

# Уравновешивание механизмов и балансировка роторов.

**Краткое содержание:** Вибрации и колебания в машинах и механизмах, виброактивность и виброзащита. Понятие о неуравновешенности звена и механизма, статической и динамической уравновешенности механической системы. Статическое уравновешивание рычажных механизмов Метод замещающих масс. Полное и частичное статическое уравновешивание механизма. Ротор и виды его неуравновешенности : статическая, моментная и динамическая . Балансировка роторов при проектировании.

---

## **16.1 Вибрации и колебания в машинах и механизмах.**

При движении механической системы под действием внешних сил в ней могут возникать механические колебания или вибрации. Причинами возникновения вибраций могут быть периодические изменения сил (силовое возмущение), перемещений (кинематическое возмущение) или инерционных характеристик (параметрическое возмущение). Вибрацией ( от лат. vibratio - колебание ) называют мех\*анические колебания в машинах или механизмах. Колебание - движение или изменение состояния, обладающие той или иной степенью повторяемости или периодичностью. Если источник возникновения вибраций определяется внутренними свойствами машины или механизма, то говорят о его виброактивности. Чтобы вибрации механизма не распространялись на окружающие его системы или чтобы защитить механизм от вибраций, воздействующих на него со стороны внешних систем, применяются различные методы виброзащиты. Различают внешнюю и внутреннюю виброактивность. Под внутренней виброактивностью понимают колебания возникающие внутри механизма или машины, которые происходят по его подвижностям или обобщенным координатам. Эти колебания не оказывают непосредственного влияния на окружающую среду. При внешней виброактивности изменение положения механизма приводит к изменению реакций в опорах (т.е. связях механизма с окружающей средой) и непосредственному вибрационному воздействию на связанные с ним системы. Одна из основных причин внешней виброактивности - неуравновешенность его звеньев и механизма в целом.

## **16.2. Понятие о неуравновешенности механизма (звена).**

Неуравновешенным будем называть такой механизм (или его звено), в котором при движении центр масс механизма (или звена) движется с

ускорением. Так как ускоренное движение системы возникает только в случае, если равнодействующая внешних силовых воздействий не равна нулю. Согласно принципу Д'Аламбера, для уравнивания внешних сил к системе добавляются расчетные силы - силы и моменты сил инерции. Поэтому уравновешенным будем считать механизм, в котором главные вектора и моменты сил инерции равны нулю, а неуравновешенным механизм, в котором эти силы неравны нулю. Для примера рассмотрим четырехшарнирный механизм (рис. 5.1).

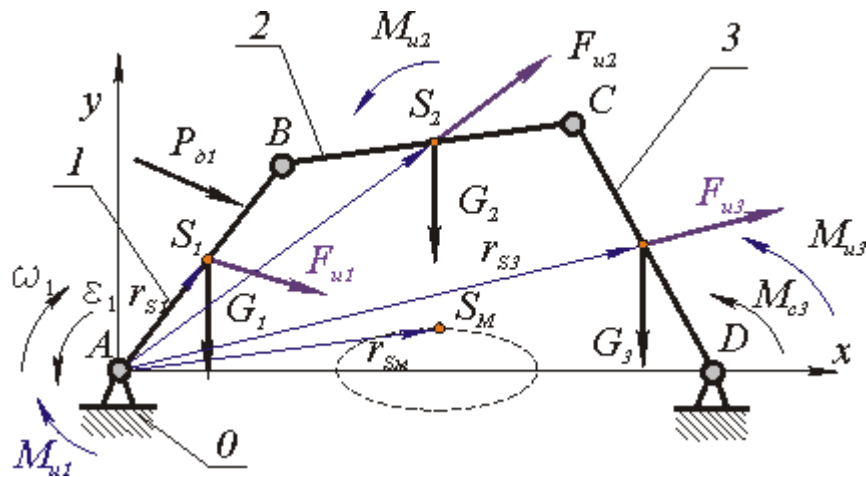


Рис. 16.1

Механизм будет находиться в состоянии кинестатического равновесия, если сумма действующих на него внешних сил и моментов сил (включая силы и моменты сил инерции) будет равна нулю

$$\sum_{i=1}^n G_i + \sum_{i=1}^n F_{ui} + P_{\partial 1} = \theta; \quad \sum_{i=1}^n M_{ui} + M_{e3} = \theta.$$

Уравновешенность является свойством или характеристикой механизма и не должна зависеть от действующих на него внешних сил. Если исключить из рассмотрения все внешние силы, то в уравнении равновесия останутся только инерционные составляющие, которые определяются инерционными параметрами механизма - массами и моментами инерции и законом движения (например, центра масс системы). Поэтому уравновешенным считается механизм для которого главный вектор и главный момент сил инерции равны нулю:

$$F_{SM} = \sum_{i=1}^n F_{ui} = -\sum_{i=1}^n m_i \cdot a_{SM} = \theta; \quad M_{uM} = \sum_{i=1}^n M_{ui} = \theta.$$

Неуравновешенность - такое состояние механизма при котором главный вектор или главный момент сил инерции не равны нулю. Различают:

- статическую неуравновешенность  $F_{S_M}$  не равно  $0$  ;
- моментную неуравновешенность  $M_{u_M}$  не равно  $0$  ;
- динамическую неуравновешенность  $F_{S_M}$  не равно  $0$  и  $M_{u_M}$  не равно  $0$  .

При статическом уравновешивании механизма необходимо обеспечить

$$F_{S_M} = 0, \text{ так как } \sum_{i=1}^n m_i \neq 0, \text{ то } a_{S_M} = 0.$$

Это условие можно выполнить если: скорость центра масс механизма равна нулю  $V_{S_M} = 0$  или она постоянна по величине и направлению  $V_{S_M} = \text{const}$ . Обеспечить выполнение условия  $V_{S_M} = \text{const}$  в механизме практически невозможно. Поэтому при статическом уравновешивании обеспечивают выполнение условия  $V_{S_M} = 0$ . Это возможно, когда центр масс механизма лежит на оси вращения звена 1 -  $r_{S_M} = 0$  или когда он неподвижен

$$r_{S_M} = \text{const}, \text{ где } r_{S_M} = (m_1 \cdot r_{S_1} + m_2 \cdot r_{S_2} + \dots + m_i \cdot r_{S_i}) / (m_1 + m_2 + \dots + m_i)$$

На практике наиболее часто статическое уравновешивание проводят:

- выбирая симметричные схемы механизма (рис.16.2);

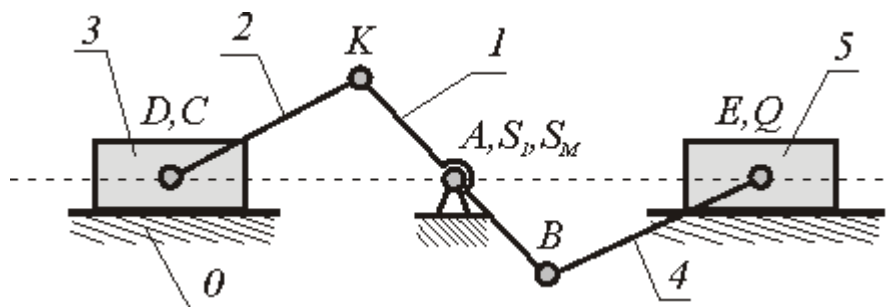


Рис 16.2

- устанавливая на звеньях механизма противовесы (или корректирующие массы);
- размещая противовесы на дополнительных звеньях или кинематических цепях.

### 16.3. Метод замещающих масс.

При использовании метода замещающих масс, звено механизма с распределенной массой заменяется расчетной моделью, которая состоит из точечных масс.

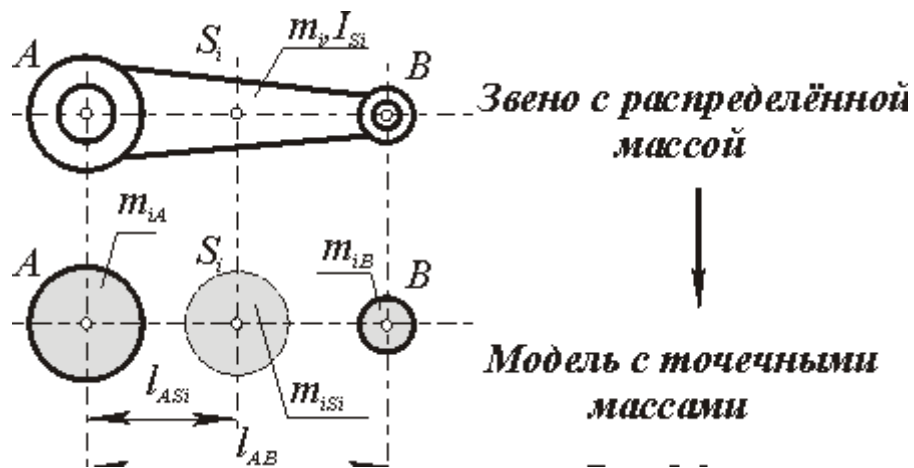


Рис 16.3

**Условия перехода от звена с распределенной массой к модели с точечными массами.**

- Сохранение массы звена:  $m_{iA} \cdot l_{ASi}^2 + m_{iB} \cdot (l_{AB} - l_{ASi})^2 = I_{S_i}$ .
- Сохранение положения центра масс.  
 $l_{ASi} = \text{const}, m_{iA} \cdot l_{ASi} = m_{iB} \cdot (l_{AB} - l_{ASi})$
- Сохранение момента инерции  $m_B = m_{B1} + m_{B2}, m_C = m_3 + m_{C2}, m_A = m_{A1}$ ,

Очевидно, что выполнить три условия системой с двумя массами невозможно, поэтому при статическом уравнивании механизмов ограничиваются выполнением только двух первых условий. Чтобы обеспечить выполнение всех трех условий необходимо ввести третью массу  $m_{iSi}$ . Рассмотрим применение метода замещающих масс при полном и частичном статическом уравнивании кривошипно-ползунного механизма.

**Полное статическое уравнивание кривошипно-ползунного механизма.**

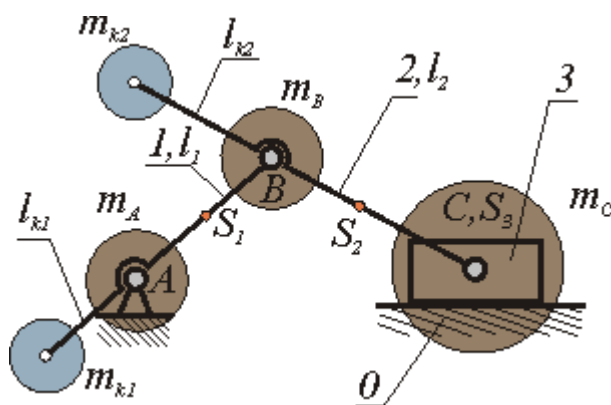


Рис 16.4

Постановка задачи:

Дано:  $l_{AB}, l_{BC}, l_{AS1}, l_{BS2}, l_{CS3}=0, m_1, m_2, m_3$

Определить:  $m_{k1}, m_{k2}$

Распределим массы звеньев по методу замещающих масс и сосредоточим их в центрах шарниров  $A, B, C$ . Тогда

$$m_B = m_{B1} + m_{B2}, m_C = m_3 + m_{C2}, m_A = m_{A1},$$

где  $m_1 = m_{A1} + m_{B1}$  - масса первого звена, распределенная между массами, сосредоточенными в точках  $B$ ;

$m_2 = m_{B2} + m$  - масса второго звена, распределенная между массами, сосредоточенными в точках  $B$  и  $C$

Вначале проведем уравновешивание массы  $m_C$  корректирующей массой  $m_{k2}$ . Составим уравнение статических моментов относительно точки  $B$  для звеньев 2 и 3:

$$m_{k2} \cdot l_{k2} = m_C \cdot l_{BC}$$

Задаемся величиной  $l_{k2}$  и получаем корректирующую массу  $m_{k2} = m_C \cdot l_{BC} / l_{k2}$

Затем уравновешиваем массы центр, которых после установки корректирующей массы расположилась в точке  $B$ :

$$m_B = m_2 + m_{k2} + m_3 + m_{B1}$$

Составляем уравнение статических моментов относительно точки  $A$ :  $m_{k1} \cdot l_{k1} = m_B \cdot l_{AB}$

Задаемся величиной  $l_{k1}$  и получаем корректирующую массу

$$m_{k1} = m_B \cdot l_{AB} / l_{k1}$$

Окончательно величины корректирующих масс для полного уравновешивания кривошипно-ползунного механизма

$$m_{k2} = m_C \cdot l_{BC} / l_{k2} = (m_{C2} + m_3) \cdot l_{BC} / l_{k2};$$
$$; m_{k1} = m_B \cdot l_{AB} / l_{k1} = (m_2 + m_{k2} + m_3 + m_{B1}) \cdot l_{AB} / l_{k1}$$

## Частичное статическое уравнивание кривошипно-ползунного механизма.

### 1) Уравнивание вертикальной составляющей главного вектора сил инерции.

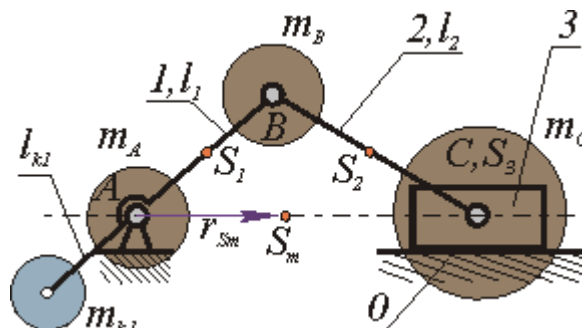


Рис 16.5

Постановка задачи:

Дано:  $l_{AB}, l_{BC}, l_{AS_1}, l_{BS_2}, l_{CS_3} = 0,$

$m_1, m_2, m_3$  Определить:  $m_{k1}$

В этом случае необходимо добиться, чтобы центр масс механизма при движении перемещался вдоль направляющей ползуна (для схемы на рис. 16.5 по горизонтали). Для этого достаточно уравновесить только массу  $m_B$ .

Составляем уравнение статических моментов относительно точки  $A$ :

$m_{k1} \cdot l_{k1} = m_B \cdot l_{AB}$ . Задаемся величиной  $l_{k1}$  и получаем корректирующую массу

$m_{k1} = m_B \cdot l_{AB} / l_{k1}$ . Окончательно величина корректирующей массы для уравнивания вертикальной составляющей главного вектора сил инерции кривошипно-ползунного механизма

$$m_{k1} = m_B \cdot l_{AB} / l_{k1} = (m_{B2} + m_{B1}) \cdot l_{AB} / l_{k1}.$$

### 16.4. Уравнивание горизонтальной составляющей главного вектора сил инерции.

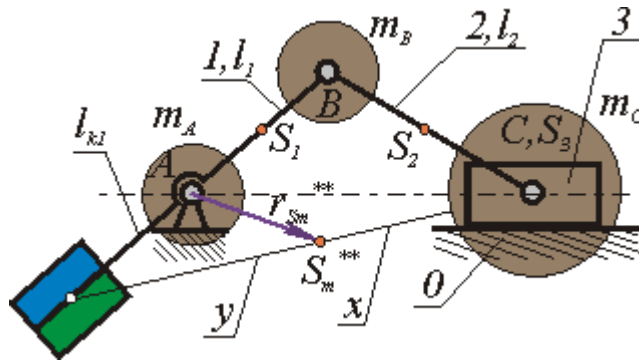


Рис 16.6

Постановка задачи:

Дано:  $l_{AB}, l_{BC}, l_{AS1}, l_{BS2}$ ,

$l_{CS3}=0, m_1, m_2, m_3$

Определить:  $m_{k1}$

В этом случае необходимо добиться, чтобы центр масс механизма при движении перемещался по дуге окружности радиуса  $r_{Sm}$  (рис.16.6). Расчет корректирующей массы ведется в два этапа. В начале первой составляющей корректирующей массы  $m_{k1}$  уравнивается масса  $m_B$ . Составляется, как и в предыдущем примере, уравнение статических моментов относительно точки  $A$ :  $m_{k1} \cdot l_{k1} = m_B \cdot l_{AB}$ . Задается величина  $l_{k1}$  и рассчитывается корректирующая масса  $m_{k1} = m_B \cdot l_{AB} / l_{k1} = (m_{B2} + m_{B1}) \cdot l_{AB} / l_{k1}$ .

Затем с помощью второй составляющей корректирующей массы  $m_{k1}$  центр массы  $m_c$  перемещается в точку  $S_m$ . Величина  $m_{k1}$  определяется следующим образом: центр шарнира  $C$  соединяется прямой с концом отрезка  $l_{k1}$  точкой  $S_k$ . Радиус  $r_{Sm}$  проводится параллельно отрезку  $BC$ . Тогда  $S_kBC = S_kAS_m$  и  $x/y = l_{k1}/l_{AB}$

Статический момент относительно точки  $S_m$ :  $m_{k1}$

$$x = m_c \cdot y, m_{k1} = m_c$$

$$\frac{y}{x} = m_c \cdot \frac{l_{AB}}{l_{k1}}$$

Радиус-вектор  $r_{Sm}$  определяется из подобия треугольников из пропорций

$$\frac{x}{r_{Sm}} = \frac{(x+y)}{l_{BC}}, \quad \frac{x}{x+y} = \frac{l_{k1}}{l_{k1}+l_{AB}},$$

$$r_{Sm} = \frac{I_{k1}}{I_{k1} + I_{AB}} \cdot l_{BC} = const.$$

откуда

Корректирующая масса, обеспечивающая уравнивание горизонтальной составляющей главного вектора сил инерции кривошипно-ползунного механизма, размещается на первом звене механизма и равна сумме составляющих

$$m_{k1} = (m_2 + m_3 + m_{B1}) \cdot \frac{l_{AB}}{l_{k1}}$$

Центр массы механизма при таком уравнивании расположен в точке  $S_M$ , которая движется по дуге радиуса  $r_{Sm}$

$$r_{Sm} = r_{Sm}^{**} \cdot \frac{m_{C2} + m_3 + m_{k1}^*}{m_1 + m_2 + m_3 + m_{k1}^*}$$

Схема распределения масс в механизме после уравнивания дана на рис. 5.7.

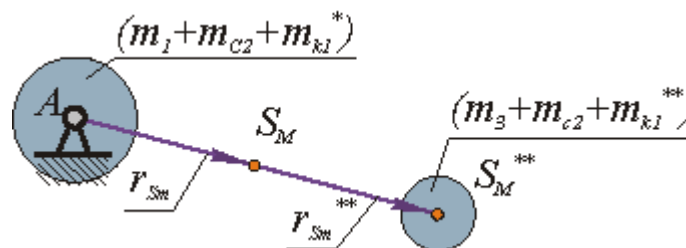


Рис 16.7

### 16.5. Балансировка роторов.

Общие сведения о балансировке. Ротор, неуравновешенность ротора и ее виды. Задачи балансировки. Ротором ( по гост 19534-74 ) называют звенья механизмов, совершающие вращательное движение и удерживаемые при этом своими несущими поверхностями в опорах. Если масса ротора распределена относительно оси вращения равномерно, то главная центральная ось инерции  $x-x$  совпадает с осью вращения и ротор является уравновешенным или идеальным. При несовпадении оси вращения с осью  $x-x$ , ротор будет неуравновешенным и в его опорах при вращении возникнут переменные реакции, вызванные действием инерционных сил и моментов ( точнее, движением центра масс с ускорением ).

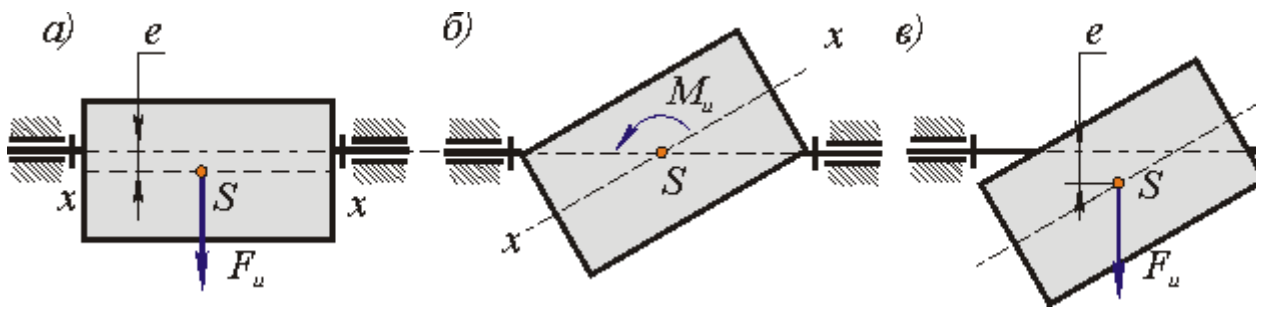


Рис 16.8

В зависимости от взаимного расположения оси вращения и главной центральной оси инерции  $x-x$ , по ГОСТ 19534-74, различают следующие виды неуравновешенности роторов (рис. 16.8): а - статическую, когда эти оси параллельны; б - моментную, когда оси пересекаются в центре масс ротора  $S$ ; в - динамическую, когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо не пересекаются, а перекрещиваются в пространстве.

Как отмечено выше, неуравновешенность определяется конструктивными характеристиками ротора или механизма и не зависит от параметров движения. Поэтому при балансировке оперируют не инерционными силами, а дисбалансами. Дисбаланс - мера статической неуравновешенности ротора, векторная величина, равная произведению неуравновешенной массы  $m$  на ее эксцентриситет  $e$ , где эксцентриситет  $e$  - радиус-вектор центра этой массы относительно оси ротора. Направление главного вектора дисбаланса  $D$  совпадает с направлением главного вектора сил инерции  $F_u$ , действующих на ротор при вращении:

$$F_u = m \cdot e \cdot \omega^2 = D \cdot \omega^2.$$

Моментная неуравновешенность характеризуется главным моментом дисбалансов ротора  $M_D$ , который пропорционален главному моменту сил инерции (рис. 5.9):

$$M_u = D_M \cdot l \cdot \omega^2 = M_D \cdot \omega^2.$$

Главный момент дисбалансов ротора полностью определяется моментом пары равных по величине и противоположных по направлению дисбалансов  $D_{M1} + D_{M2} = D_M$ , расположенных в двух произвольных плоскостях ( I и II ), перпендикулярных оси вращения ротора. Дисбаланс и момент дисбалансов не зависят от частоты вращения, они полностью определяются конструкцией ротора и точностью его изготовления. Балансировкой называют процесс определения значений и угловых координат дисбалансов ротора и их уменьшения с помощью корректировки размещения его масс. Балансировка эквивалентна уравновешиванию системы инерционных сил, прикладываемых к подвижному ротору для его равновесия.

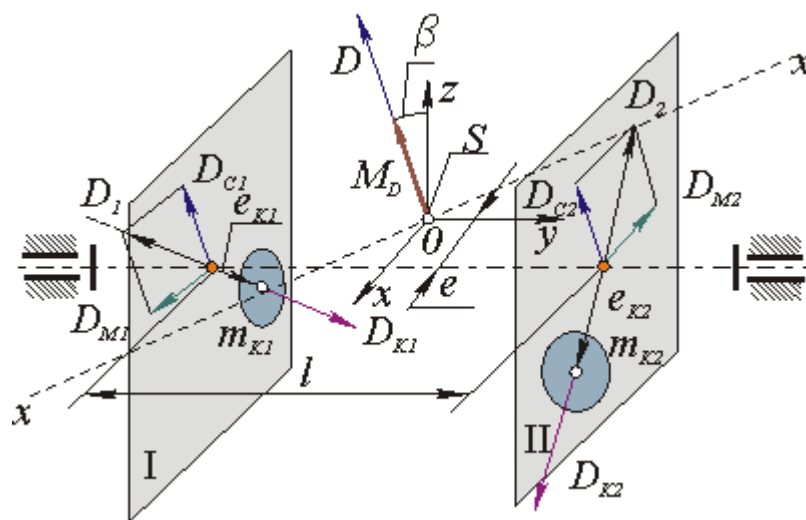


Рис16.9

Эту систему, как и любую произвольную систему сил, можно заменить равнодействующими - главным вектором и главным моментом или двумя векторами, расположенными в произвольных параллельных плоскостях. Для уравнивания системы сил достаточно уравновесить эти равнодействующие. При балансировке операции над силами заменяют действиями над дисбалансами. Поэтому для жестких роторов вышесказанное можно сформулировать так: жесткий ротор можно уравновесить двумя корректирующими массами, расположенными в двух произвольно выбранных плоскостях, перпендикулярных оси его вращения. Эти плоскости называют плоскостями коррекции.

Задача балансировки ротора заключается в определении, в выбранных плоскостях коррекции, значений и углов дисбалансов и размещении в этих плоскостях корректирующих масс, дисбалансы которых равны по величине и противоположны по направлению найденным дисбалансам ротора. На практике балансировку проводят: при конструировании - расчетными методами, в процессе изготовления деталей и узлов - экспериментально на специальных балансировочных станках. Балансировка на станках является более точным и надежным методом, по сравнению с расчетными. Поэтому она применяется для ответственных деталей с высокими рабочими частотами вращения. Корректировка масс ротора осуществляется либо присоединением к нему дополнительных корректирующих масс (наплавлением, наваркой или привинчиванием противовесов), либо удалением части массы ротора с "тяжелой" стороны (фрезерованием или высверливанием). Точность балансировки характеризуется величиной остаточного дисбаланса  $D_0$  ротора в каждой из плоскостей коррекции. Величина  $D_0$  не должна превышать допустимых для данного класса точности значений, регламентируемых ГОСТ 22061-76.

## **16.6. Балансировка роторов при различных видах неуравновешенности.**

## 1. Статическая неуравновешенность.

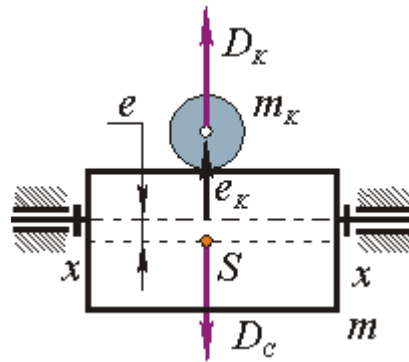


Рис 16.10

При статической неуравновешенности (рис.16.10) главная центральная ось инерции параллельна оси вращения ротора, главный вектор дисбалансов больше нуля, а главный момент дисбалансов равен нулю

$$D_c \neq 0; M_D = 0,$$

т.е. необходимо уравновесить только вектор  $D_c = m e$ . Для этого достаточно установить на роторе только одну корректирующую массу  $m_k$  величине которой определяется из равенства  $D_k = m_k e_k = -D_c m_k = D_c / e_k$ , где величиной  $e_k$  задаются из соображений удобства размещения противовесов. Направление вектора  $D_k$  противоположно направлению  $D_c$ .

$$\sum_{i=1}^n D_i = 0$$

Условие статической уравновешенности ротора:

## 2.2. Моментная неуравновешенность.

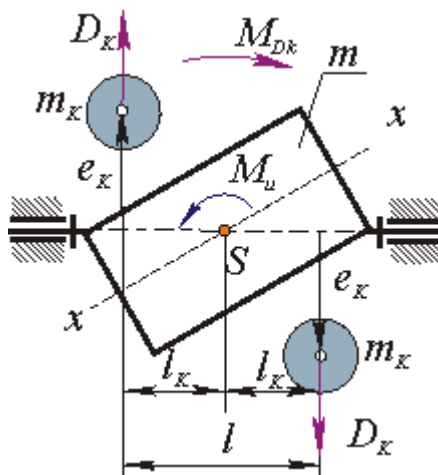


Рис 16.11

При моментной неуравновешенности (рис. 16.11) главная центральная ось инерции пересекает ось вращения в центре масс ротора точке  $S$ , главный вектор дисбалансов  $D_c$  равен нулю, главный момент дисбалансов  $M_D$  не равен нулю т.е. необходимо уравновесить только момент дисбалансов  $M_D$ . Для этого достаточно разместить на роторе две одинаковых корректирующих массы  $m_k$  на равных расстояниях от оси вращения  $e_k$  и от центра масс  $S - l_k$ . Массы выбираются и размещаются так, чтобы момент их дисбалансов  $M_{Dk}$  был по величине равен, а по направлению противоположен моменту дисбалансов ротора  $M_D$ :

$$M_{Dk} = -M_D, \quad \vec{M}_{Dk} = D_k \cdot l_k + D_k \cdot l_k = M_{Dk1} + M_{Dk2},$$

где  $D_k = m_k e_k$ . В этих зависимостях величинами  $l_k$  и  $e_k$  задаются по условиям удобства размещения противовесов на роторе, а величину  $m_k$  рассчитывают. Необходимо отметить, что величины  $D_k$  в плоскостях коррекции обязательно должны быть равными, необходимо выполнять только неизменность положения центра масс - он должен оставаться на оси вращения.

$$\sum_{i=1}^n M_{Di} = 0$$

### Условие моментной неуравновешенности

### 3. Динамическая неуравновешенность.

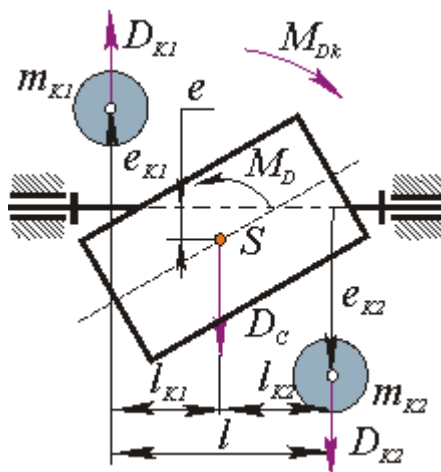


Рис16.12

При динамической неуравновешенности (рис. 16.12) главная центральная ось инерции пересекает ось вращения не в центре масс ротора точке  $S$ , либо перекрещивается с ней; и главный вектор дисбалансов  $D_c$ , и главный момент дисбалансов  $M_D$  не равны нулю т.е. необходимо уравновесить вектор  $D_c$  и момент дисбалансов  $M_D$ . Для этого достаточно разместить на роторе две корректирующих массы  $m_{k1}$  и  $m_{k2}$  на расстояниях от оси вращения  $e_{k1}$  и  $e_{k2}$ , а от центра масс  $S$ , соответственно на  $l_{k1}$  и  $l_{k2}$ . Массы выбираются и размещаются так, чтобы момент их дисбалансов  $M_{Dk}$  был по величине равен, а по направлению противоположен моменту дисбалансов ротора  $M_D$ :

$$M_{Dk} = -M_D, \quad M_{Dk} = D_{k1} \cdot l_{k1} + D_{k2} \cdot l_{k2} = M_{Dk1} + M_{Dk2},$$

где  $D_{k1} = m_{k1} \cdot e_{k1}$  и  $D_{k2} = m_{k2} \cdot e_{k2}$ ,

где

$$D_c = -D_k = -(D_{k1} + D_{k2}).$$

а векторная сумма дисбалансов была равна и противоположно направлена вектору  $D_c$ :

В этих зависимостях величинами  $l_{ki}$  и  $e_{ki}$  задаются по условиям удобства размещения противовесов на роторе, а величины  $m_{ki}$  рассчитывают.

$$\sum_{i=1}^n M_{Di} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n D_i = 0$$

**Условие динамической уравновешенности ротора:**

### 16.7. Уравновешивание роторов при проектировании.

#### **1. Статическое уравновешивание при проектировании.**

При проектировании статически уравновешивают детали, имеющие небольшие осевые размеры и конструктивно неуравновешенные, например, дисковые кулачки (рис. 16.13) Когда кулачок неподвижен  $\omega_l = 0$ , реакция в опоре  $F_{l0} = -G$ . При вращении кулачка, реакция в опоре равна векторной сумме сил тяжести и центробежной силы инерции

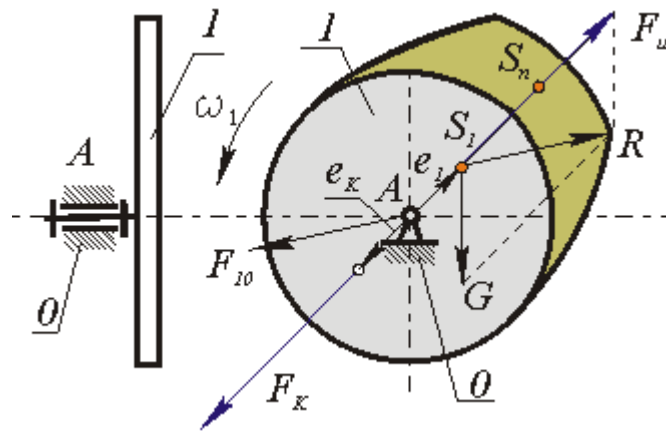


Рис 16.13

При проектировании детали типа кулачка уравниваются так: в деталь с центром на оси вращения вписывается окружность, подсчитываются площади ограниченные контуром кулачка и расположенные вне или внутри окружности, определяется массы и центры масс  $S_n$  неуравновешенных частей кулачка, находится эксцентриситет  $e_I$  центра масс  $S_I$  кулачка по величине и направлению и определяется его дисбаланс с помощью корректирующей массы  $m_k$ , размещаемой на эксцентриситете  $e_k$ , создается дисбаланс  $D_k$  равный по величине и противоположный по направлению  $D_I$ .

### 16.8. Динамическое уравнивание при проектировании.

Динамическое уравнивание при проектировании проводят с деталями и узлами, в которых массы распределены относительно оси вращения неравномерно, например, детали типа коленчатого вала. Эти детали делят на несколько дисков и в каждом диске, также как при статическом уравнивании, определяют величину и направление дисбаланса  $D_i$ .

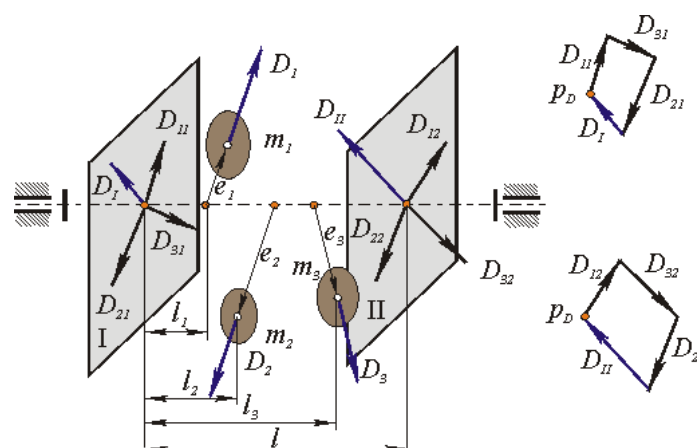


Рис 16.14

На детали выбирают две плоскости коррекции и каждый вектор дисбаланса раскладывают на две составляющие, расположенные в плоскостях коррекции. Затем составляющие векторы дисбалансов в плоскостях

коррекции суммируются и их равнодействующий дисбаланс, например,  $D_I$ , уравнивается соответствующей корректирующей массой  $m_{KI}$ . Пример такого уравнивания изображен на рис. 16.14.

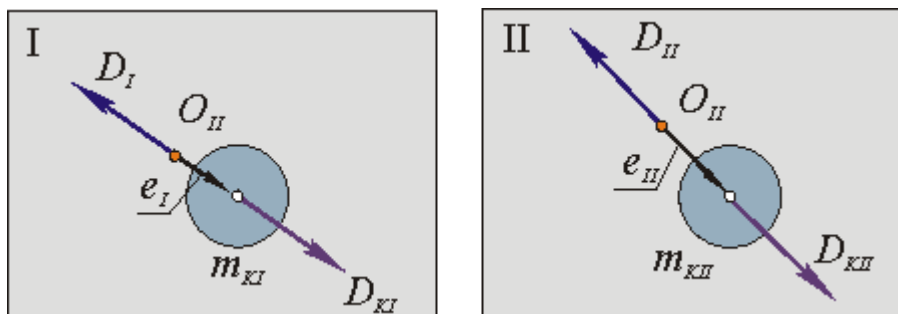


Рис 16.15

*Схема размещения корректирующих масс в плоскостях коррекции.*

### Контрольные вопросы к лекции 16.

1. Что в механических системах называется вибрациями ?
2. Какую виброактивность механизма или машины называют внешней, а какую - внутренней ?
3. Какая механическая система или звено считаются неуравновешенными ?
4. Изложите основные положения метода замещающих масс ?
5. Как осуществить полное статическое уравнивание кривошипно-ползунного механизма ?
6. Как осуществить статическое уравнивание вертикальной составляющей сил инерции в кривошипно-ползунном механизме ?
7. Какие звенья механизмов называются роторами ?
8. Что понимают под динамической балансировкой ротора ?
9. Перечислите виды неуравновешенности роторов ?
10. Как проводится статическое уравнивание ротора при проектировании ?
11. Как проводится динамическое уравнивание ротора при проектировании ?