

## 4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Силовой расчет проводится с целью определения реакций в кинематических парах при заданных внешних силах. Знание реакций в кинематических парах необходимо для расчетов на прочность, жесткость, износостойкость, надежность, для выбора типа и размера подшипников, определения КПД и др.

### 4.1. Общая методика силового расчета

При силовом расчете механизмов с учетом ускоренного движения звеньев используют общий метод, принцип Даламбера, согласно которому каждое подвижное звено механизма может рассматриваться как находящееся в равновесии, если ко всем внешним силам, действующим на него, добавить силы инерции. Уравнения равновесия в этом случае, в отличие от уравнений статики, называют уравнениями кинестатики, которые являются одинаковыми по форме, но разными по смыслу.

Из теоретической механики известно, что все силы инерции, действующие на звено механизма, можно свести к одной силе  $\overline{F}_u$ , называемой главным вектором, и к одной паре  $\overline{M}_u$ , называемой главным моментом:

$$\overline{F}_u = -m\overline{a}_s, \quad \overline{M}_u = -J_s \overline{\varepsilon} \quad (4.1)$$

Из этих уравнений следует, что главный вектор  $\overline{F}_u$  приложен к центру масс  $S$  звена и направлен противоположно вектору ускорения центра масс. Главный момент  $\overline{M}_u$  направлен противоположно угловому ускорению звена.

Рассмотрим действие сил в кинематических парах. 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)  $R_{12}$ , приложенная к звену 2 от звена 1, направлена по нормали  $n-n$  к поверхности соприкосновения звеньев (рис. 4.1 а). Модуль реакции  $R_{12}$  и расстояние  $b$  – неизвестны и должны быть определены в процессе силового расчета. 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. 4.1 б). Положение центра шарнира всегда известно, но модуль реакции  $R_{12}$  и угол  $\beta$  - неизвестны.

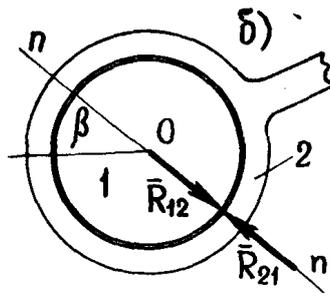


Рис. 4.1. Схемы кинематических пар V-го класса, с приложенными к элементам этих пар, реакциями

Следовательно, от каждой реакции, действующей в любой низшей кинематической паре, в расчетных уравнениях появляются две неизвестные величины.

Определение реакций в многозвенном механизме проводят по структурным группам, начиная с наиболее удаленной, по кинематической цепи, от входного звена. Заканчивают силовой расчет определением реакции входное звено - стойка. Таким образом, силовой расчет проводится в порядке, обратном кинематическому. Заметим, что перед определением реакции входное звено - стойка необходимо вначале определять внешний силовой фактор (уравновешивающую силу или момент), действующий на входное звено.

Если входное звено соединено с источником энергии посредством муфты (рис.4.2 а), то внешним силовым фактором является неизвестный уравновешивающий момент  $\overline{M}_y$ . Если же подвод энергии осуществляется через зубчатую передачу (рис. 4.2 б), то внешним силовым фактором будет неизвестная по модулю сила.

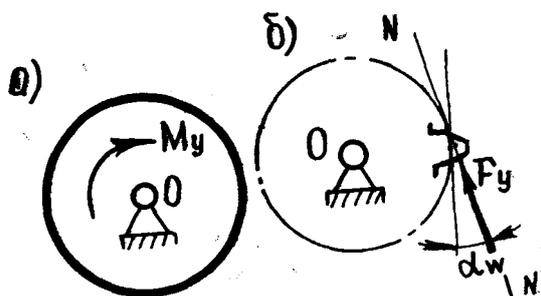


Рис. 4.2. Схемы приложений внешнего силового фактора

Линия действия силы  $\overline{F}_y$  проходит по линии зацепления и определяется углом зацепления  $\alpha_w$ .

## 4.2. Методика определения реакций в кинематических парах группы Ассур II класса 1-го вида

Рассмотрим данный вопрос на примере механизма соломонабивателя зерноуборочного комбайна.

*Задано:* кинематическая схема механизма (рис. 4.1 а);

угловая скорость  $\omega_1 = 6$  рад/с;

длины звеньев и положения центров масс;

массы и моменты инерции звеньев:  $m_1 = 5$  кг,  $m_2 = 35$  кг,  $m_3 = 12$  кг,  
 $I_{S_1} = 0,03$  кг·м<sup>2</sup>,  $I_{S_2} = 3,2$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_{S_3} = 0,36$  кг·м<sup>2</sup>,

сила полезного сопротивления  $\overline{P_{ПС}} = 600$  Н.

Требуется определить реакции во всех кинематических парах.

Проделав кинематическую часть расчета (см. 4.2.1), определим угловые ускорения звеньев 2 и 3, а также ускорения точек  $S_2$  и  $S_3$  по величине и направлению. Значения главных векторов и главных моментов звеньев 2 и 3 будут равны.

$$\overline{F_{u_2}} = -m_2 \cdot \overline{a_{S_2}} = -35 \cdot 7,6 = -266 \text{ Н}$$

$$\overline{F_{u_3}} = -m_3 \cdot \overline{a_{S_3}} = 12 \cdot 3,6 = -43,2 \text{ Н}$$

$$\overline{M_{u_2}} = -I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = -3,2 \cdot 7,3 = -23,36 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\overline{M_{u_3}} = -I_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = -0,36 \cdot 10,7 = -3,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Разложим механизм на группы Ассур. Он состоит из одной группы Ассур II класса 1-го вида (звенья 2, 3) и входного звена 1 со стойкой 4. К звеньям 2, 3 (рис. 4.3 а) прикладываем известные внешние силы и моменты  $\overline{P_{ПС}}$ ,  $\overline{F_{u_2}}$ ,  $\overline{G_2}$ ,  $\overline{M_{u_2}}$ ,  $\overline{G_3}$ ,  $\overline{F_{u_3}}$ ,  $\overline{M_{u_3}}$ .

Намечаем плечи  $h$  сил относительно точки  $B$ . Заменяем отброшенные звенья 1 и 4 реакциями  $\overline{R_{12}}$  и  $\overline{R_{43}}$ , которые раскладываем на составляющие:  $\overline{R_{12}^n}$  - по направлению  $AB$ ,  $\overline{R_{12}^r}$  - перпендикулярно направлению  $AB$ ;  $\overline{R_{43}^n}$  - по направлению  $O_3B$ ,  $\overline{R_{43}^r}$  - перпендикулярно направлению  $O_3B$ .

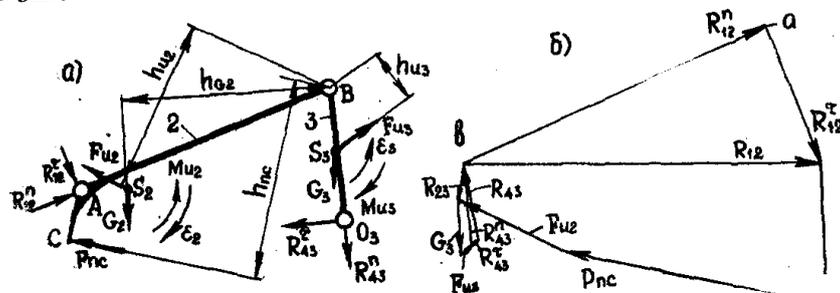


Рис. 4.3. Силовой расчет группы Ассур II-го класса 1-го вида:

а) кинематическая схема с приложенными к ней силами и моментами;

б) план сил

Возьмем сумму моментов всех сил для звена 2 относительно точки  $B$ :

$$-P_{nc} \cdot h_{nc} + R_{12}^r \cdot AB - F_{u_2} \cdot h_{u_2} + M_{u_2} / \mu_l + G_2 \cdot h_{G_2} = 0$$

$$-600 \cdot 45 + R_{12}^r \cdot 60 - 266 \cdot 39 + 23,36 / 0,02 + 343 \cdot 46 = 0$$

из этого уравнения определяем  $R_{12}^r = 340 \text{ Н}$ . Теперь составим уравнение моментов всех сил относительно точки **B** для звена 3:

$$-M_{u_3} / \mu_l R_{43}^r \cdot BO_3 + F_{u_3} \cdot h_{u_3} - G_3 \cdot h_{G_3} = 0$$

$$-R_{43}^r \cdot 30 + 43,2 \cdot 13 - 118 \cdot 1 - 3,8 / 0,02 = 0$$

Из последнего уравнения находим  $R_{43}^r = 8,9 \text{ Н}$ .

Для определения реакций  $\overline{R_{12}^n}$  и  $\overline{R_{43}^n}$  выпишем векторное уравнение всех сил, действующих на звенья 2, 3:

$$\overline{R_{12}^n} + \overline{R_{12}^r} + \overline{G_2} + \overline{P_{nc}} + \overline{F_{u_2}} + \overline{G_3} + \overline{F_{u_3}} + \overline{R_{43}^r} + \overline{R_{43}^n} = 0$$

Решение векторного уравнения (4.2) есть план сил (рис. 4.3 б), который строим в масштабе  $\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$ . Для этого из произвольной точки **a** откладываем в выбранном масштабе  $\mu_F$  реакцию  $\overline{R_{12}^r}$  и прибавляем к ней силу тяжести  $\overline{G_2}$ . Далее последовательно откладываем силы  $\overline{P_{nc}}$ ,  $\overline{F_{u_2}}$ ,  $\overline{G_3}$ ,  $\overline{F_{u_3}}$ ,  $\overline{R_{43}^r}$ . Реакция  $\overline{R_{43}^r}$  получилась на плане сил весьма малой  $\approx 1,0 \text{ мм}$ . Из конца вектора  $\overline{R_{43}^r}$  проводим линию, параллельную оси звена **O<sub>3</sub>B**, а из начала вектора  $\overline{R_{12}^r}$ , т. е. из точки **a**, проводим прямую, параллельную направлению **AB** звена 2. Точка **b** пересечения этих прямых определит длины векторов  $\overline{R_{12}^n}$  и  $\overline{R_{43}^n}$ . Полные реакции  $\overline{R_{12}}$  и  $\overline{R_{43}}$  находим как результирующие векторов  $\overline{R_{12}^r}$ ,  $\overline{R_{12}^n}$  и  $\overline{R_{43}^r}$ ,  $\overline{R_{43}^n}$ . Получаем:  $R_{12} = 800 \text{ Н}$ ,  $R_{43} = 175 \text{ Н}$ . Для определения реакции  $R_{23}$  во внутренней паре **B** составим уравнение равновесия сил, действующих на звено 3:

$$\overline{G_3} + \overline{F_{u_3}} + \overline{R_{43}} + \overline{R_{23}} = 0 \quad (4.3)$$

Единственной неизвестной по величине и направлению силой в этом уравнении является реакция  $\overline{R_{23}}$ , которая замкнет силовой многоугольник (рис. 4.3 б), если последовательно отложим известные силы  $\overline{G_3}$ ,  $\overline{F_{u_3}}$ ,  $\overline{R_{43}}$ . После построения получаем:  $R_{23} = \mu_F \cdot \overline{R_{23}} = 10 \cdot 9 \approx 90 \text{ Н}$ .