{R}_{01} = 0. \quad (2.13)$$

В векторном уравнении (2.13) три неизвестные, следовательно, одну из неизвестных следует определить аналитически, для этого составим уравнение моментов относительно шарнира A .

$$R_{21}\mu_l h_{21} - F_{yp} AB\mu_l - M_1 - M_M = 0. \quad (2.14)$$

Из данного уравнения определим $F_{\text{уп}}$:

$$F_{\text{уп}} = \frac{R_{21}\mu_l h_{21} - M_1 - M_M}{AB\mu_l}. \quad (2.15)$$

Реакцию R_{01} определяем из построения плана сил (рис. 2.6, б) по уравнению (2.13).

Из плана сил находим $R_{01} = \mu_p [R_{01}]$.

2.6. Определение коэффициента потерь в заданном положении механизма

Коэффициент потерь определяется для рабочего положения механизма по результатам силового анализа. В расчетах необходимо учесть:

а) диаметры цапф вращательных пар, соединяющих звенья со стойкой, $d_{\text{ц}} = 0,4r_1$, а в остальных цапфах $d_{\text{ц}} = 0,2r_1$, где r_1 – радиус кривошипа;

б) соприкасающиеся материалы вращательных пар сталь – бронза и поступательных пар сталь – сталь работают при наличии смазки.

Потери мощности в поступательной паре определяются по формуле

$$N_{\text{т}}^{\text{п}} = f^* R_{ik} V_{ik}, \quad (2.16)$$

где f^* – приведенный коэффициент трения данной кинематической пары (приложение);

R_{ik} – сила давления в паре, Н;

V_{ik} – относительная скорость звеньев кинематической пары, м/с.

Потери мощности на трение во вращательной кинематической паре определяются по формуле

$$N_{\text{т}}^{\text{в}} = f^* R_{ik} (\omega_i \pm \omega_k) \frac{d_{\text{ц}}}{2}, \quad (2.17)$$

где f^* – приведенный коэффициент трения данной кинематической пары (приложение);

R_{ik} – сила давления в паре, Н;

ω_i, ω_k – относительные угловые скорости звеньев данной пары, с^{-1} ;

$d_{\text{ц}}$ – диаметр цапфы, м.

В выражении (2.17) ставится знак плюс, если направления угловых скоростей звеньев противоположны, и минус – если совпадают.

Абсолютные величины потерь мощности на трение вычисляются по формуле

$$N_{\tau} = \sum N_{\tau}^n + \sum N_{\tau}^b. \quad (2.18)$$

Коэффициент потерь рассчитывается по зависимости

$$\varphi = \frac{N_{\tau}}{M_{\text{уп}}\omega_1 + N_{\tau}}, \quad (2.19)$$

где $M_{\text{уп}}$ и ω_1 – соответственно уравновешивающий момент и угловая скорость входного вала.

Мгновенное значение КПД механизма определяется по формуле

$$\eta_{\text{рм}} = 1 - \varphi. \quad (2.20)$$

Дать анализ силового расчета механизма.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Значение коэффициентов трения и скольжения f

Материалы	Условия работы			
	Скорость скольжения			
	без смазки		со смазкой	
	<1 м/с	>1 м/с	<1 м/с	>1 м/с
Алюминий – баббит	–	–	0,1–0,15	0,04–0,1
Алюминий – сталь	–	–	0,06–0,12	0,03–0,08
Алюминий – чугун	–	–	0,1–0,18	0,06–0,12
Дерево – металл	0,5–0,6	0,26	0,011–0,16	0,08–0,14
Сталь – баббит	–	–	0,05–0,1	0,02–0,05
Сталь – бронза	0,13–0,18	0,1–0,13	0,06–0,12	0,02–0,06
Сталь – текстолит	0,15–0,18	0,14	0,06–0,12	0,03–0,06
Сталь – чугун	0,16–0,02	0,12–0,16	0,07–0,14	0,04–0,07
Чугун – бронза	0,14–0,19	0,11–0,14	0,05–0,1	0,04–0,05
Чугун – чугун	0,2–0,25	0,15–0,2	0,08–0,12	0,06–0,08

Примечание. Приведенный коэффициент трения определяется по зависимостям: $f^* = 1,27f$ – для цилиндрических ползунов; $f^* = 1,5f$ – для новых вращательных кинематических пар; $f^* = 1,33f$ – для приработанных кинематических пар.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Список рекомендуемой литературы	4
1. Силовой расчет механизмов.....	4
1.1. Исходные данные для выполнения силового анализа механизма.....	5
1.2. Последовательность выполнения силового анализа механизма.....	6
1.3. Определение ускорений характерных точек и звеньев механизма.....	7
2. Определение сил, действующих на звенья механизма.....	12
2.1. Определение сил инерции.....	12
2.2. Определение сил тяжести звеньев механизма.....	13
2.3. Направление реакций в кинематических парах.....	14
2.4. Определение реакций в кинематических парах механизма.....	15
2.5. Расчет входного звена.....	19
2.6. Определение коэффициента потерь в заданном положении механизма.....	20
Приложение.....	22