МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный институт им. С.П.Королева

М.Ф. КРИЧЕВЕР

В.С.САЛТЫМАКОВА

РАСЧЕТ ПЛОСКИХ СТЕРЖНЕВЫХ И ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебно-методическое пособие
к курсовой работе по теории механизмов и машин

Утверждено редакционным
советом института 7 марта 1968 года

Куйбышев
1968

Предлагаемая курсовая работа состоит из двух частей.

В первой части производится структурный, кинематический и кинетостатический анализ плоских стержневых механизмов. Проводится кинематическое исследование для определения закона движения ведомого звена при заданном законе движения ведущего звена - кривошипа, угловая скорость которого принимается постоянной, а также для определения скоростей и ускорений точек и звеньев механизма. Движение ведомого звена обычно определяется графиками его перемещений, скоростей и ускорений.

Задачей кинетостатического анализа механизмов является определение сил, действующих на звенья механизма, и давлений в кинематических парах, т.е. сил давления звеньев друг на друга, а также уравновешивающей силы на ведущем звене.

К заданным силам относятся движущие силы, силы производственных сопротивлений, силы веса звеньев. К ним условно присоединяют силы инерции звеньев, зависящие от их масс и ускорений.

Во второй части пособия приводится расчет и проектирование кинематической схемы зубчато-рычажного механизма, служащего для передачи мощности от двигателя к рабочей машине, при этом число оборотов вала двигателя уменьшается до требуемого числа оборотов ведущего вала рабочей машины, а передаваемый крутящий момент соответственно увеличивается.

Часть I. СТРУКТУРНЫЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ СТЕРЖНЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В курсовой работе по данному разделу требуется:

вычертить механизм в двенадцати положениях кривошипа, т.е. через каждые 30° поворота кривошипа;

определить степень свободы и класс механизма;

построить кривую линейного или углового перемещения ведомой точки или звена в зависимости от времени поворота ведущего звена;

методом графического дифференцирования кривой перемещений построить кривую скоростей ведомой точки в зависимости от времени поворота ведущего звена (для заданий № 5-20);

построить кривую ускорений ведомой точки в зависимости от времени поворота ведущего звена методом графического дифференцирования кривой скорости (для заданий № 5-20);

построить план скоростей и план ускорений механизма для заданного положения ведущего звена;

определить величину и направление угловых скоростей и угловых ускорений звеньев для заданного положения механизма;

определить результирующие силы инерции звеньев механизма;

определить реакции во всех кинематических парах механизма для заданного положения, а также уравновешивающую силу, пользуясь методом планов сил;

определить уравновешивающую силу методом жесткого рычага Н.Е.Жуковского и сравнить ее со значением той же силы, полученным методом планов сил. Расхождение результатов не должно превышать 5 %.

При выполнении силового расчета необходимо учесть следующее:

а) Если положения центров тяжести звеньев не заданы, то считать, что они расположены на серединах их длин, а центр тяжести ползуна совпадает с центром шарнира.

б) Моменты инерции звеньев (если они не заданы) подсчитать по формулам:

$$J_S = \frac{m\ell^2}{10 \div 12}$$ кг.м.сек^2 - относительно оси, проходящей через центр тяжести звена, и

$$J_0 = \frac{m\ell^2}{3}$$ кг.м.сек^2 - относительно оси, проходящей через конец звена,

где m - масса звена, $\frac{\text{кг.сек}^2}{\text{м}}$;

ℓ - длина звена, м.

в) При определении уравновешивающей силы, приложенной к ведущему звену, считать, что движение от электродвигателя к кривошипу передается посредством зубчатого редуктора. Ведомое колесо редуктора связано жестко с кривошипом. Угол зацепления $\alpha = 20^0$.

В заданиях № 5 и № 6 необходимо определить уравновешивающий момент.

г) Если сила полезного сопротивления не задана, то величину ее можно принять в 10 раз больше веса ползуна или в 30 раз больше веса ведущего звена и считать, что она приложена к ползуну, проходит через его центр тяжести и направлена против движения ползуна.

П р и м е р. Структурный, кинематический и кинетостатический расчет механизма.

Дано: схема механизма (рис.I), длины звеньев $\ell_{AB} = 0{,}1$ м, $\ell_{BC} = \ell_{CD} = 0{,}2$ м, $\ell_{DE} = 0{,}15$ м, $\ell_{EF} = 0{,}3$ м; веса звеньев $G_1 = 20$ кг, $G_2 = G_3 = 40$ кг, $G_4 = 60$ кг, $G_5 = 120$ кг, $P_C = 200$ кг.

Ведущее звено механизма АВ вращается с постоянной угловой скорос[тью], соответствующей $n_1 = 400$ об/мин в направлении, указанном на черте[же] стрелкой; угол поворота кривошипа для исследуемого положения механи[зма] $\varphi = 60^0$.

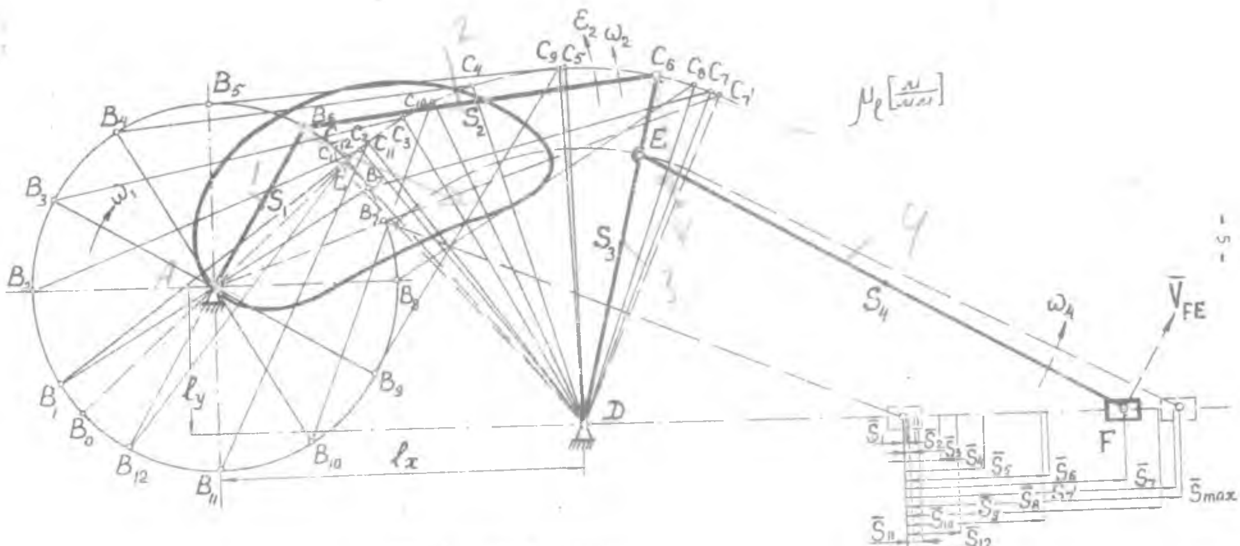

Рис. 1. План механизма.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

I. Масштабный коэффициент (масштаб) длин для кинематической схемы определяется из выражения:

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{AB}}{\overline{AB}}, \text{ м/мм},$$

где ℓ_{AB} - истинная длина звена, м;

$\overline{AB}$ - длина звона на чертеже, мм.

Если принять на чертеже длину звена $\overline{AB}$= 50 мм, то масштаб длин для построения кинематической схемы будет

$$\mu_\ell = \frac{0{,}1}{50} = 0{,}002 \text{ м/мм}.$$

В этом масштабе вычерчиваем схему механизма, для чего необходимо найти длины отрезков всех остальных звеньев механизма.

$$\overline{BC} = \frac{\ell_{BC}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}2}{0{,}002} = 100 \text{ мм},$$

$$\overline{DE} = \frac{\ell_{DE}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}15}{0{,}002} = 75 \text{ мм} \text{ и так далее.}$$

2. Структурное исследование. Так как заданный механизм плоский и относится к третьему семейству, то степень свободы механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - P_4,$$

где n - число подвижных звеньев;

P_5 - число кинематических пар 5-го класса (низшие кинематические пары);

P_4 - число кинематических пар 4-го класса (высшие кинематические пары).

В рассматриваемом механизме число подвижных звеньев $n = 5$. На схеме механизма подвижные звенья пронумерованы от I до 5; стойка обозначена через нуль.

В числе кинематических пар 5-го класса имеем шесть вращательных пар в соединениях между звеньями 0-I (в точке А), I-2 (в точке В), 2-3 (в точке С), 3-4 (в точке Е), 3-0 (в точке D), 4-5 (в точке F) и одну поступательную пару между звеньями 5-0. Следовательно, в данном механизме $P_5 = 7$, $P_4 = 0$. Подставляя в формулу Чебышева значения n , P_5 и P_4, получим:

$$W = 3\cdot 5 - 2\cdot 7 = 1.$$

Разложение механизма на структурные группы (группы Ассура) следует начинать с отделения группы,наиболее отдаленной от ведущего звена. Разложение механизма на группы будет правильным, если после отделения каждой группы оставшаяся часть представляет собой кинематическую цепь с тем же числом степеней свободы, что и исходный механизм. Поэтому разложение необходимо начать с попытки отделения групп II класса (двухповодковых). В случае неудачи следует выделить группу III класса 3-го порядка или IУ класса 2-го порядка и т.д.

На рис.2 показано разложение механизма на структурные группы.

Группа 4-5 (рис.2в), наиболее удаленная от ведущего звена, содержит два звена 4 и 5 и три кинематические пары: поступательную, соединяющую ползун 5 с неподвижной направляющей 0, и 2 вращательные пары - точки E и F . Эта группа относится ко второму виду второго класса 2-го порядка; обозначение - II_{22}.

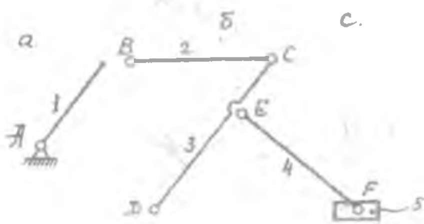

Рис.2. Структурные группы механизма.

Следующая группа Ассура (рис. 2б) содержит звенья 2 и 3 и три вращательные кинематические пары - точки В, С и D (группа второго класса 2-го порядка I-го вида - II_{21}).

После отделения этой группы остается одно ведущее звено I со стойкой О - механизм I класса (рис. 2а).

Тогда формула строения механизма в целом, показывающая порядок присоединения групп к механизму I класса (к ведущему звену), запишется в следующем виде:

$$I \rightarrow II_{21} \rightarrow II_{22}\ .$$

По классификации Ассура-Артоболевского данный механизм является механизмом второго класса.

Кинематическому исследованию механизма всегда предшествует исследование его структуры.

Кинематическое исследование механизма необходимо начинать с механизма первого класса, т.е. с ведущего звена.

В соответствии с заданным законом движения ведущего звена выбирают его положения, определенные по времени, для которых необходимо выполнить кинематическое и силовое исследования механизма. Задачи кинематического и силового исследования механизма в каждом положении его ведущего звена решаются для каждой группы Ассура отдельно, согласно формуле строения.

3. Кинематические диаграммы. При кинематическом исследовании механизма вычерчиваем двенадцать равноотстоящих друг от друга положений кривошипа, а затем методом засечек строим двенадцать положений механизма.

Для того, чтобы найти положение механизма в начале рабочего хода, нужно из точки А отрезком длиной СВ-АВ, сделать засечку на дуге радиуса CD . Получим точку C_0 для начального положения, если ведущее звено вращается по часовой стрелке. Затем найдем все остальные точки для данного механизма. С помощью засечки, длиной АВ + СВ, на дуге радиуса CD определим правое крайнее положение точки С и обозначим ее через C_7 (рис.I).

По найденным положениям ведомого звена вычерчиваем график перемещения ползуна F , начиная от крайнего левого положения (рис.3 а).
Так как по условию $\omega_1 = const$, то ось абсцисс является не только осью углов φ поворота кривошипа, но и осью времени.

Время одного оборота ведущего звена (кривошипа АВ) найдем по формуле:

$$T = \frac{60}{n_{AB}} \text{ сек.}$$

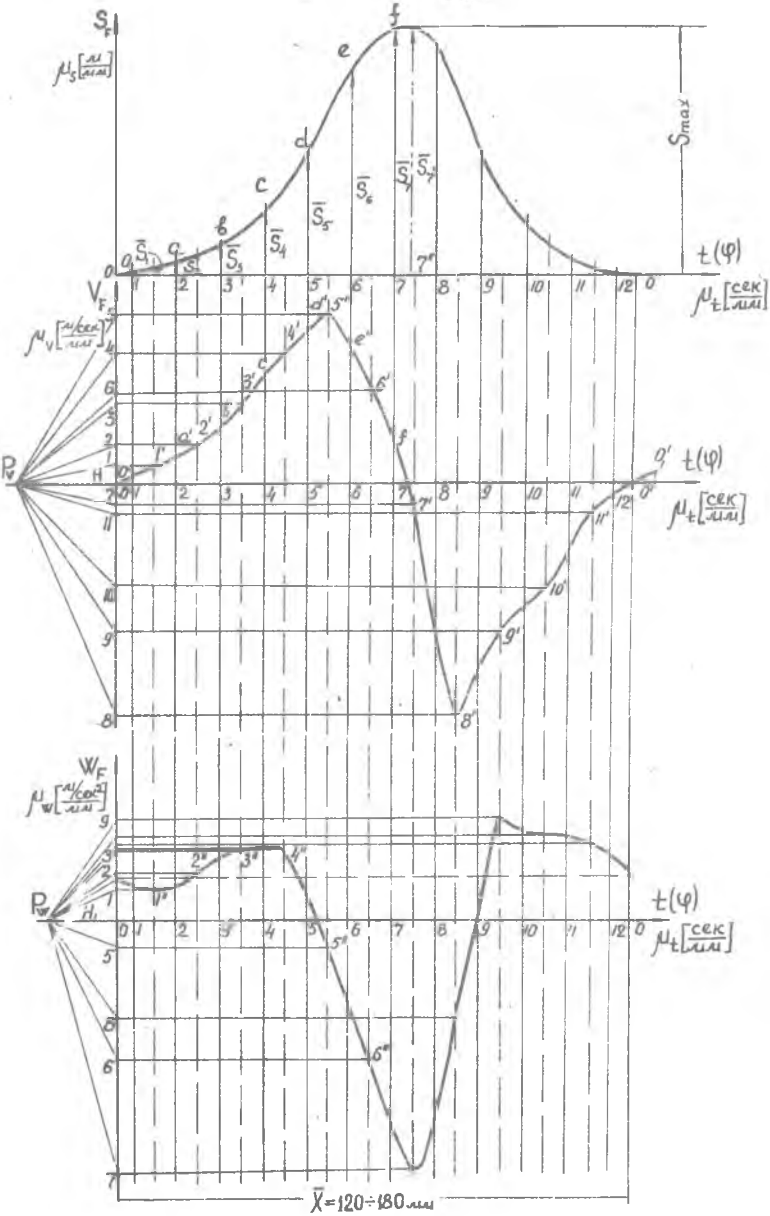

Рис. 3. Построение кинетических диаграмм.

Это время рекомендуется изображать на оси абсцисс отрезком $\overline{X}$ = 120÷180 мм, тогда масштаб времени:

$$\mu_t = \frac{T}{\overline{X}}, \quad \text{сек/мм.}$$

Масштаб перемещений, откладываемых на оси ординат,берем таким же, как масштаб длины на схеме механизма.

Дифференцируя график перемещений, получим график изменения скорости ведомого звена. Дифференцирование проводим графически - методом хорд.

Рассмотрим последовательность построения графика $V_F = V_F(t)$, (см.рис.3б):

1) проводим секущие (хорды) oa, ab, bc, cd, de и т.д.;

2) выбираем полюс P_V на расстоянии H, которое рекомендуется принять равным от 20 до 40 мм;

3) из полюса P_V проводим лучи 1, 2, 3, 4 и т.д., параллельные секущим oa, ab, bc, cd и т.д.,до пересечения с осью ординат;

4) из точек пересечения проводим горизонтальные прямые до пересечения с вертикальными прямыми, проведенными из середин отрезков времени;

5) точки пересечения 1', 2', 3', 4' и т.д. соединяем плавной кривой;

6) вычисляем масштаб скорости μ_V по формуле:

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_t \cdot H}, \quad \text{м.сек./мм,}$$

где μ_s - масштаб перемещений;

μ_t - масштаб времени;

H - полюсное расстояние, мм.

Масштаб графика скорости зависит от выбора полюсного расстояния. Чем больше полюсное расстояние, тем меньше численный масштаб и тем большие ординаты имеет график скоростей.

Начальная и конечная точки графика должны иметь одинаковые ординаты (в данном случае они равны нулю).

Аналогичным образом получим кривую ускорения, дифференцируя график скорости (рис.3в).

График ускорения изображает лишь закон изменения касательного ускорения. Только в случае прямолинейного движения точки, когда нормальное ускорение равно нулю, построенный график отобразит (как в рассматриваемом примере) закон изменения полного ускорения. Чтобы уточнить начальную ординату графика ускорений, удобно график скорости продлить на интервал $\overline{OI}$, а затем точки $I2'$ и O_1' соединить хордой и из полюса P_W графика ускорений провести луч, параллельный хорде $I2' - O_1'$. Там, где он пересечет ось ординат, будет начальная точка графика ускорения точки F, т.е. $W_F = W_F(t)$. Начальная и конечная точки графика ускорений должны иметь одинаковые ординаты.

Масштаб графика ускорений определяется по формуле:

$$\mu_W = \frac{\mu_V}{\mu_t \cdot H_1}, \quad м.сек^2/мм.$$

4. Построение плана скоростей. Рассмотрим первую группу Ассура II_{21} (BCD)(Рис.2). Она присоединена с помощью шарниров к точкам B и D.

Величина скорости точки B определяется по формуле:

$$V_B = \omega_1 \cdot \ell_{AB}, \quad м/сек,$$

где ω_1 - угловая скорость звена I,

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 400}{30} = 41{,}9 \quad рад/сек.$$

Тогда

$$V_B = 41{,}9 \cdot 0{,}1 = 4{,}19 \quad м/сек.$$

Вектор $\overline{V_B}$ направлен перпендикулярно к кривошипу I. Точка D неподвижна, поэтому ее скорость равна нулю ($\overline{V_D} = 0$). Таким образом, рассматриваемая группа присоединена к двум точкам, скорости которых известны.

Для определения скорости точки C напишем два векторных уравнения согласно теореме о сложении скоростей при плоскопараллельном движении.

$$\overline{V_C} = \underset{\perp AB}{\underline{\overline{V_B}}} + \underset{\perp CB}{\overline{V_{CB}}}, \qquad \overline{V_C} = \underset{0}{\cancel{\overline{V_D}}} + \underset{\perp CD}{\overline{V_{CD}}}.$$

Векторы относительных скоростей ($\overline{V_{CB}}$ и $\overline{V_{CD}}$) известны только по направлению. Вектор относительной скорости $\overline{V_{CB}}$ перпендикулярен звену BC, а вектор $\overline{V_{CD}}$ перпендикулярен звену CD.

Для построения плана скоростей выбираем на плоскости произвольную точку p - полюс плана скоростей (рис.4), который является началом плана скоростей. С полюсом p совпадают все неподвижные точки механизма. Из полюса откладываем отрезок pb, изображающий на плане скоростей вектор скорости $\overline{V}_B$. Он перпендикулярен звену АВ. Удобно строить планы скоростей в масштабе кривошипа или кратно ему.

Определим масштаб для построения планов скоростей. Для этого примем длину отрезка

$$\overline{pb} = k \cdot \overline{AB} \quad ,$$

где k - коэффициент увеличения или уменьшения. Тогда масштаб плана скоростей будет

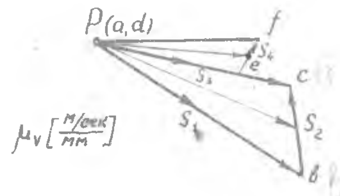

Рис.4. План скоростей.

$$\mu_V = \frac{V_B}{\overline{pb}} = \frac{\omega_1}{k} \mu_\ell \quad , \qquad \text{м.сек/мм.}$$

Если принять К = I, то $\mu_V = \omega_1 \cdot \mu_\ell$.

В соответствии с первым векторным уравнением проводим через точку b на плане скоростей прямую, перпендикулярную прямой ВС (звено 2), представляющую собой вектор $\overline{V}_{CB}$. В соответствии со вторым векторным равенством проводим через точку d на плане скоростей прямую, перпендикулярную звену CD, представляющую вектор $\overline{V}_{CD}$. Точка С пересечения этих двух прямых определяет конец вектора $\overline{pc}$, изображающего на плане скоростей вектор $\overline{V}_C$. Стрелки векторов относительных скоростей $\overline{V}_{CB}$ и $\overline{V}_{CD}$ на плане должны сходиться в точке С. Чтобы определить истинную величину любого из векторов, надо его длину умножить на масштаб плана скоростей.

$$V_C = \overline{pc}\, \mu_V \quad , \qquad \text{м/сек;}$$

$$V_{CB} = \overline{cb} \cdot \mu_V \quad , \qquad \text{м/сек.}$$

Для определения скорости точки Е воспользуемся тем, что картина относительных скоростей образует на плане скоростей фигуру, подобную фигуре звена и повернутую относительно ее на 90° в сторону вращения звена. В соответствии с этим отрезок $\overline{dc}$ плана скоростей разделим в отношении, равном отношению $CD : DE$, т.е.

$$\overline{CD} : \overline{DE} = \overline{cd} : \overline{de},$$

откуда получим:

$$\overline{pe} = \overline{de} = \frac{\overline{DE}}{\overline{CD}} \overline{cd}.$$

Отрезок $\overline{de}$ отложим от полюса p на отрезке плана скоростей и получим точку e.

Скорость точки E определяется из равенства

$$V_E = \overline{pe} \cdot \mu_V \quad , \text{ м/сек.}$$

Перейдем к группе $\overline{II}_{22}$ (звенья 4 и 5).

Для определения скорости точки F напишем векторное уравнение

$$\underset{\parallel x}{\overline{V}_F} = \overline{V}_E + \underset{\perp FE}{\overline{V}_{FE}}.$$

Скорость точки E определена ранее. Вектор относительной скорости $\overline{V}_{FE}$ и вектор абсолютной скорости V_F не известны по величине, но известны по направлению. В соответствии с векторным уравнением через точку e на плане скоростей проводим прямую, перпендикулярную звену EF, – линию относительной скорости $\overline{V}_{FE}$. Далее проводим линию параллельно направляющей x. Точка f пересечения этих прямых и есть искомая точка, причем стрелки векторов относительных скоростей $\overline{ef}$ и $\overline{pf}$ должны сходиться в точке f. Отрезок $\overline{pf}$ изображает в масштабе на плане скоростей вектор скорости точки F. Истинная величина скорости точки F:

$$V_F = \overline{pf} \cdot \mu_V \quad , \text{ м/сек.}$$

<u>Определение угловых скоростей</u>. Угловая скорость ω_1 звена I направлена по ходу часовой стрелки и определяется по формуле

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{AB}}{30} \quad , \text{ рад/сек.}$$

Угловая скорость звена 2 равна относительной скорости V_{CB}, деленной на длину звена ℓ_{CB}, т.е.:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{\ell_{CB}} = \frac{\overline{cb}\,\mu_v}{\overline{CB}\,\mu_\ell} \quad , \quad \text{рад/сек.}$$

Если масштабный коэффициент K = I, то

$$\omega_2 = \frac{\overline{cb}}{\overline{CB}}\,\omega_1 \quad , \quad \text{рад/сек.}$$

Чтобы определить направление угловой скорости ω_2, следует вектор относительной скорости $\overline{V}_{CB}$ перенести в точку С механизма, а точку В мысленно закрепить. Тогда вектор $\overline{V}_{CB}$ будет стремиться вращать звено 2 против хода часовой стрелки. Это и будет направление угловой скорости ω_2.

Подобно указанному, находим угловые скорости остальных звеньев. Угловая скорость звена 3 равна:

$$\omega_3 = \frac{V_{CD}}{\ell_{CD}} = \frac{\overline{pc}\cdot\mu_v}{\overline{CD}\cdot\mu_\ell} \quad , \quad \text{рад/сек, или при } K' = \text{I};$$

$$\omega_3 = \frac{\overline{pc}}{\overline{CD}}\,\omega_1 \quad , \quad \text{рад/сек.}$$

и направлена по ходу часовой стрелки.

Угловая скорость звена 4:

$$\omega_4 = \frac{V_{FE}}{\ell_{FE}} = \frac{\overline{fe}\cdot\mu_v}{\overline{FE}\,\mu_\ell} \quad , \quad \text{рад/сек, при } K = \text{I};$$

ко-

$$\omega_4 = \frac{\overline{fe}}{\overline{FE}}\,\omega_1 \quad , \quad \text{рад/сек}$$

направлена против хода часовой стрелки.

5. <u>Построение плана ускорений</u>. Рассмотрим, в соответствии с формулой строения механизма, группу Ассура II_{21} (BCD) (Рис.2).

Ускорение точки В можно определить по величине и по направлению.

Так как $\omega_1 = const$, то $W_B = W_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{AB}$, м/сек^2.

Точка D неподвижна. Следовательно, ускорение ее равно нулю $W_D = 0$.

Таким образом, группа присоединена к точкам, ускорения которых известны.

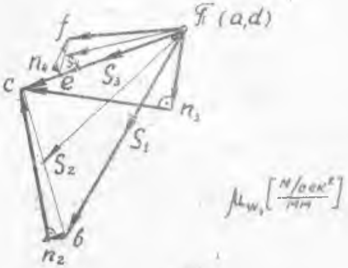

Рис.5. План ускорений.

Для построения плана ускорений выбираем на плоскости произвольную точку π - полюс плана ускорений (рис.5). Полюс π является началом плана ускорений. С полюсом π совпадают все неподвижные точки механизма. Из полюса откладываем отрезок $\overline{\pi б}$, изображающий на плане ускорений вектор ускорения точки В - W_B. Ускорение W_B направлено вдоль звена АВ от точки В к точке А (к центру вращения звена I).

Масштаб плана ускорений будет:

$$\mu_W = \frac{W_B}{\overline{\pi б}} \qquad м.сек^2/мм.$$

Удобно брать отрезок $\overline{\pi б}$, кратный отрезку, изображающему длину звена АВ, т.е.

$$\overline{\pi б} = K_1 \cdot \overline{AB}, \qquad k = 1$$

где K_1 - коэффициент увеличения или уменьшения.

данном случае

$$\mu_W = \frac{\omega_1^2 \cdot \mu_\ell}{K_1}.$$

Если принять $K_1 = I$, то

$$\mu_W = \omega_1^2 \; \mu_\ell = \omega_1 \; \mu_V, \quad м.сек^2/мм.$$

Для определения ускорения точки С напишем два векторных уравнения, рассмотрев движение точки С относительно точек В и D .

$$\underset{}{\overline{W}_c} = \underset{\parallel AB}{\underline{\underline{\overline{W}_B}}} + \underset{\substack{\parallel CB \\ \text{от } C \to B}}{\underline{\underline{\overline{W}^n_{CB}}}} + \underset{\perp CB}{\underline{\overline{W}^\tau_{CB}}} .$$

$$\overline{W}_c = \underset{0}{\cancel{\overline{W}_D}} + \underset{\substack{\parallel CD \\ \text{от } C \to D}}{\underline{\underline{\overline{W}^n_{CD}}}} + \underset{\perp CD}{\underline{\overline{W}^\tau_{CD}}} .$$

Нормальное ускорение можно определить по величине и направлению. Величина вектора $\overline{W}^n_{CB}$ равна

$$W^n_{CB} = \frac{V^2_{CB}}{\ell_{CB}} = \frac{(\overline{bc} \cdot \mu_v)^2}{\overline{CB} \cdot \mu_\ell},$$

если принять $K = K_1 =$ I, т.е. $\overline{AB} = \overline{pb} = \overline{\pi b}$, то

$$W^n_{CB} = \frac{\overline{bc}^2}{\overline{CB}} \mu_W \text{ так как } \frac{\mu_v^2}{\mu_\ell} = \frac{\omega_1^2 \cdot \mu_\ell^2}{\mu_\ell} = \omega_1^2 \cdot \mu_\ell ,$$

где $\overline{bc}$ - отрезок на плане скоростей, выражающий в масштабе относительную скорость V_{CB} , мм;

$\overline{BC}$ - отрезок на плане механизма, выражающий в масштабе длину звена ℓ_{BC} , мм.

Вектор $\overline{W}^n_{CB}$ направлен вдоль звена ВС от точки С к точке В (к центру относительного вращения). Величина вектора $\overline{W}^n_{CD}$ определяется по формуле:

$$W^n_{CD} = \frac{V^2_{CD}}{\ell_{CD}} = \frac{(\overline{pc} \cdot \mu_v)^2}{\overline{CD} \cdot \mu_\ell} .$$

Если принять $\overline{AB} = \overline{pb} = \overline{\pi b}$, то

$$W^n_{CD} = \frac{\overline{pc}^2}{\overline{CD}} \cdot \mu_W$$

где $\overline{pc}$ - отрезок на плане скоростей, выражающий в масштабе относительную скорость V_{CD} ;

$\overline{CD}$ - отрезок на плане механизма, выражающий в масштабе длину ℓ_{CD} звена CD .

Вектор W^n_{CD} направлен вдоль звена CD от точки С к точке D , как к центру вращения.

Тангенциальные ускорения не известны по величине, но известны по направлению.

Определив нормальные ускорения W^n_{CB} и W^n_{CD}, продолжаем строить план ускорений. Из конца В вектора W_B ускорения точки В проводим прямую, параллельную звену ВС - вектор нормального ускорения точки С относительно точки В ($\overline{W}^n_{CB}$), масштабная величина которого будет

$$\overline{bn_2} = \frac{W^n_{CB}}{\mu_W}\text{, мм.} \quad \text{При } AB = \overline{pb} = \overline{\pi b} \quad \overline{bn_2} = \frac{(\overline{cb})^2}{\overline{CB}}\text{, мм,}$$

где $\overline{cb}$ - отрезок на плане скоростей;

$\overline{CB}$ - отрезок на плане механизма.

Через конец вектора нормального относительного ускорения $\overline{W}^n_{CB}$ (точку n_2) проводим направление вектора W^τ_{CB} перпендикулярно звену ВС. Затем строим сумму векторов правой части второго векторного уравнения. Для этого проводим из точки d (π) параллельно звену CD вектор $\overline{W}^n_{CD}$. Его масштабная величина на плане ускорений равна

$$\overline{dn_3} = \frac{W^n_{CD}}{\mu_W} \quad \text{или} \quad \overline{dn_3} = \frac{(\overline{cd})^2}{\overline{CD}} \quad \text{мм,}$$

где $\overline{cd}$ - отрезок на плане скоростей;

$\overline{CD}$ - отрезок на плане механизма.

Затем через точку n_3 , перпендикулярно звену CD, проводим направление вектора тангенциального ускорения $\overline{W}^\tau_{CD}$. Пересечение векторов $\overline{W}^\tau_{CB}$ и $\overline{W}^\tau_{CD}$ определит точку С. Вектор n_2c выражает ускорение $\overline{W}^\tau_{CB}$, а вектор n_3c выражает ускорение $\overline{W}^\tau_{CD}$. Если соединить точку b с точкой С на плане ускорений, то вектор $\overline{bc}$ выразит полное относительное ускорение W_{CB}, т.к. является геометрической суммой векторов $\overline{W}^n_{CB}$ и $\overline{W}^\tau_{CB}$. Подобно этому вектор $\overline{dc}$ на плане ускорений представляет масштабное выражение вектора полного относительного ускорения W_{CD}. И, наконец, вектор $\overline{\pi c}$, проведенный из полюса π в точку С, выражает на плане ускорений вектор абсолютного ускорения точки С - W_C .

Для определения ускорения точки Е воспользуемся свойством подобия.

На основании подобия имеем $\frac{\overline{CD}}{\overline{DE}} = \frac{\overline{cd}}{\overline{de}}$

$$\overline{de} = \frac{\overline{DE}}{\overline{CD}}\,\overline{cd}.$$

Величину отрезка $\overline{cd}$ берем с плана ускорений. Отложив величину отрезка $\overline{ed}$ из точки d (полюса π) на отрезке $\overline{\pi c}$, получим вектор $\overline{\pi e}$, который и будет выражать ускорение точки E - $\overline{W}_E$.

Для определения ускорения точки F напишем векторное уравнение:

$$\underset{\parallel x}{\underline{\overline{W}_F}} = \underline{\underline{\overline{W}_E}} + \underset{\substack{\parallel FE \\ \text{от } F \to E}}{\underline{\underline{\overline{W}^n_{FE}}}} + \underset{\perp FE}{\underline{\overline{W}^\tau_{FE}}}.$$

Рассмотрим векторы, входящие в данное уравнение. Вектор $\overline{W}_E$ определен ранее. Величина вектора $\overline{W}^n_{FE}$ определяется по формуле

$$W^n_{FE} = \frac{V^2_{FE}}{\ell_{FE}},$$

а остальные векторы известны только по направлению.

Достраиваем план ускорений. Из точки e параллельно звену FE проводим вектор $\overline{W}^n_{FE}$, масштабная величина которого на плане ускорений равна:

$$\overline{en_4} = \frac{W^n_{FE}}{\mu_W} \quad \text{или} \quad \overline{en_4} = \frac{(\overline{fe})^2}{\overline{FE}}.$$

Через точку n_4 перпендикулярно звену EF проводим направление вектора $\overline{W}^\tau_{FE}$, а через точку π —направление вектора $\overline{W}_F$ параллельно направляющей ползуна. На пересечении векторов $\overline{W}^\tau_{FE}$ и $\overline{W}_F$ получим точку f . Вектор $\overline{n_4 f}$ на плане ускорений выражает в масштабе ускорение $\overline{W}^\tau_{FE}$, а вектор $\overline{\pi f}$ является изображением вектора ускорения $\overline{W}_F$. Если соединить точку e с точкой f , то вектор $\overline{ef}$ будет изображать полное относительное ускорение $\overline{W}_{FE}$.

<u>Определение угловых ускорений</u>. Ведущее звено I вращается с постоянной угловой скоростью. Поэтому его угловое ускорение $\varepsilon_1 = 0$.

Угловое ускорение звена 2 равно величине тангенциального (касательного) ускорения W^τ_{CB} , деленной на длину звена ВС, т.е.

$$\varepsilon_2 = \frac{W^\tau_{CB}}{\ell_{CB}} = \frac{\overline{n_2 c}\cdot\mu_W}{\ell_{BC}}.$$

Если принято, что $K = K_1 = 1$, то $\qquad \varepsilon_2 = \frac{\overline{n_2 c}}{BC} \cdot \omega_1^2$, рад/сек^2.

Чтобы определить направление углового ускорения ε_2, следует вектор относительного ускорения W_{CB}^{τ} с плана ускорений перенести в точку C механизма, а точку B мысленно закрепить. Тогда вектор W_{CB}^{τ} стремится вращать звено 2 против хода часовой стрелки, что определяет направление ε_2. На схеме механизма (рис.I) вектор W_{CB}^{τ} показан пунктиром. Подобным образом находим угловые ускорения остальных звеньев.

$$\varepsilon_3 = \frac{W_{CD}^{\tau}}{\ell_{CD}} = \frac{\overline{n_3 c}\,\mu_w}{\ell_{CD}} \quad \text{или при } K = K_1 = 1,$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\overline{n_3 c}}{CD} \cdot \omega_1^2 \quad \text{сек}^{-2}$$

и направлено против хода часовой стрелки.

$$\varepsilon_4 = \frac{W_{FE}^{\tau}}{\ell_{FE}} = \frac{\overline{n_4 f}\,\mu_w}{\ell_{FE}} \quad \text{или} \quad \varepsilon_4 = \frac{\overline{n_4 f}}{FE} \cdot \omega_1^2 \ \text{сек}^{-2}$$

и направлено против хода часовой стрелки.

6. <u>Кинетостатический (силовой) расчет механизма</u> начинаем с группы, наиболее удаленной от ведущего звена, и проводим его последовательно, согласно формуле строения, $I - II_{21} - II_{22}$.

<u>Расчет группы II_{22} (звенья 4 и 5)</u>. Сила тяжести G_5 звена 5 приложена в центре тяжести, в точке F и направлена вертикально вниз. Сила тяжести G_4 звена 4 приложена в центре тяжести (точка S_4) и направлена также вертикально вниз. Так как группы Ассура являются статически определимыми кинематическими цепями, то, применяя принцип Даламбера, сводим задачу динамики к задаче статики. Рассматриваемая группа освобождена от связей. Вместо них надо приложить соответствующие реакции: P_{05} - реакция, действующая в поступательной паре со стороны стойки на звено 5, и P_{34} - реакция, действующая в шарнире E со стороны звена 3 на звено 4. Реакция P_{05} неизвестна по величине, но известна по направлению - она перпендикулярна направляющей x. Реакция P_{34} неизвестна ни по величине, ни по направлению. Поэтому разложим ее на две составляющие: P_{34}^{τ} - тангенциальную, направленную перпендикулярно звену EF и P_{34}^{n} - нормальную, направленную вдоль звена EF.

Для того, чтобы написать условия равновесия для группы II_{22} необходимо приложить к ней силы инерции. Величина силы инерции звена 5 определяется по формуле:

$$P_{u5} = m_5 \cdot W_F \quad ,$$

где m_5 - масса звена 5, равная по величине $m_5 = \frac{G_5}{g} = 0{,}102\ G_5 \frac{\text{кг.сек}^2}{\text{м}}$;

W_F - полное ускорение точки F, равное $W_F = \overline{\pi f}\,\mu_w$ м/сек^2,
где $\overline{\pi f}$ взято из плана ускорений.

Сила инерции P_{u5} приложена в точке F ползуна 5 и направлена противоположно направлению ускорения W_F. Сила инерции P_{u4} звена 4 приложена в центре тяжести этого звена (S_4), направлена противоположно ускорению W_{S_4} точки S_4 и равна по величине $P_{u_4} = m_4 \cdot W_{S_4}$.
Центр тяжести S_4 звена 4 находится посредине звена EF. На основании подобия точка S_4 на плане ускорений (рис.5) будет лежать на средине прямой ef. Соединив точку S_4 с полюсом π, получим вектор $\overline{\pi S_4}$, который будет изображать величину и направление ускорения точки S_4 в выбранном масштабе. Величину его находим по формуле:

$$W_{S_4} = \overline{\pi S_4}\,\mu_w \quad , \text{ м/сек}^2.$$

Момент сил инерции звена 4 определяется по формуле:

$$M_{u_4} = J_{S_4} \mathcal{E}_4 \quad , \text{ кгм}$$

и направлен в сторону, противоположную направлению углового ускорения $\mathcal{E}_4$, в нашем случае - по ходу часовой стрелки.

Момент инерции звена 4 относительно оси, проходящей через центр тяжести, определяем по формуле:

$$J_{S_4} = \frac{m_4\, \ell_{EF}^2}{12} \quad . \text{ кг.м.сек}^2.$$

Силу инерции $\overline{P}_{u_4}$ и момент сил инерции M_{u_4} можно заменить одной результирующей силой инерции. Для этого следует силу инерции перенести параллельно самой себе из точки S_4 на расстояние h_4, равное

$$h_4 = \frac{M_{u_4}}{P_{u_4}} \quad \text{м},$$

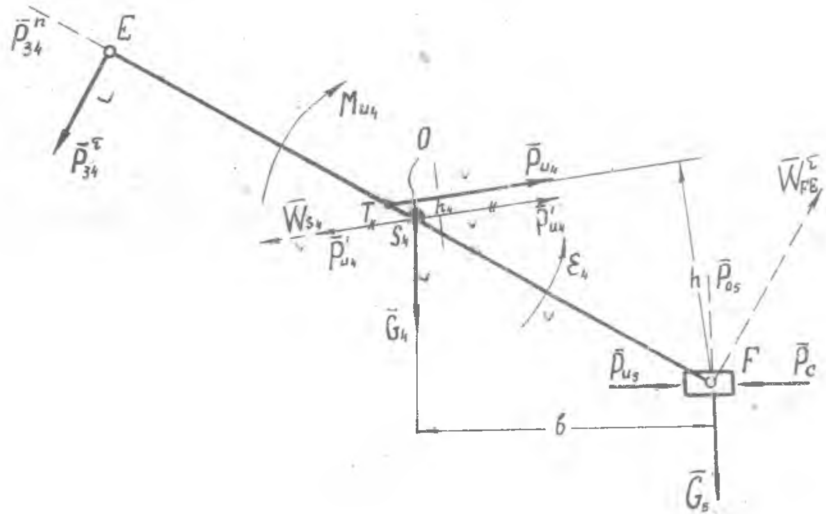

Рис.6. Силы, действующие на группу 4–5.

а отрезок на чертеже, выражающий эту величину, будет равен

$$\bar{h}_4 = \frac{h_4}{\mu_\ell}, \quad мм.$$

Силу $\bar{P}_{u_4}$ следует переносить в ту сторону, чтобы она создавала момент относительно точки S_4, направленный в ту же сторону, что и M_{u_4}. Точку пересечения линии действия силы $\bar{P}_{u_4}$ со звеном EF обозначим через T.

Определению подлежат реакции $\bar{P}_{05}$, $\bar{P}_{34}$ и $\bar{P}_{45} = -\bar{P}_{54}$.

Рассматривая равновесие звена 4 (рис.6), можно записать, что сумма моментов всех сил, действующих на одно звено, относительно точки F, равна нулю, т.е. $\sum M_F = 0$. Перед составлением уравнения зададим направление реакции $\bar{P}_{34}^{\tau}$. Тогда $\quad P_{34}^{\tau}\cdot\overline{EF} - P_{u_4}\cdot\bar{h} + G_4\cdot\bar{b} = 0.$

Все плечи определяются непосредственным замером по чертежу в мм.

Решая уравнение относительно неизвестной силы P_{34}^{τ} и подставляя числовые значения, получим:

$$P_{34}^{\tau} = \frac{P_{u_4}\bar{h} - G_4\cdot\bar{b}}{\overline{EF}} \quad кг.$$

Если искомая сила получилась с положительным знаком, то ее действительное направление совпадает с первоначально выбранным. Отрицательное значение силы P_{34}^{τ} указывает на ее направление, противоположное первоначально выбранному (рис.6). В дальнейших расчетах принимается ее действительное направление.

Теперь рассмотрим равновесие всей группы в целом и определим реакции P_{05} и P_{34}^{n}. Поскольку группа находится в равновесии под действием заданных сил, сил реакций и сил инерции, то главный вектор всех сил равен нулю. Составляем уравнение:

$$\underset{\parallel EF}{\underline{\bar{P}_{34}^{n}}} + \bar{P}_{34}^{\tau} + \bar{P}_{u_4} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{u_5} + \bar{G}_5 + \bar{P}_c + \underset{\perp x}{\underline{\bar{P}_{05}}} = 0.$$

Это означает, что многоугольник сил должен быть замкнутым. В данном векторном уравнении являются неизвестными величины сил P_{34}^{n} и P_{05}, а направления этих сил известны.

Для наиболее рационального построения плана сил рекомендуется в уравнении, выражающем геометрическую сумму всех сил, записывать векторы в [illegible]ленном порядке. Во-первых, согласно принципу построения, необходимо записывать одну неизвестную силу в начале, а другую - в конце уравнения. Во-вторых, тангенциальную составляющую какой-либо реакции записывать рядом с ее нормальной составляющей. Это позволит сразу, на том же плане сил, определить полную реакцию. В-третьих, следует сгруппировать все силы, действующие на одно звено (звено 4), а затем все силы, действующие на другое звено (звено 5).

В соответствии с векторным уравнением строится многоугольник сил, начиная с силы $\bar{P}_{34}^{\tau}$ (рис.7), последовательно откладывая векторы сил. Построение ведем в произвольно выбранном масштабе μ_P кг/мм. Чтобы отложить на плане сил векторы, изображающие силы, следует их величины разделить на масштаб сил. В конце каждого вектора указывается его обозначение. Построение известных сил заканчивается вектором $\bar{P}_c$. Чтобы замкнуть многоугольник, проводим через начало силы $\bar{P}_{34}^{\tau}$ направление силы $\bar{P}_{34}^{n}$, а через конец силы $\bar{P}_c$ - направление силы $\bar{P}_{05}$. Эти силы пересекаются в некоторой точке О и замыкают силовой многоугольник. Точка О пересечения этих сил определяет их величины: отрезок $\overline{Ob}$ изображает силу $\bar{P}_{05}$, а отрезок $\overline{Oa}$ - силу $\bar{P}_{34}^{n}$. Определим их истинные величины:

$$P_{34}^{n} = \overline{Oa} \cdot \mu_P \quad \text{кг},$$

$$P_{05} = \overline{Ob} \cdot \mu_P \quad \text{кг}.$$

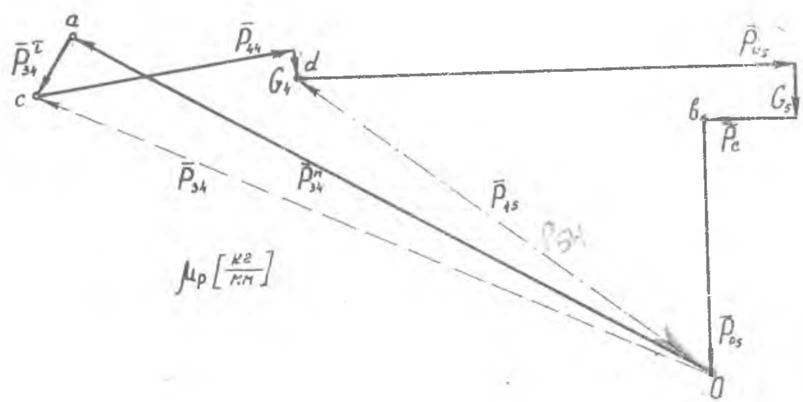

Рис.7. План сил для группы 4 - 5.

Определив $\bar{P}_{34}^{n}$ и $\bar{P}_{34}^{\tau}$, можно сразу же на плане сил найти полную реакцию $\bar{P}_{34}$ как их равнодействующую:

$$\bar{P}_{34} = \bar{P}_{34}^{n} + \bar{P}_{34}^{\tau}.$$

Если соединим начало вектора $\bar{P}_{34}^{n}$ (точка 0) с концом вектора $\bar{P}_{34}^{\tau}$, то получим полную реакцию $\bar{P}_{34}$, действующую в шарнире E со стороны звена 3 на звено 4. Ее истинная величина

$$P_{34} = \overline{oc} \cdot \mu_P, \qquad \text{кг.}$$

Рассмотрим равновесие звена 4 и определим реакцию $\bar{P}_{54}$. Поскольку звено 4 находится в равновесии, геометрическая сумма всех сил, действующих на него, равна нулю.

$$\bar{P}_{34} + \bar{P}_{u_4} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{54} = 0.$$

Векторная сумма $\bar{P}_{34} + \bar{P}_{u_4} + \bar{G}_4$ на плане сил уже имеется. Следовательно, если соединим начало вектора $\bar{P}_{34}$ с концом вектора $\bar{G}_4$, то получим искомый вектор $\bar{P}_{54}$. На плане сил он показан пунктиром (рис.7), его истинная величина:

$$P_{54} = \overline{od} \cdot \mu_P.$$

Расчет группы $\bar{II}_{21}$ (звенья 2 и 3). На эту структурную группу действуют следующие силы. В точке E со стороны звена 4 на звено 3 действует сила $\bar{P}_{43}$ (рис.8). Она равна по величине силе $\bar{P}_{34}$, действующей со стороны звена 3 на звено 4, и противоположна ей по направлению. Эта сила определена выше (рис.7).

В центре тяжести S_2 звена 2 приложена сила веса G_2. Сила G_3 приложена в центре тяжести S_3 звена 3, расположенном на его середине. В шарнире B со стороны звена I на звено 2 действует неизвестная по величине и направлению реакция $\bar{P}_{12}$. Разложим ее на две составляющие: $\bar{P}_{12}^{\tau}$ – тангенциальную, направленную перпендикулярно звену BC, и $\bar{P}_{12}^{n}$ – нормальную, направленную вдоль звена BC, т.е.

$$\bar{P}_{12} = \underset{\parallel CB}{\bar{P}_{12}^{n}} + \underset{\perp CB}{\bar{P}_{12}^{\tau}}.$$

В шарнире D со стороны неподвижного звена 0 на звено 3 действует неизвестная по величине и направлению реакция $\bar{P}_{03}$. Ее также разлагаем по двум направлениям: $\bar{P}_{03}^{\tau}$ – перпендикулярно звену CD и $\bar{P}_{03}^{n}$ – вдоль звена CD , т.е.

$$\bar{P}_{03} = \underset{\perp CD}{\bar{P}_{03}^{\tau}} + \underset{\parallel CD}{\bar{P}_{03}^{n}} .$$

Сила инерции $\bar{P}_{u_2}$ звена 2 приложена в центре тяжести S_2 звена, направлена противоположно ускорению центра тяжести W_{s_2} и равна по величине:

$$P_{u_2} = m_2 \cdot W_{s_2} = \frac{G_2}{g} \cdot \overline{\pi S_2} \cdot \mu_w \quad \text{кг.}$$

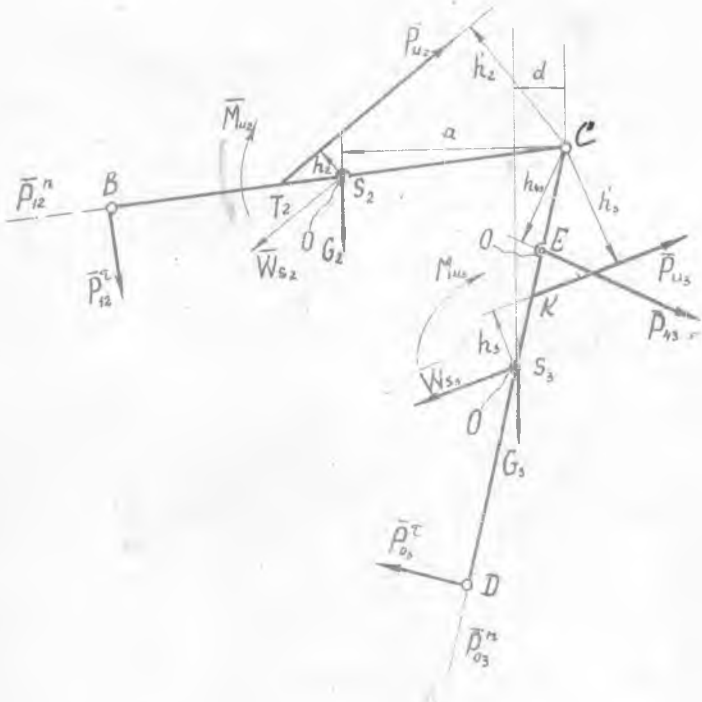

Рис.8. Силы, действующие на группу 2-3.

На плане ускорений, на отрезке ВС находим точку S_2 и соединяем ее с полюсом плана ускорений. Полученный отрезок прямой $\overline{\pi S_2}$ изображает ускорение точки S_2.

Момент сил инерции M_{u_2} звена определяется формулой

$$M_{u_2} = J_{s_2} \, \varepsilon_2 \, , \quad \text{кгм}$$

и направлен в противоположном направлении угловому ускорению ε_2. В нашем случае он направлен по ходу часовой стрелки. Момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести S_2, находится по формуле

$$J_{s_2} = \frac{m_2 \, \ell_{CB}^2}{12} \, , \quad \text{кг.м.сек}^2.$$

Силу инерции $\overline{P}_{u_2}$ и момент инерции M_{u_2} можно заменить одной результирующей силой инерции. Для этого следует силу инерции $\overline{P}_{u_2}$ перенести параллельно самой себе из точки S_2 на расстояние

$$h_2 = \frac{M_{u_2}}{P_{u_2}} \, , \quad \text{м},$$

отрезок на чертеже, выражающий эту величину

$$\overline{h}_2 = \frac{h_2}{\mu_\ell} \, , \quad \text{мм}.$$

Силы инерции звена 3 можно найти аналогично звену 2, но мы для данного звена определим иначе. Так как звено 3 вращается вокруг неподвижной оси D, не проходящей через центр тяжести S_3 звена 3, то результирующая сила инерции будет приложена в центре качания (точке К) звена 3, направлена противоположно ускорению W_{s_3} центра тяжести S_3 и равна по величине

$$P_{u_3} = m_3 \cdot W_{s_3} = \frac{G_3}{g} \, \overline{\pi S_3} \cdot \mu_W \quad \text{кг}.$$

Положение центра качания K определяется формулой

$$\ell_{S_3K} = \frac{J_{S_3}}{m_3 \, \ell_{S_3D}} \, .$$

В нашем случае

$$l_{S_3D} = \frac{l_{CD}}{2} \quad \text{и} \quad J_{S_3} = \frac{m_3\, l_{CD}^2}{12} .$$

Тогда

$$l_{S_3K} = \frac{l_{CD}}{6} \quad , \text{м}$$

и отрезок на чертеже, выражающий эту величину:

$$\overline{S_3K} = \frac{l_{S_3K}}{\mu_l} \quad , \text{мм.}$$

Рассмотрим равновесие звена 2 и определим реакцию $\overline{P}_{12}^{\tau}$. Для этого составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно точки С, предварительно выбрав направление реакции $\overline{P}_{12}^{\tau}$.

$$P_{12}^{\tau} \cdot \overline{BC} - P_{u_2} \cdot \overline{h}_2' + G_2 \cdot \overline{a} = 0 .$$

Решая это уравнение относительно P_{12}^{τ}, получим

$$P_{12}^{\tau} = \frac{P_{u_2} \cdot \overline{h}_2' - G_2 \cdot \overline{a}}{\overline{BC}} \quad , \text{кг.}$$

Величины плеч $\overline{h}_2'$, $\overline{a}$, $\overline{BC}$, берем с чертежа (рис.8).

Если сила P_{12}^{τ} получится со знаком „+", то ее действительное направление совпадает с первоначально выбранным, а если со знаком „-", то действительное направление ее противоположно выбранному.

Определим реакцию $\overline{P}_{03}^{\tau}$. Для этого составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3, относительно точки С, предварительно выбрав направление реакции $\overline{P}_{03}^{\tau}$.

$$-P_{03}^{\tau} \cdot \overline{CD} + P_{u_3} \cdot \overline{h}_3' + P_{43} \cdot \overline{h}_{43}' + G_3 \cdot \overline{d} = 0 .$$

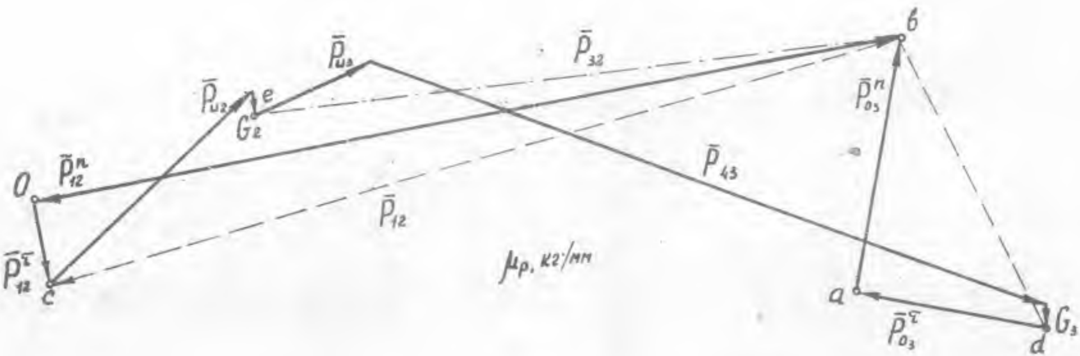

Рис. 9. План сил для группы 2-3.

Решая это уравнение относительно P_{03}^{τ}, предварительно замерив плечи на чертеже (рис.8), получим:

$$P_{03}^{\tau} = \frac{P_{u3} \cdot h'_3 + P_{43} \cdot h_{43} + G_3 \cdot d}{\overline{CD}}, \quad \text{кг}.$$

90

Для определения сил $\overline{P}_{12}^{n}$, $\overline{P}_{03}^{n}$ воспользуемся принципом Даламбера. На основании этого принципа можно записать условие равновесия, согласно которому результирующий вектор всех сил, действующих на группу $\underline{II}_{21}$ (BCD), равен нулю.

$$\underset{\parallel BC}{\underline{\overline{P}_{12}^{n}}} + \overline{P}_{12}^{\tau} + \overline{P}_{u2} + \overline{G}_2 + \overline{P}_{u3} + \overline{P}_{43} + \overline{G}_3 + \overline{P}_{03}^{\tau} + \underset{\parallel CD}{\underline{\overline{P}_{03}^{n}}} = 0.$$

Это означает, что многоугольник сил должен быть замкнутым. В данном векторном уравнении являются неизвестными величины сил $\overline{P}_{12}^{n}$ и $\overline{P}_{03}^{n}$, а направления этих сил известны. В соответствии с этим уравнением начинаем строить многоугольник сил с известной силой $\overline{P}_{12}^{\tau}$ (рис.9), последовательно откладывая векторы сил. Чтобы отложить на плане сил векторы, изображающие силы, следует предварительно их величины разделить на масштаб сил. Последней известной силой будет $\overline{P}_{03}^{\tau}$. Через конец вектора $\overline{P}_{03}^{\tau}$ (точка a) и через начало вектора $\overline{P}_{12}^{\tau}$ (точка 0) проводим линии, параллельные звеньям CD и CB. Эти линии пересекаются в точке b, которая и определит величины векторов $\overline{P}_{03}^{n}$ и $\overline{P}_{12}^{n}$ и их направления на чертеже. Определим их истинные величины.

$$P_{03}^{n} = \overline{ab} \cdot \mu_P, \quad [\text{кг}];$$

$$P_{12}^{n} = \overline{ob} \cdot \mu_P, \quad [\text{кг}].$$

Определяем полные реакции $\overline{P}_{12}$ и $\overline{P}_{03}$.

$$P_{12} = \overline{bc} \cdot \mu_P, \quad \text{кг}, \qquad P_{03} = \overline{db}\, \mu_P, \quad \text{кг}.$$

Рассматривая равновесие звена 2 или звена 3, определяем реакцию $\overline{P}_{32}$ (или $\overline{P}_{23}$).

$$\overline{P}_{12} + \overline{P}_{u2} + \overline{G}_2 + \overline{P}_{32} = 0 \quad \text{или}$$

$$\overline{P}_{23} + \overline{P}_{u3} + \overline{P}_{43} + \overline{G}_3 + \overline{P}_{03} = 0.$$

Сумма первых трех векторов по первому уравнению или сумма четырех последних векторов по второму уравнению на плане сил уже построена. Тогда из конца вектора G_2 (точка e) проводим прямую в начало вектора P_{12} (точка b). Это и есть сила $\bar{P}_{32}$ или $\bar{P}_{23}$, действующая в кинематической паре С. Истинная величина этой силы

$$P_{32} = \bar{be}\,\mu_P \quad , \text{ кг.}$$

На рис.9 эта сила показана штрих-пунктирной линией. Но нужно помнить, что $\bar{P}_{32} = -\bar{P}_{23}$

Кинетостатика ведущего звена. Сила тяжести G_1 ведущего звена АВ приложена в центре тяжести S_1 (рис.10). В точке В на звено 1 со стороны звена 2 действует сила P_{21} , которая равна по величине силе P_{12} , действующей со стороны звена 1 на звено 2 и противоположна ей по направлению. Сила инерции приложена в центре качания L и равна по величине

$$P_{u_1} = m_1 \cdot W_{S_1} = \frac{G_1}{g} \cdot \bar{\pi_1 S_1} \cdot \mu_w \quad [\text{кг}].$$

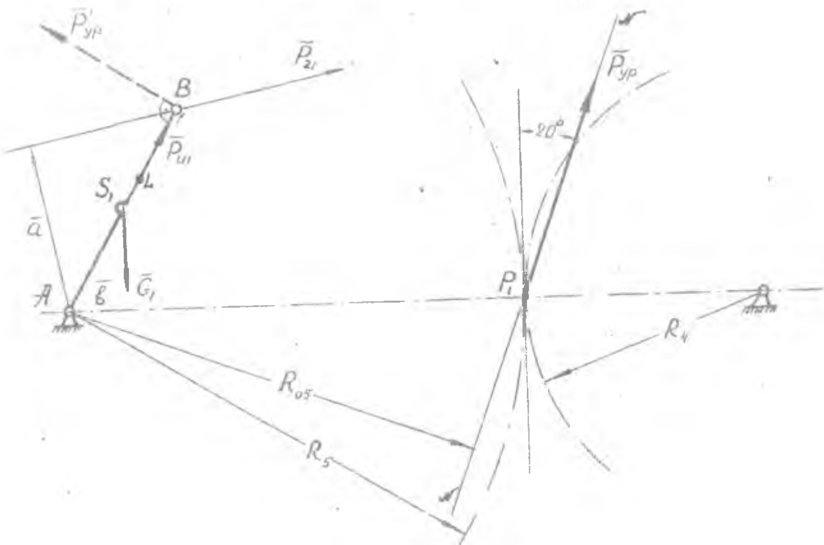

Рис.10. Кинетостатика ведущего звена.

Положение центра качания L определяется так же, как и для звена 3, а именно:

$$l_{S_1L} = \frac{J_{S_1}}{m_1 \cdot l_{S_1A}} .$$

Учитывая, что центр тяжести S_1 лежит на середине звена, имеем

$$l_{S_1L} = \frac{l_{AB}}{6}$$

и отрезок на чертеже, выражающий эту величину, равен

$$\overline{S_1L} = \frac{l_{S_1L}}{\mu_l} \quad , \quad мм.$$

Так как ведущее звено вращается равномерно, считаем, что действующие на него силы уравновешиваются силой, которую назовем уравновешивающей силой $P_{ур}$, приложенной к звену со стороны двигателя. Точка приложения и направление уравновешивающей силы зависят от конструкции привода, передающего движение от двигателя к рабочей машине.

Если вращение передается с помощью зубчатых колес и ступень, которая связана с ведущим звеном, является ступенью с неподвижными осями, то сила $P_{ур}$ проходит через полюс зацепления, т.е. через точку касания начальных окружностей. Сила $P_{ур}$ направлена по линии зацепления. При эвольвентном профиле зуба линия зацепления совпадает с нормалью, проведенной к точке касания, и образует с касательной к начальным окружностям угол α . Этот угол называется углом зацепления и для стандартных колес $\alpha = 20^0$.

Сила P_{01} (реакция со стороны стойки на звено I в кинематической паре А) не известна ни по величине ни по направлению.

Начальные окружности зубчатых колес вычерчиваются в том же масштабе, что и механизм.

Под действием указанных выше сил ведущее звено I находится в равновесии. Для определения величины силы $P_{ур}$ составим уравнение равновесия в виде суммы моментов всех сил, действующих на ведущее звено (кривошип), относительно точки А (рис.IO).

$$P_{21} \cdot \bar{a} + G_1 \cdot \bar{b} - P_{ур} \cdot R_0 = 0, \quad P_{ур} = \frac{P_{21} \cdot \bar{a} + G_1 \cdot \bar{b}}{R_0} .$$

Величины плеч определяются непосредственно из чертежа. Кратчайшее расстояние (плечо) от точки А до направления силы $P_{ур}$ есть не что иное, как радиус основной окружности зубчатого колеса, жестко соединенного со звеном АВ.

Для определения реакции $\overline{P}_{01}$ составим условие равновесия, согласно которому главный вектор всех сил, действующих на кривошип, равен нулю:

$$\overline{G}_1 + \overline{P}_{21} + \overline{P}_{ур} + \overline{P}_{u1} + \overline{P}_{01} = 0.$$

В соответствии с этим уравнением строим план сил, действующих на кривошип (рис.II). Построение плана начинаем с силы P_{21}. Сложив все известные силы и соединив точки a и b, получим вектор силы P_{01}.
Его истинная величина будет:

$$\overline{P}_{01} = \overline{ab} \cdot \mu_P \quad, \text{ кг}.$$

Сила $P_{ур}$ создает на звене АВ момент относительно оси А, равный

$M_{ур} = P_{ур} \, R_0$, где $R_0 = R \cdot \cos\alpha$, а R – радиус начальной окружности колеса, жестко закрепленного на валу А вместе с ведущим звеном.

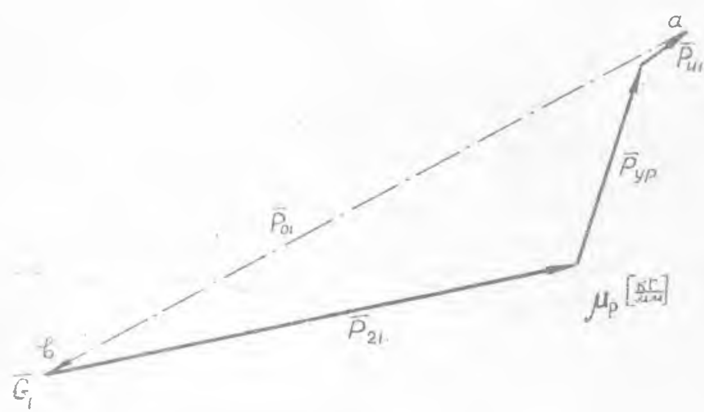

Рис.II. План сил для ведущего звена.

При определении реакции в опоре А ведущего звена практически возможен и другой случай: когда кривошипный вал соединен с двигателем посредством муфты или жестко связан с водилом или с одним из центральных колес планетарного редуктора (рис.I2). В этом случае к валу приложен уравновешивающий момент

$$M_{ур} = P_{21} \cdot \bar{h} \cdot \mu_{\ell}, \text{ кгм},$$

а реакция в опоре вала будет равна действию второго звена на кривошип, т.е. $\bar{P}_{01} = -\bar{P}_{21}$, если пренебречь весом звена АВ.

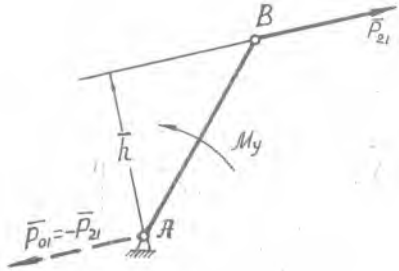

Рис.I2. Силы, действующие на ведущее звено.

<u>Определение уравновешивающей силы или уравновешивающего момента при помощи жесткого рычага Н.Е.Жуковского.</u>

Теорема Н.Е.Жуковского о жестком рычаге позволяет определить уравновешивающую силу или уравновешивающий момент, не определяя реакций в кинематических парах. Эта теорема основана на принципе возможных перемещений и ее можно сформулировать так: <u>если механизм находится в динамическом равновесии под действием активных сил и сил инерции, то план скоростей, повернутый на 90^0 и нагруженный этими же силами в соответствующих точках, будет также находиться в равновесии и сумма моментов этих сил относительно полюса плана скоростей p будет равна нулю.</u> План скоростей рассматривается здесь как жесткий рычаг, имеющий одну неподвижную точку p – полюс плана скоростей.

Силы, действующие на звенья механизма, переносим параллельно их направлениям в соответствующие точки S_1, S_2, S_3, K и т.д. повернутого на 90^0 плана скоростей. Повернутый план скоростей может быть построен в любом произвольно выбранном масштабе (рис.I3).

Силу $P_{ур}$ будем считать условно приложенной в точке В кривошипа перпендикулярно звену АВ. На рис.I0 сила $P'_{ур}$ показана пунктиром. Тогда на повернутом плане скоростей (рис.I3) силу $P'_{ур}$ приложим в точке b перпендикулярно отрезку $\overline{pb}$. Затем напишем уравнение моментов всех сил от-

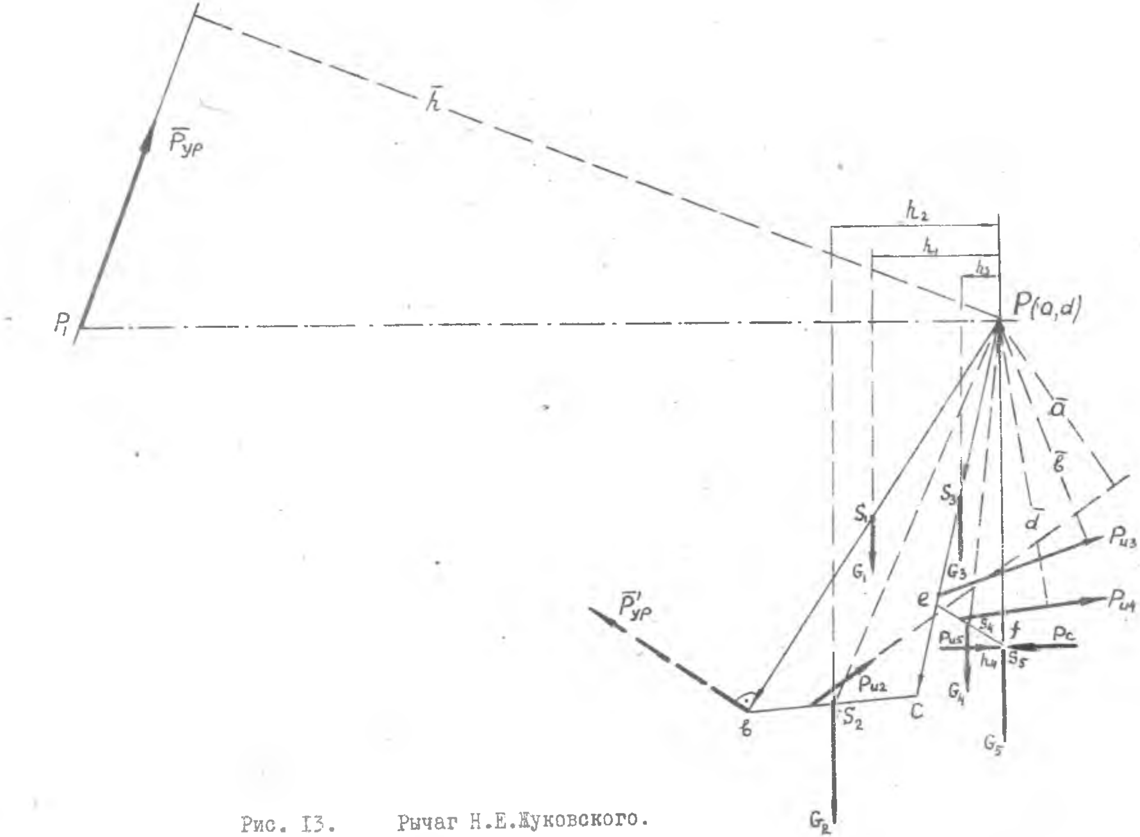

Рис. I3. Рычаг Н.Е.Жуковского.

носительно полюса p плана скоростей.

$$-P'_{yp}\cdot\overline{pb}-G_2\cdot\overline{h}_2+G_1\overline{h}_1+P_{u_2}\cdot\overline{a}+G_3\cdot\overline{h}_3+G_4\cdot\overline{h}_4+P_{u_3}\overline{b}+P_{u_4}\cdot\overline{d}+P_{u_5}\cdot\overline{pf}-P_c\cdot\overline{pf}=0.$$

Длину плеч в миллиметрах берем с чертежа (рис.I3). Решая составленное уравнение относительно $\overline{P}'_{yp}$, получим:

$$P'_{yp}=\frac{G_2\cdot\overline{h}_2+G_1\cdot\overline{h}_1+P_{u_2}\cdot\overline{a}+G_3\cdot\overline{h}_3+G_4\cdot\overline{h}_4+P_{u_3}\cdot\overline{b}+P_{u_4}\cdot\overline{d}+P_{u_5}\cdot\overline{pf}-P_c\cdot\overline{pf}=0}{pb},$$

а уравновешивающий момент будет равен:

$$M^{ж}_{yp}=P'_{yp}\cdot\ell_{AB}\quad,\ \text{кгм.}$$

В действительности уравновешивающая сила будет приложена в полюсе зацепления P_1 колес 4 и 5 (рис.I0). Поэтому желательно и на повернутом плане скоростей определить скорость $\overline{V}_{P_1}$ точки зацепления P_1 и в конце вектора скорости $\overline{V}_{P_1}$ приложить P_{yp}. (рис.I3). Тогда:

$$P^{ж}_{yp}=\frac{G_2\overline{h}_2+G_1\overline{h}_1+P_{u_2}\cdot\overline{a}+G_3\overline{h}_3+G_4\cdot\overline{h}_4+P_{u_3}\overline{b}+P_{u_4}\cdot\overline{d}+P_{u_5}\cdot\overline{pf}-P_c\cdot\overline{pf}}{h}$$

и уравновешивающий момент:

$$M^{ж}_{yp}=P^{ж}_{yp}\cdot R_{o_5}\quad,\ \text{кгм.}$$

Значения M_{yp}, полученные в первом и во втором случаях, должны быть одинаковыми. Расхождение не должно превышать 3-5 %.

Погрешность подсчитывается по формуле:

$$\Delta=\frac{M_{yp}-M^{ж}_{yp}}{0{,}5\cdot(M_{yp}+M^{ж}_{yp})}\cdot 100\ \%.$$

<u>Определение потерь на трение в стержневых механизмах</u>. После того, как рассчитаны давления (реакции) в кинематических парах стержневого механизма с идеальными связями, можно подсчитать суммарную мощность потерь на трение в кинематических парах.

Полная мгновенная мощность потерь на трение в механизме получится суммированием мощностей, вычисленных для всех кинематических пар, т.е.

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{тр}A} + N_{\text{тр}B} + N_{\text{тр}C} + N_{\text{тр}D} + N_{\text{тр}E} + N_{\text{тр}F\text{в}} + N_{\text{тр}F\text{п}}$$

где

$$N_{\text{тр}A} = f_{\text{в}} \cdot P_{01} \cdot \frac{d}{2} \omega_1 ;$$

$$N_{\text{тр}B} = f_{\text{в}} \cdot P_{12} \cdot \frac{d}{2} \omega_{12} ;$$

$$N_{\text{тр}C} = f_{\text{в}} \cdot P_{23} \cdot \frac{d}{2} \omega_{23} ;$$

$$N_{\text{тр}D} = f_{\text{в}} \cdot P_{03} \cdot \frac{d}{2} \omega_3 ;$$

$$N_{\text{тр}E} = f_{\text{в}} P_{34} \cdot \frac{d}{2} \omega_{34} ;$$

$$N_{\text{тр}F\text{в}} = f_{\text{в}} P_{45} \frac{d}{2} \omega_4 ;$$

$$N_{\text{тр}F\text{п}} = f_{\text{п}} P_{05} \, V_F ;$$

P – давление в кинематических парах;

$f_{\text{в}}$ – коэффициент трения во вращательной паре;

$f_{\text{п}}$ – коэффициент трения в поступательной паре;

d – диаметр шарнира, м; : 50 мм.

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

$$\omega_{23} = \omega_2 \pm \omega_3$$

$$\omega_{34} = \omega_3 \pm \omega_4$$

– относительные угловые скорости звеньев.

Знак „+" берется, если угловые скорости разного знака и знак „–"–при угловых скоростях одного знака. Давления и угловые скорости звеньев были определены выше.

Полную мощность трения $N_{\text{тр}}$ можно разделить на угловую скорость ω_1 звена I (звено АВ) и получить приведенный к этому звену момент трения:

$$N^{\text{п}}_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{\omega_1} .$$

В разных положениях стержневого механизма результат вычислений будет различный, поэтому полная картина получится при рассмотрении ряда положений механизма.

Определение коэффициента полезного действия. Мгновенный коэффициент полезного действия стержневого механизма определяется по формулам:

$$\eta_{ст} = \frac{N_{п.с.}}{N_{п.с.} + N_{тр.}}$$ – для рабочей машины и

$$\eta_{ст} = \frac{N_{дв.} - N_{тр}}{N_{дв}}$$ – для двигателя,

где $N_{п.с.}$ – мощность сил полезного сопротивления;

$N_{дв.}$ – мощность движущих сил.

Мгновенный коэффициент полезного действия стержневого механизма можно также вычислить, если известны приведенный момент трения $M^{п}_{тр}$ и уравновешивающий момент $M_{ур}$ по формуле:

$$\eta_{ст} = \frac{M_{ур.}}{M_{ур.} + M^{п}_{тр.}} .$$

Вычислив этот коэффициент для нескольких положений, можно найти средний коэффициент полезного действия рассматриваемого механизма.

Часть II. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Задано: схема редуктора (рис.14);

число оборотов вала двигателя, $n_{вш} = 3200$ об/мин;

число оборотов вала рабочей машины (число оборотов кривошипа АВ), $n_{вм} = 400$ об/мин;

числа зубцов: $Z_1 = 16$; $Z_3 = 48$; $Z_5 = 40$;

модуль зацепления $m = 10$ мм.

Редуктор, указанный на рис.14, является двухступенчатым, причем первая ступень сложная (планетарная), а вторая ступень - простая (с неподвижными осями).

Определяем передаточное отношение редуктора:

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{n_{вш}}{n_{вм}} = \frac{3200}{400} = 8.$$

Передаточное отношение данного редуктора выражается формулой:

$$i_{15} = i_{1H} \cdot i_{45} . \tag{1}$$

Для планетарной ступени, схема которой представлена на рис.14, передаточное отношение определяется по формуле:

$$i_{1H} = 1 - i_{13}^{H} , \quad \text{где} \quad i_{13}^{H} = -\frac{Z_3}{Z_1} ;$$

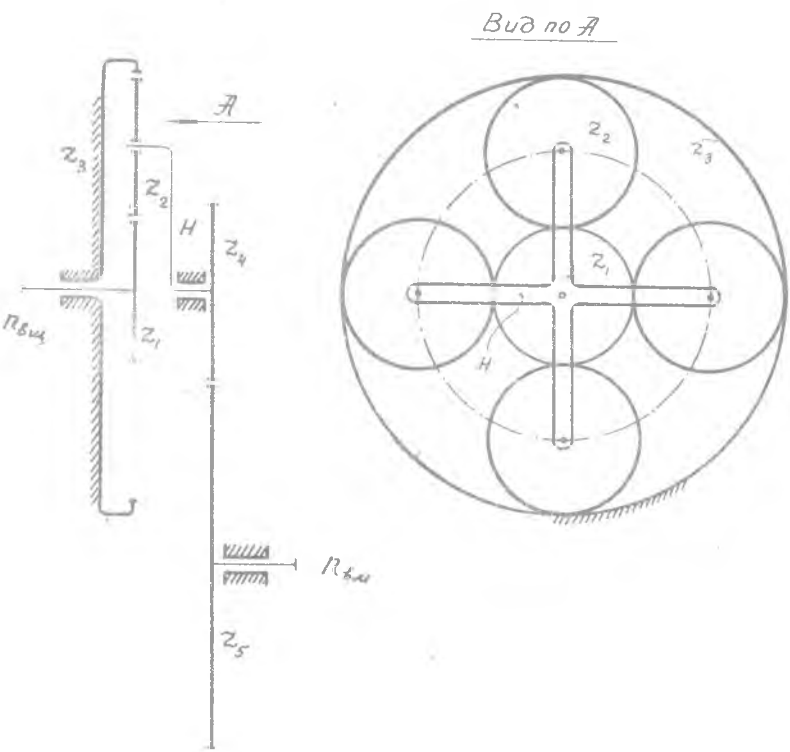

Рис. I4. Схема редуктора.

$$i_{1H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{48}{16} = 4.$$

Далее определяем числа зубцов Z_2 из условия соосности. Для данной схемы оно запишется так:

$$Z_1 + 2Z_2 = Z_3\,,\quad \text{откуда} \quad Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} = \frac{48 - 16}{2} = 16.$$

Определение чисел зубьев передачи с неподвижными осями проводим в следующем порядке:

I) вначале определяем i_{45} из формулы (I):

$$i_{45} = \frac{i_{15}}{i_{1H}} = \frac{8}{4} = 2;$$

2) далее определяем число зубцов по формуле:

$$i_{45} = \frac{Z_5}{Z_4}\,,\quad \text{откуда} \quad Z_4 = \frac{Z_5}{i_{45}} = \frac{40}{2} = 20.$$

Если полученное значение Z_4 окажется не целым, то его следует округлить до целого числа.

Если полученные при подсчете числа зубцов Z_2 и Z_4 окажутся меньше I6, то количество их следует увеличить в K раз, где $K = 2 \div 3$. Соответственно, в K раз нужно увеличить и числа зубцов в соответствующей ступени, чтобы передаточное отношение в данной ступени осталось неизменным.

Примечание. Можно отступить от заданного полного передаточного отношения на величину ± 2 %.

Определение геометрических параметров стандартного зацепления простой ступени (с неподвижными осями).

Расчет внешнего зацепления пары зубчатых колес ведется, исходя из условия отсутствия бокового зазора между зубцами (зазор, полученный за счет допусков на размеры зубцов, не учитывается).

Геометрические параметры зацепления определяются по следующим формулам:

а) радиусы начальных окружностей в стандартном зацеплении равны радиусам делительных окружностей, т.е.

$$R_4 = R_{g4} = \frac{m \cdot Z_4}{2}\;;$$

$$R_5 = R_{д5} = \frac{m \cdot Z_5}{2} \quad ;$$

б) межосевое расстояние определяется по формуле:

$$A_{45} = \frac{m}{2} (Z_4 + Z_5);$$

в) радиусы основных окружностей определяются по формулам:

$$R_{04} = R_4 \cdot \cos\alpha \quad ;$$

$$R_{05} = R_5 \cdot \cos\alpha \quad ;$$

где α - угол зацепления. В стандартном зацеплении $\alpha = \alpha_p = 20^0$ - угол наклона режущей грани инструмента (рейки);

г) радиусы окружностей впадин:

$$R_{i4} = R_4 - 1{,}25m = \frac{m}{2} (Z_4 - 2{,}5);$$

$$R_{i5} = R_5 - 1{,}25m = \frac{m}{2} (Z_5 - 2{,}5);$$

д) радиусы окружностей головок:

$$R_{e4} = R_4 + m = \frac{m}{2} (Z_4 + 2);$$

$$R_{e5} = R_5 + m = \frac{m}{2} (Z_5 + 2).$$

Расчет зацепления заканчивается определением коэффициента перекрытия по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e4}^2 - R_{04}^2} + \sqrt{R_{e5}^2 - R_{05}^2} - A \cdot \sin\alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha}$$

Прежде чем приступить к вычерчиванию картины зацепления, надо подсчитать толщины зубьев по дугам начальных окружностей:

$$a_4 = a_5 = \frac{\pi m}{2} .$$

Толщины зубьев по дугам окружностей головок подсчитываются по формулам:

$$a_{e_4} = 2 R_{e_4} \left(\frac{a_4}{2 R_4} + inv\alpha_p - inv\alpha_{e_4} \right);$$

$$a_{e_5} = 2 R_{e_5} \left(\frac{a_5}{2 R_5} + inv\alpha_p - inv\alpha_{e_5} \right),$$

где $inv\alpha_p$ и $inv\alpha_e$ определяют по таблицам инвалют, предварительно вычислив α_e по формуле $\alpha_e = \arccos\frac{R_o}{R_e}$.

Толщина зубцов по окружностям головок должна быть не менее допустимой величины, т.е. $a_e > 0{,}3\,m$.

Вычерчивание картины зацепления зубчатых колес с неподвижными осями.

Для воспроизведения картины зацепления необходимо выбрать масштаб построения с учетом того, чтобы высота зуба на чертеже была не менее 30÷40 мм,

наметить центры зубчатых колес и соединить их межцентровой линией;

провести начальные и основные окружности;

провести через полюс зацепления общую касательную к обеим основным окружностям $n_1 n_2$.

Последовательным обкатыванием касательной по каждой из основных окружностей строится эвольвента для образования профилей зубьев. Это можно сделать следующим образом (рис.15). Опуская из центров шестерен O_4 и O_5 перпендикуляры на прямую $n_1 n_2$, получим теоретическую линию зацепления $N_1 N_2$. Точку касания между собой начальных окружностей обозначим буквой P - полюс зацепления. Затем отрезок $N_1 P$ делим на n равных частей 43 = 32 = 2I = IP (чем больше n , тем точнее построение). Точно такие же отрезки отложим по дуге основной окружности колеса O_4 от точки N_1 $\smile 43' = \smile 32 = \smile 2I' = \smile I'0$. От точки 0 будет начинаться построение эвольвентного профиля для колеса 4. Точки 4', 3' 2', I' и 0 соединим с центром O_4 лучами. Проведем касательные к

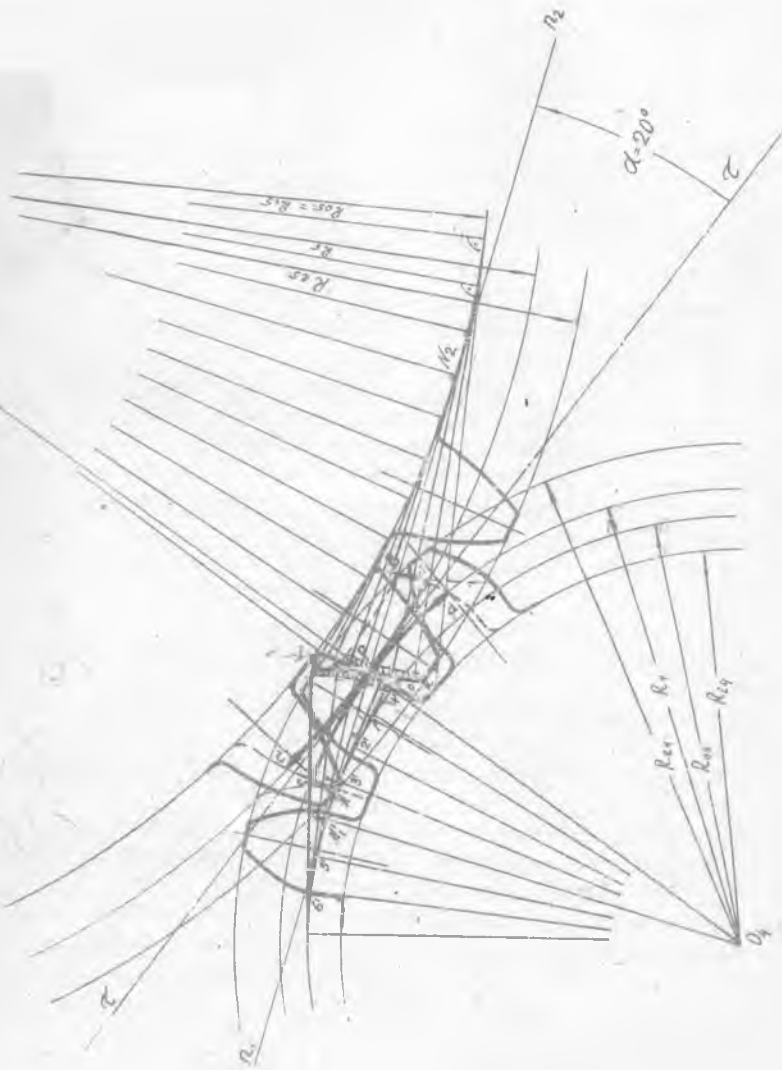

Рис. 15. Картина зацепления.

точках к основной окружности колеса 4. На касательной, проведенной из точки I′, отложим отрезок IP = ⌣I′0. Получим точку, принадлежащую эвольвенте. На касательной, проведенной в точке 2′, отложим отрезки 2I и IP, соответственно равные дугам ⌣2′I′ и ⌣I′0, и получим вторую точку эвольвенты. На касательной в точке 3 отложим три отрезка 32 = 2I = IP, равные ⌣3′2′= ⌣2′I′= ⌣I′0, а следующая точка совпадает с полюсом Р. Далее отложим от точки N_1 влево по дуге основной окружности еще две дуги ⌣4′5′= ⌣6′5′= ⌣2′I′. Точки 6′ и 5′ соединим с центром O_4 лучами. В точках 6′ и 5′ проведем касательные к основной окружности. Затем от точки 5′ по касательной отложим пять отрезков, а из точки 6′ по касательной отложим 6 отрезков, получим следующие точки эвольвенты. Полученные точки, принадлежащие эвольвенте, соединим плавной кривой.

Аналогично строим эвольвенту соседнего зубца, принадлежащую колесу 5, которое находится в зацеплении с колесом 4.

Затем проводим окружности впадин и головок.

Часть теоретической линии зацепления, отсекаемая окружностями головок, называется практической или активной линией зацепления АВ.

Далее, по обе стороны от полюса P по соответствующим начальным окружностям откладываем по половине толщины зуба. Соединяя полученные точки с центрами O_4 и O_5, получаем оси симметрии зубцов.

Окружности впадин с профилем зуба скругляем радиусом, равным $0{,}3\,m$.

При построении профиля зуба возможны следующие случаи:

а) окружность впадин зуба может совпадать с основной окружностью. Тогда весь профиль зуба выполняется по эвольвенте (см.построение профиля зуба колеса 5);

б) окружность впадин может быть меньше основной окружности. Тогда часть профиля зуба от основной окружности до окружности впадин выполняется по радиальной прямой, а основание зуба скругляется радиусом $0{,}3\,m$ (см.построение зуба колеса 4);

в) окружность впадин может быть больше основной окружности. В этом случае весь профиль зуба выполняется по эвольвенте. Основание зуба скругляется с окружностью впадин радиусом $0{,}3\,m$.

Для достраивания зубцов делаем шаблоны профилей из плотной бумаги.

На каждом колесе нужно построить не менее трех зубцов.

При построении нужно помнить, что мы рассчитываем беззазорное зацепление и поэтому ширина впадины по начальной окружности одного колеса будет равна толщине зуба по начальной окружности другого колеса.

Кроме теоретической и практической линий зацепления, на чертеже надо указать рабочие части профилей зубцов ($K'L'$ и KL). Для этого из точки В радиусом O_5B делаем засечку на профиле зуба колеса 5. Получим точку L . Часть профиля зуба от точки L до головки зуба K называется рабочей частью зуба. Далее, из точки А радиусом O_4A проводим дугу до пересечения с профилем зуба колеса 4. Получим точку L' . Часть профиля зуба от точки L' до головки зуба K' будет рабочей частью второго зуба.

Покажем на чертеже дуги зацепления по начальным окружностям. Для этого пунктиром показываем положение профилей зубцов колес 4 и 5 в момент входа в зацепление (в точке А) и в момент выхода из зацепления (в точке В).

Часть дуги начальной окружности, заключенная между профилем зуба одного из колес в момент входа в зацепление и на выходе из него, является дугой зацепления (дуги cd и $c'd'$).

Проверяем коэффициент перекрытия по формуле:

$$\varepsilon' = \frac{\overline{AB}}{t_0} .$$

где AB - практическая линия зацепления;

t_0 - шаг по основной окружности, равный $t_0 = t\cos\alpha$.

При сравнении с результатом аналитического расчета погрешность должна быть не более 3 %. Она определяется по формуле:

$$\Delta = \frac{\varepsilon - \varepsilon'}{0,5\,(\varepsilon + \varepsilon')} \cdot 100\ \%.$$

К.п.д. редуктора, состоящего из двух ступеней (сложной и простой), соединенных последовательно, равен произведению к.п.д. его ступеней,т.е.

$$\eta_p = \eta_{1H} \cdot \eta_{45} .$$

Величина к.п.д. планетарной ступени зависит от того, передается движение от центрального подвижного колеса к водилу или наоборот, а также от величины передаточного отношения i_{1H} .

Ниже приводится формула для случая, когда движение передается от колеса к водилу и когда $i_{1H} > 1$, т.е. для схемы, показанной на рис.15:

$$\eta_{1H} = \frac{1}{i_{1H}} \left[1 - \eta' (1 - i_{1H})\right] .$$

Здесь η' – коэффициент полезного действия при обращенном движении планетарной передачи (т.е. к.п.д. простой передачи, полученной путем условной остановки водила и сообщения всей планетарной передаче добавочной угловой скорости, равной ω_H):

$$\eta' = \eta_{12} \cdot \eta_{23} = \eta^2 ,$$

где η – к.п.д. каждой пары колес в обращенном движении, т.е. при неподвижных осях, который можно принять равным 0,96-0,98.

Кинематическая схема передачи вычерчивается в двух проекциях: в плане и вид сбоку.

На первой проекции изображаются только начальные окружности зубчатых колес, водило и все вращательные пары.

Диаметры начальных окружностей определяются по формуле:

$$D_H = m \cdot z .$$

На другой проекции высшие кинематические пары, образуемые соприкасающимися зубцами, изображаются условно.

К.п.д. всего агрегата равен произведению коэффициентов полезного действия стержневого механизма и редуктора:

$$\eta = \eta_{ст} \cdot \eta_р$$

ЛИТЕРАТУР.

1. И.И.Артоболевский. "Теория механизмов и машин", 1965.

2. С.Н.Кожевников. "Теория механизмов и машин", 1954.

3. А.М.Антовиль. "Теория механизмов и машин", 1961.

4. Г.Г.Баранов. "Теория механизмов и машин", 1958.

С О Д Е Р Ж А Н И Е

Михаил Федорович КРИЧЕВЕР, Вера Станиславна САЛТЫМАКОВА

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ СТЕРЖНЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Учебно-методическое пособие к курсовой работе по теории механизмов и машин
по теории механизмов и машин

Редактор - И.С.К о л ы ш е в а
Корректор - А.И.К о н д р а т ь е в а

Подписано к печати 29.III.1968 г. ЕО 00229. Формат бумаги
Объем 3 печ. листа. Тираж 1500 экз. Заказ №2945.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева, г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Ротапринтный цех областной типографии им. Мяги управления по печати при Куйбышевском облисполкоме, г. Куйбышев, ул. Венцека, 60.

Цена 30 коп.