

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**  
**УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС**  
Методические указания к лабораторной работе

# 1. ЦЕЛЬ И СУЩНОСТЬ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

**Цель работы:** Изучение методики и приобретение практических навыков уравнивания вращающихся деталей (роторов).

**Сущность работы:** Студенту необходимо графоаналитически определить и экспериментально устранить заданную неуравновешенность путем установки дополнительных грузиков.

**Оборудование и инструменты:** Лабораторная установка ТММ-35, грузики, транспортёр, линейка.

## 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПОЯСНЕНИЯ К РАБОТЕ

### 2.1 Задачи уравнивания механизмов

В процессе проектирования и эксплуатации механизмов часто приходится решать задачи уравнивания масс звеньев, так как неуравновешенность механизма оказывает вредное влияние на его работу. При движении звеньев механизма с переменными скоростями на каждое из звеньев действуют силы инерции, переменные по величине и направлению, которые вызывают дополнительные реакции в кинематических парах. Эти динамические нагрузки передаются на станину машины или ее фундамент (например, подмоторной раме самолета, экскаватора), что требует виброизоляции или устранения источников вибрации.

Уравнивание звеньев механизма осуществляется или распределением масс звеньев, или введением дополнительных грузов. Уравнивать методом введения дополнительных масс (балансирующих грузов) можно только те звенья, которые вращаются вокруг неподвижных осей.

Силы инерции звеньев механизма можно заменить одной равнодействующей сил инерции, которая полностью воспринимается фундаментом. Таким образом, задача сводится к уравниванию этой равнодействующей сил инерции.

Из сказанного вытекают следующие задачи уравнивания:

1) Уравнивание звеньев, вращающихся вокруг неподвижных осей, или, как принято говорить, уравнивание вращающихся масс.

2) Частичное или полное уравнивание равнодействующей силы инерции и момента сил инерции в рычажных механизмах, действующих на фундамент машины. В этом случае применяют противовесы.

3) Влияние дополнительных динамических нагрузок на кинематические пары в цикловых механизмах можно уменьшить передачей их на стойку путем применения *разгружающих устройств* в виде цилиндрических или плоских пружин, торсионов, рессор и т.д.

**Настоящая лабораторная работа проводится с целью уравнивания вращающихся масс.**

## 2.2 Введение в теорию уравнивания вращающихся масс

Любое *вращающееся* вокруг неподвижной оси звено называется ротором (рабочее колесо турбины, якорь электродвигателя, коленчатый вал, барабан). Силы инерции, возникающие во вращающемся роторе, вследствие *неточности* его изготовления, *неоднородности* материала и нарушения *симметричности* распределения масс, создают неуравновешенность. Устранение такой неуравновешенности, когда неизвестно положение центра тяжести, называется балансировкой роторов. В этом случае возможна **статическая** и **динамическая** неуравновешенность.

Рассмотрим уравнивание вращающейся на валу сосредоточенной массы (Рис.1-а). Пусть система вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$  и на массу  $m$ , установленную на радиусе  $r$ , действует сила инерции

$$\vec{P}_u = -m \cdot \vec{a}, \quad (1)$$

а так как  $\omega = const$ , то ускорение имеет только нормальную составляющую

$$a^n = \omega^2 \cdot r$$

и сила инерции представлена центробежной силой  $c = m \cdot r \cdot \omega^2$  (Н). Ее величина достигает больших значений даже при малой массе  $m$ , так как радиус и угловая скорость значительны.

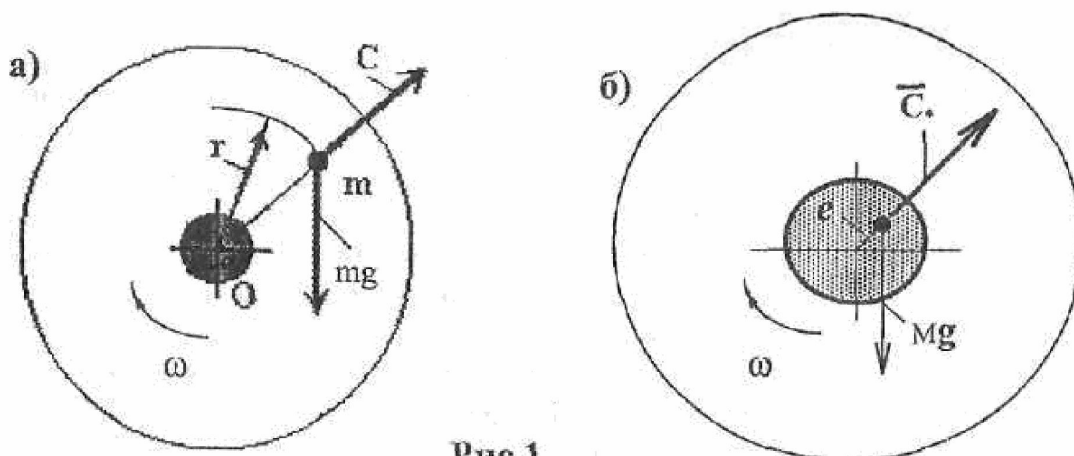


Рис.1

При вращении вала проекция центробежной силы на горизонталь будет переменна по величине, что приведет к колебаниям системы (вибрации).

Аналогичные явления будут также иметь место, если центр тяжести ротора массой  $M$  отстоит от оси вращения на величину  $e$  (Рис. 1-б). Центробежная сила, равная  $C = M \cdot e \cdot \omega^2$ , будет значительной, так как учитывается масса всего ротора.

Рассмотрим в общем случае уравнивание звена, вращающегося вокруг неподвижной оси с переменной угловой скоростью  $\omega$  и угловым

ускорением  $\varepsilon$  (Рис.2). Проведем две произвольно выбранные плоскости I и II, перпендикулярные оси вращения звена. Точки пересечения плоскостей с осью вращения звена обозначим  $O_1$  и  $O_2$ . Поместим звено в неподвижную систему координат, причем точку  $O_1$  совместим с началом координат, а ось  $OZ$  направим по оси вращения.

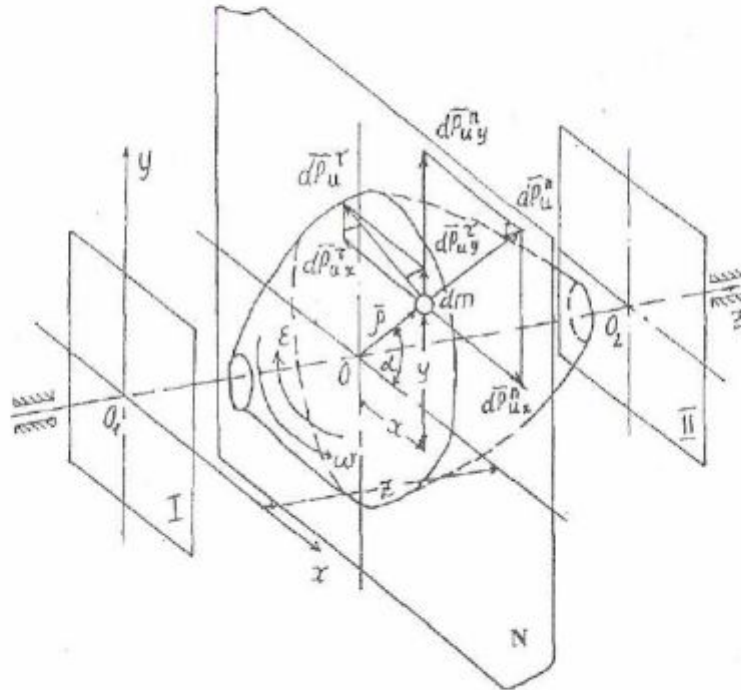


Рис. 2 Неуравновешенное звено

Рассмотрим выделенную в звене элементарную частицу  $dm$ , положение которой определяется координатами  $X, Y, Z$  или радиус-вектором  $\rho$  и углом  $\alpha$ . Очевидно, что  $X = \rho \cdot \cos \alpha, Y = \rho \cdot \sin \alpha$ . Сила инерции элементарной массы равна:

$$d\vec{P}_u = -dm \cdot \vec{a}$$

где  $\vec{a} = \vec{a}^n + \vec{a}^\tau$  – ускорение элементарной массы;

$\vec{a}^n$  и  $\vec{a}^\tau$  – нормальная и тангенциальная составляющие полного ускорения.

$$\text{Имеем: } d\vec{P}_u = d\vec{P}_u^n + d\vec{P}_u^\tau \quad (2)$$

Здесь 
$$d\vec{P}_u^n = -dm\vec{a}^n = dm\omega^2\vec{\rho}$$

$$d\vec{P}_u^\tau = -dm\vec{a}^\tau = dm\varepsilon^2\vec{\rho}$$

Составляющие силы инерции действуют в плоскости  $N$ , проходящей через материальную точку массой  $dm$  перпендикулярно оси  $Z$ .

Проекции силы  $d\vec{P}_u$  на оси координат составят:

$$dP_{u_x} = dm\omega^2\vec{\rho}\cos\alpha - dm\varepsilon\vec{\rho}\sin\alpha; \quad (2)$$

$$dP_{u_y} = dm\omega^2\vec{\rho}\sin\alpha + dm\varepsilon\vec{\rho}\cos\alpha; \quad (3)$$

$$dP_{u_z} = 0. \quad (4)$$

Моменты проекций силы  $d\vec{P}_u$  относительно осей координат

$$d\vec{M}_{u_x} = d\vec{P}_{u_y}Z; \quad (5)$$

$$d\vec{M}_{u_y} = d\vec{P}_{u_x}Z; \quad (6)$$

$$d\vec{M}_{u_z} = d\vec{P}_{u_x}Y - d\vec{P}_{u_y}X. \quad (7)$$

Интегрируя по всему объему, будем иметь:

$$P_{u_x} = \int dP_{u_x} = \omega^2 \int Xdm - \varepsilon \int Ydm = \omega^2 X_S m - \varepsilon Y_S m; \quad (8)$$

$$P_{u_y} = \int dP_{u_y} = \omega^2 \int Ydm + \varepsilon \int Xdm = \omega^2 Y_S m + \varepsilon X_S m; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} M_{u_x} &= \int dM_{u_x} = \omega^2 \int YZdm + \varepsilon \int XZdm = \\ &= \omega^2 J_{yz} + \varepsilon J_{xz}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} M_{u_y} &= \int dM_{u_y} = -\omega^2 \int XZdm + \varepsilon \int YZdm = \\ &= -\omega^2 J_{xz} + \varepsilon J_{yz}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} M_{u_z} &= \int dM_{u_z} = \varepsilon \int X^2 dm + \varepsilon \int Y^2 dm = \\ &= \varepsilon (J_x + J_y) = \varepsilon J_p, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $X_S, Y_S$  – координаты центра тяжести звена;

$\int Xdm, \int Ydm$  – статические моменты масс;

$J_{xz}, J_{yz}$  – центробежные моменты инерции масс звеньев;

$J_x, J_y$  – осевые моменты инерции;  $J_p$  – полярный момент инерции.

Значения модулей главного вектора  $P_u$  и главного момента  $M_u$  определится из уравнений (8) - (12):

$$P_u = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = m\sqrt{X_S^2 + Y_S^2} \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} = m\rho_S \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}; \quad (13)$$

$$M_u = \sqrt{M_{u_x}^2 + M_{u_y}^2 + M_{u_z}^2}; \quad (14)$$

где  $\vec{\rho}_s$  – радиус-вектор центра масс.

Из уравнения (13) видно, что сила инерции  $P_u$  любой массы, центр тяжести которой лежит на оси вращения (то есть  $\rho_s = 0$ ), будет равна нулю.

Звено, вращающееся вокруг неподвижной оси, проходящей через центр тяжести звена, называется *статически уравновешенным*. Если такое звено повернуть относительно оси на любой угол, то оно будет оставаться в таком положении до тех пор, пока к нему не будет приложена какая-либо сила.

При *полном уравновешивании* устраняется смещение центра тяжести звена с оси вращения, а также поворот его главной центральной оси инерции по отношению к оси вращения, так чтобы было достигнуто совмещение главной центральной оси инерции звена с осью его вращения. Звено считается полностью уравновешенным, если удовлетворяются условия:  $P_u = 0$  и  $M_u = 0$ . Из уравнения (12) видно, что  $M_{u_z}$  будет равен нулю при  $\varepsilon = 0$ , то есть при  $\omega = const$ . В этом случае для полного уравновешивания достаточно, чтобы  $M_{u_x} = 0$  и  $M_{u_y} = 0$ , а это обеспечивается при  $J_{xz} = \int XZdm = 0$  и  $J_{yz} = \int YZdm = 0$  (15) согласно уравнений (10) и (11).

Из теоретической механики известно, что центробежные моменты инерции обращаются в нуль тогда, когда оси инерции являются главными осями инерции. Условие (15) будет удовлетворяться тогда, когда ось  $Z$  будет главной осью инерции.

Можно сказать, что полное уравновешивание полагает *статическую* и *динамическую* балансировку. Под динамической балансировкой будем понимать достижение условия  $M_u = 0$ , то есть устранение влияния динамических моментов.

### 2.3 Статическое уравновешивание вращающихся масс.

Вращающиеся звенья, размер которых вдоль оси вращения несоизмеримо меньше диаметра, называют дисками. К ним относят зубчатые колеса, шкивы, маховики и аналогичные им части машины. У таких звеньев момент от сил инерции незначителен и им можно пренебречь. Эти звенья и роторы, вращающиеся с невысокими скоростями, обычно уравновешивают только статически.

Статически неуравновешенное звено проворачивается под действием момента от силы тяжести (см. Рис.1-а, б). Центр масс стремится занять свое низшее положение, в котором он находится в устойчивом состоянии. В

этом положении обычно высверливают избыточную массу или на диаметрально противоположной стороне ротора прикрепляют балансирующий груз, так чтобы общий центр масс оказался на оси вращения.

Допустим, что на звене (Рис. 3-а) массы  $m_1; m_2; m_3; m_4$  статически неуравновешенны, то есть центр тяжести звена не совпадает с осью вращения. Тогда векторная сумма сил инерции этих масс даст равнодействующую  $\vec{P}_u$  в (Рис. 3-б)

$$\vec{P}_u = \vec{P}_{u_1} + \vec{P}_{u_2} + \vec{P}_{u_3} + \vec{P}_{u_4} \neq 0, \quad (16)$$

где  $\vec{P}_{u_1} = m_1 \omega^2 r_1; \vec{P}_{u_2} = m_2 \omega^2 r_2; \vec{P}_{u_3} = m_3 \omega^2 r_3; \vec{P}_{u_4} = m_4 \omega^2 r_4$

$m_1; m_2; m_3; m_4$  – неуравновешенные массы звеньев,

$r_1; r_2; r_3; r_4$  – радиусы векторы их центров тяжести.

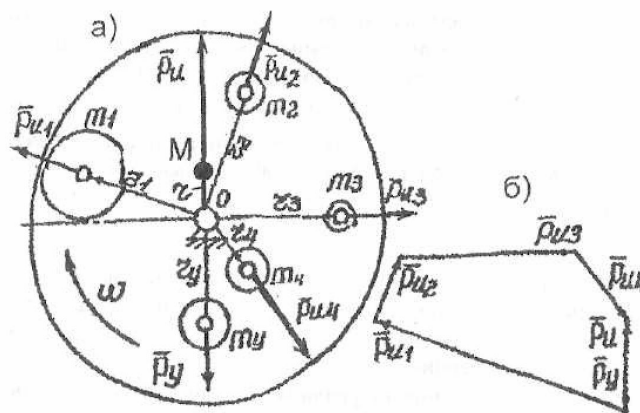


Рис. 3. Статическое уравновешивание

Итак, при равномерном вращении вала вместе с неуравновешенными грузами возникают центробежные силы инерции, которые легко определяются, если считать, что массы грузов и положения их центров тяжести известны:

$$\vec{P}_{u_i} = \vec{P}_{u_i}^n = m_i \omega^2 r_i \quad (17)$$

Величина  $m_i r_i$  представляет собой статический момент массы звена и характеризует его неуравновешенность, то есть дисбаланс. Центробежные силы инерции пропорциональны величине  $C_i = m_i r_i$ , поэтому при решении задачи об уравновешивании можно вместо построения многоугольников сил строить многоугольники дисбалансов.

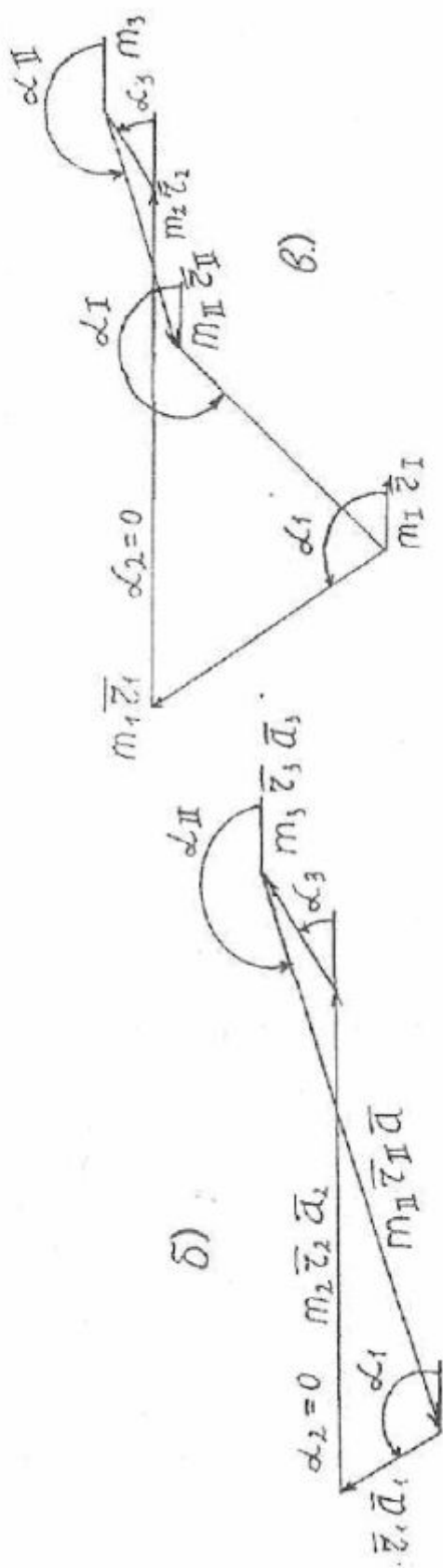
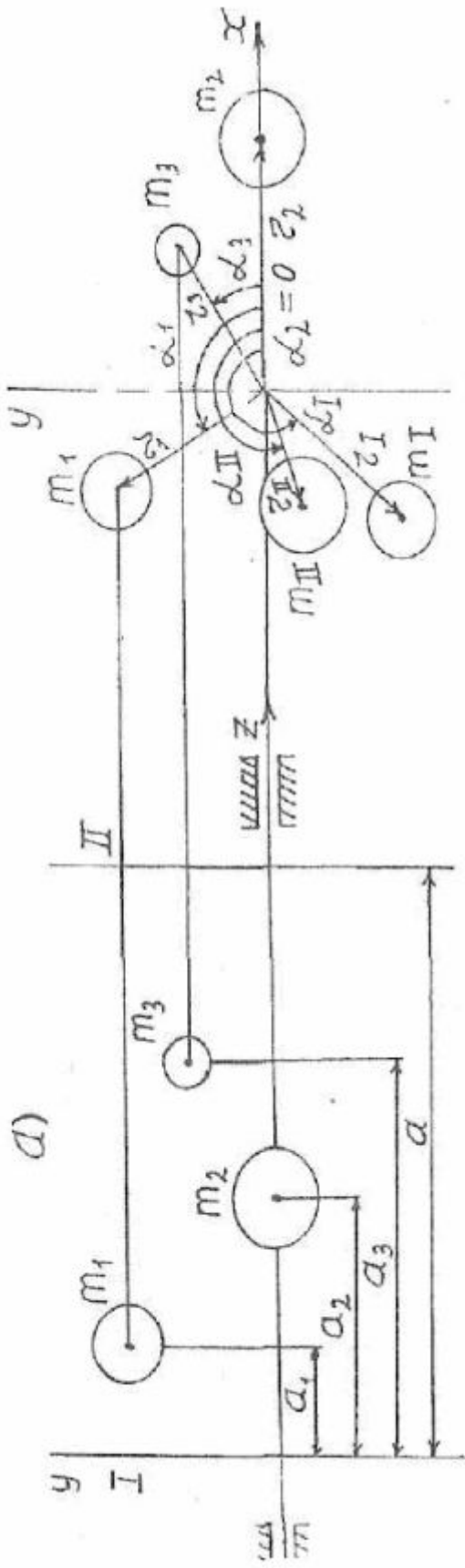


Рис.4 Полное уравновешивание вращающихся масс



Равнодействующая сила инерции всей системы массой  $M$  приложена в центре тяжести, определяемом радиус-вектором  $\vec{r}$ :

$$P_u = Mr\omega^2 \quad (18)$$

Сравнивая выражения (16) и (18) можно записать:

$$\vec{c}_1 + \vec{c}_2 + \vec{c}_3 + \vec{c}_4 = \vec{c}$$

или 
$$m_1\vec{r}_1 + m_2\vec{r}_2 + m_3\vec{r}_3 + m_4\vec{r}_4 = M\vec{r} \quad (19)$$

Равнодействующую силы инерции  $\vec{P}_u$  можно уравновесить равной и противоположно направленной ей уравновешивающей силой  $\vec{P}_y$ , которую создает дополнительная масса  $m_y$ , введенная в звено и установленная на расстоянии  $r_y$  от центра вращения звена. Тогда

$$\vec{P}_y = m_y r_y \omega^2 \quad (20)$$

Условие статического равновесия звена:

$$\vec{P}_u + \vec{P}_y = 0 \quad (21)$$

или 
$$M\vec{r} + M_y\vec{r}_y = 0, \quad (22)$$

а с учетом (19) имеем:

$$m_1\vec{r}_1 + m_2\vec{r}_2 + m_3\vec{r}_3 + m_4\vec{r}_4 + m_y\vec{r}_y = 0. \quad (23)$$

В общем виде уравнение (23) запишется так:

$$m_1\vec{r}_1 + m_2\vec{r}_2 + \dots + m_k\vec{r}_k + m_y\vec{r}_y = 0. \quad (24)$$

Уравнение (24) является условием статического уравновешивания звена, вращающегося вокруг неподвижной оси, путем введения дополнительной массы.

#### 2.4 Полное уравновешивание вращающихся масс

Многие вращающиеся звенья имеют размер вдоль оси вращения соизмеримый с диаметром. Для уравновешивания таких звеньев необходимо обеспечить условия  $\sum \vec{P}_{u_i} = 0$  и  $\sum M_{u_i} = 0$ . Так как при вращении ротора необходимо уравновесить не только силу инерции, но и момент от сил инерции, то есть пару сил, то наименьшее число противовесов должно быть два. Плоскости, перпендикулярные оси вращения, в которых устанавливаются противовесы, называются плоскостями уравновешивания. Рассмотрим вращающийся ротор (Рис. 4-а), который представлен в виде вала с произвольно расположенными на нем массами  $m_1, m_2, m_3, \dots, m_k$ .

Поместим ротор в систему декартовых координат, направив ось  $Z$  по оси вращения ротора.

Выберем две плоскости уравновешивания **I** и **II**, расположенные на расстоянии  $a$  друг от друга, причем плоскость **I** пусть проходит через начало

осей координат, Перенесем все силы инерции в эту плоскость, тогда плоскость I будет называться плоскостью приведения. За плоскость приведения можно выбрать и плоскость II.

Следует иметь в виду, что при переносе силы параллельно линии действия в другую точку к перенесенной силе необходимо добавить момент, равный произведению этой силы на расстояние переноса.

Полное уравнивание ротора может быть обеспечено при условии уравнивания сил, перенесенных в плоскость I, и моментов, возникших в результате переноса сил, то есть должны быть соблюдены указанные выше условия:

$$m_1 \vec{r}_1 \omega^2 + m_2 \vec{r}_2 \omega^2 + m_3 \vec{r}_3 \omega^2 + \dots + m_I \vec{r}_I \omega^2 + m_{II} \vec{r}_{II} \omega^2 = 0$$

$$\text{и } m_1 \vec{r}_1 a_1 \omega^2 + m_2 \vec{r}_2 a_2 \omega^2 + m_3 \vec{r}_3 a_3 \omega^2 + \dots + m_{II} \vec{r}_{II} a_{II} \omega^2 = 0,$$

а с учетом равенства угловых скоростей дисков запишутся так:

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + \dots + m_I \vec{r}_I + m_{II} \vec{r}_{II} = 0, \quad (25)$$

$$m_1 \vec{r}_1 a_1 + m_2 \vec{r}_2 a_2 + \dots + m_{II} \vec{r}_{II} a_{II} = 0, \quad (26)$$

где:  $m_I, m_{II}$  – дополнительные массы, установленные в плоскостях уравнивания,

$r_I, r_{II}$  – радиус-векторы центров масс от оси вращения,

$a_1, a_2, \dots, a$  – расстояние между плоскостью приведения I и плоскостями, в которых расположены массы  $m_1, m_2, \dots, m_{II}$ .

Таким образом, уравнения (25) и (26) содержат четыре неизвестных  $m_1, m_2, m_I, m_{II}$ . Задавая значениями  $m_{II}$  и  $m_I$  или,  $r_{II}$  и  $r_I$  можно из уравнений (25) и (26) найти остальные неизвестные  $r_{II}$  и  $r_I$  или  $m_{II}$  и  $m_I$ .

Задаемся, например, значениями  $m_{II}$  и  $m_I$ . Необходимо определить  $r_{II}$  и  $r_I$ . Для этого в уравнении (26) находим скалярные значения векторов  $m_1 \vec{r}_1 a_1, m_2 \vec{r}_2 a_2, m_3 \vec{r}_3 a_3, \dots$  и в масштабе строим векторный многоугольник (Рис. 4-6). Замыкающим будет вектор  $m_{II} \vec{r}_{II} a_{II}$ , который определит величину  $r_{II}$  и покажет направление  $a_{II}$  установки массы  $m_{II}$ . Затем вычисляем величины векторов  $m_1 \vec{r}_1, m_2 \vec{r}_2, m_3 \vec{r}_3, \dots$  в уравнении (25), и, построив многоугольник (рис.4-в), определяем значение радиуса  $r_I$  и направление  $a_I$  установки массы  $m_I$ .

### 3. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ.

Лабораторная работа выполняется на установке ТММ-35. Установка (Рис.5) состоит из основания, вала с дисками (ротора) и привода. Вал с пятью дисками (1, 2, 3, 4, 5) установлен на стойках основания 6. Левый

конец вала установлен в сферическом шарикоподшипнике, а правый – в подвижной обойме 7, которая может свободно перемещаться в горизонтальном направлении по планке 8. Обойма соединена со стойкой посредством двух пружин 9, удерживающих ее на планке 8. Таким образом, правый конец вала может совершать колебательные движения относительно левой опоры.

Разгон ротора осуществляется двигателем 10, закрепленным на рычаге 11. При нажатии на рукоятку рычага двигатель поднимается вверх и прижимается роликом, установленным на конце вала двигателя, к фрикционному диску 12 на валу. Одновременно замыкается кнопочный контакт, включающий двигатель в работу.

Если отпустить рукоятку рычага, то под действием собственного веса двигатель опустится, ролик вала двигателя выйдет из соприкосновения с диском 12 и одновременно с этим произойдет размыкание контактов и отключение двигателя.

В комплекте установки имеются грузы 13, хранящиеся в выдвижном ящике 14. Грузы крепятся в радиальных прорезях дисков. Для ориентации грузов по углу все диски имеют шкалы с делениями в градусах. Грузики массами  $m=30; 40; 50; 60$  и  $70$  г. могут быть установлены на радиусах  $r=40\div 90$  мм при углах  $\alpha=0\div 360^\circ$ . Расстояние между двумя соседними дисками равно  $80$  мм.

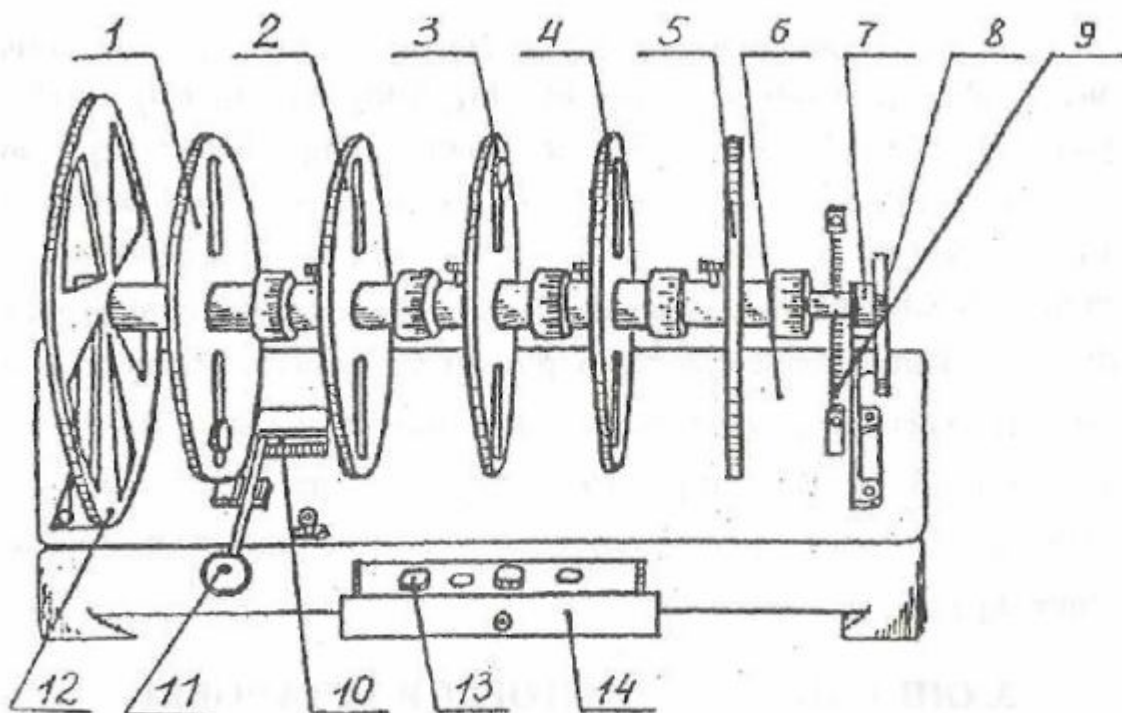


Рис. 5 Лабораторная установка ТММ-35

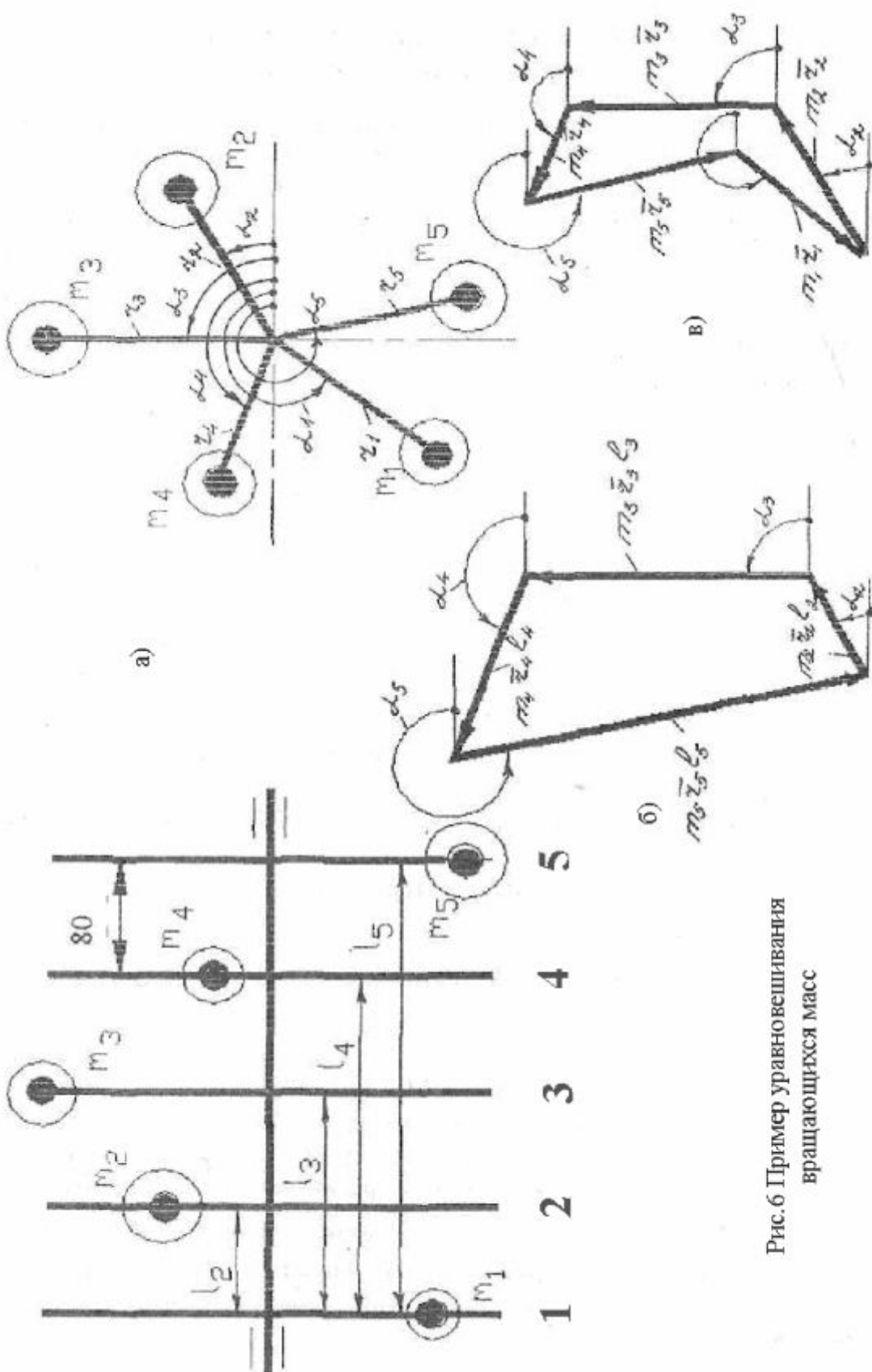


Рис. 6 Пример уравновешивания  
вращающихся масс

#### 4. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Лабораторная работа заключается в полном (статическом и динамическом) уравнивании ротора. Неуравновешенность задается тремя грузиками с различными массами,

1) Массы  $m_2, m_3, m_4$  из комплекта грузов лабораторной установки закрепляются на дисках 2, 3 и 4 (см. Рис.5 и Рис.6-а). Положения этих грузиков определяются расстояниями  $r_2, r_3, r_4$  от оси вращения и углами  $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ , отсчитываемыми от нулевого деления шкалы дисков. Численные значения для каждого варианта заносятся в таблицу.

При произвольно заданных параметрах грузов ротор обычно оказывается неуравновешенным. Будет наблюдаться статическая и динамическая неуравновешенность, так как вал лабораторной установки вращается с большой угловой скоростью и имеет значительную длину по отношению к диаметру.

В случае статического уравнивания было бы достаточно на диске 1 установить грузик с массой  $m_y$ , таким образом, чтобы выполнялось равенство (24), которое в данном случае имеет вид:

$$m_y \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_4 \vec{r}_4 = 0.$$

2) При полном уравнивании необходимо обеспечить условия (25) и (26) путем установки противовесов массы  $m_1$  и  $m_2$  в параллельных плоскостях (дисках) 1 и 5 (см. Рис.6-а). Эти условия относительно точки  $O_1$  (центра вращения диска 1) при учете равенства угловых скоростей дисков запишутся так:

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_4 \vec{r}_4 + m_5 \vec{r}_5 = 0, \quad (27)$$

$$m_1 \vec{r}_1 l_1 + m_2 \vec{r}_2 l_2 + m_3 \vec{r}_3 l_3 + m_4 \vec{r}_4 l_4 + m_5 \vec{r}_5 l_5 = 0, \quad (28)$$

где:  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$  – расстояние от точки  $O_1$  до соответствующих дисков.

Так как расстояние  $l_1 = 0$ , то выражение динамического уравнивания (28) принимает вид:

$$m_2 \vec{r}_2 l_2 + m_3 \vec{r}_3 l_3 + m_4 \vec{r}_4 l_4 + m_5 \vec{r}_5 l_5 = 0. \quad (29)$$

Векторное уравнение (27) содержит два неизвестных, а (29) – одно, поэтому решение начинаем с выражения (29). Это уравнение решается графоаналитически путем построения в определенном масштабе замкнутого векторного многоугольника (Рис.6-б), в котором векторы  $m_i \vec{r}_i l_i$  из уравнения (29) совпадают с направлениями  $r_i$ . Масштабный коэффициент  $K_M$  определяется как отношение численного значения к длине вектора, измеренной в миллиметрах.

Из силового многоугольника определяются направление  $\alpha_5$  и длина замыкающего вектора  $m_5 \vec{r}_5 l_5$ . По принятой массе  $m_5$  расстоянию  $l_5$  определяется радиус установки балансировочного груза на диске 5.

3) Статическое уравнивание достигается графическим решением уравнения (27), Направление замыкающего вектора  $m_1 \vec{r}_1$  определяет угол  $\alpha_1$  – угол установки уравнивающего груза  $m_1$  на диске 1 (Рис.6-в).

По замеренной длине вектора  $m_1 \vec{r}_1$  в миллиметрах, умноженной на принятый масштабный коэффициент  $K_p$ , и выбранной массе  $m_1$  определяется радиус  $r_1$ .

В соответствии с проведенными расчетами дополнительно вводимые уравнивающие массы  $m_1$  и  $m_5$  закрепляются на дисках 1 и 5 ротора лабораторной установки в расчетных координатах.

4) Проверкой статической и динамической неуравновешенности установки заканчивается лабораторная работа. Для этого на валу закрепляются отверткой все диски с учетом углов  $\alpha_i$  и устанавливаются на соответствующих дисках пять грузиков.

Правильно статически уравновешенный ротор должен находиться в покое при любом положении. Для проверки, проворачиваем рукой вал на  $90^\circ$  и если ротор остается на месте – задача решена правильно.

5) Динамическая балансировка установки проверяется в рабочем режиме. С помощью электродвигателя через фрикционный диск ротору сообщается движение с угловой скоростью  $\omega_{\max}$  и затем, отключив привод, предоставляется возможность вращаться по инерции.

Моменты инерции, возникающие при движении ротора, вызывают колебательные движения правой подвижной опоры вала относительно его закрепленной левой части. Наличие горизонтальных перемещений подвижной опоры 7 по планке 8 указывает на динамическую неуравновешенность ротора.

Вращение вала с дисками будет замедляться из-за сопротивления воздуха и сил трения в опорах. При этом частота вынужденных колебаний подвижной опоры  $\omega^*$  будет уменьшаться и совпадет с собственной частотой всей конструкции (или станет кратной ей), то есть возникнет резонанс.

При резонансе даже незначительные возмущающие силы могут вызывать вынужденные колебания с большой амплитудой и будет наблюдаться заметная вибрация, а может и разрушение конструкции. При этом будет выявлена малейшая неуравновешенность, так как вибрация передается на стойку и стол.

Производя экспериментальную проверку результатов анализа путем разгона уравновешенного ротора в зарезонансную зону, иногда обнаруживают, что амплитуда колебаний маятниковой рамы даже при разгоне

оказывается значительной, что указывает на недостаточную точность решения задачи о балансировке.

б) Вес записи, расчеты и графические построения заносятся в отчет, который по окончании работы подписывается преподавателем.

## **5. ВОПРОСЫ К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ**

1. Что такое вибрация?
2. Чему равна центробежная сила?
3. Объясните явление резонанса?
4. Зачем уравнивают вращающиеся массы?
5. Как уравнивают механизмы?
6. В каких случаях балансируют роторы?
7. Что понимают под статическим уравниванием?
8. Причины динамической неуравновешенности?

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование - учебное пособие. – М.: ИНФРА – М; Новосибирск: Изд – во НГТУ, 2003-262с
2. Фролов К.В., Попов С.А. и др. Теория механизмов и механика машин – учебник для ВТУЗов. – М.: Высшая школа, 2003 – 256 с.
3. Марченко С.И., Марченко Е.П., Логинова Н.В. Теория механизмов и машин. – Ростов н/Д: Феникс, 2003 – 256 с.
4. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин.-М.: Наука, 1989. - 640 с.
5. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов.–Л.: Машиностроение, 1968. - 366 с.
6. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика: Учебник для ВУЗов. - М.: Высшая школа, 1989. - 351 с.

## ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТА

Лабораторная работа №3 Студент: Скворцов М.В.

Уравновешивание вращающихся масс Группа: ПДМ-99-01

Цель: Теоретическое и экспериментальное уравновешивание ротора.

Оборудование и инструменты:

### Исходные данные

Вариант \ Диск №№	1	2	3	4	5
$m_i - \text{г}$	$m_1 = ?$	70	60	50	$m_5 = ?$
$r_i - \text{мм}$	$r_1 = ?$	60	80	50	$r_5 = ?$
$\alpha_i$	$\alpha_1 = ?$	30°	90°	160°	$\alpha_5 = ?$

Такой набор грузов предусматривает полное уравновешивание.

### Этап I. ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА

Векторное уравнение моментов от всех центробежных сил (29) относительно плоскости 1 (Рис.6-а) имеет вид:

$$m_2 \vec{r}_2 l_2 + m_3 \vec{r}_3 l_3 + m_4 \vec{r}_4 l_4 + m_5 \vec{r}_5 l_5 = 0, \quad (\text{I})$$

где численные значения динамических моментов равны:

$$m_2 r_2 l_2 = 0,07 \cdot 60 \cdot 80 = 336 \hat{e} \tilde{a} \cdot \dot{\omega} \dot{\omega}^2,$$

$$m_3 r_3 l_3 = 0,06 \cdot 80 \cdot 160 = 768 \hat{e} \tilde{a} \cdot \dot{\omega} \dot{\omega}^2,$$

$$m_4 r_4 l_4 = 0,05 \cdot 50 \cdot 240 = 600 \hat{e} \tilde{a} \cdot \dot{\omega} \dot{\omega}^2.$$

Решаем векторное уравнение (I) графически, для чего принимаем масштабный коэффициент  $K_M = 10(\hat{e} \tilde{a} \cdot \dot{\omega} \dot{\omega}^2 / \dot{\omega} \dot{\omega}^2 \cdot \text{мм})$ , так чтобы минимальный вектор составлял 20÷30 мм.

Расчетная длина вектора составляет:

$$m_2 \vec{r}_2 l_2 = m_2 \cdot r_2 \cdot l_2 / K_M = 336 / 10 = 33,6 \dot{\omega} \dot{\omega} ;$$

Аналогично имеем  $m_3 \vec{r}_3 l_3 = 76,8 \dot{\omega} \dot{\omega} ; m_4 \vec{r}_4 l_4 = 60 \dot{\omega} \dot{\omega} .$

Вычерчиваем эти вектора последовательно один за другим с учетом углов  $\alpha_i$  и получаем решение (Рис.6-б) – замыкающий вектор  $m_5 \vec{r}_5 l_5$ . Опреде-



ляем транспортиром направление ( $\alpha_5 = 283^\circ$  против часовой стрелки от оси X) и замеряем линейкой длину этого вектора ( $L = 116,5 \text{ мм}$ ). Численное значение составит  $m_5 r_5 l_5 = m_5 \vec{r}_5 l_5 \cdot K_M = 116,5 \cdot 10 = 1165 \text{ мм}^2$ .

Вычисляем статический момент (дисбаланс)

$$m_5 r_5 = m_5 r_5 l_5 / l_5 = 1165 / 240 = 4,85 \text{ мм}$$

Задавшись  $m_5 = 40 \text{ г}$ , вычисляем  $r_5 = m_5 r_5 / m_5 = 4,85 / 0,04 = 121,25 \text{ мм}$  что больше максимального значения прорези на диске. Тогда принимаем массу уравновешивающего груза  $m_5 = 70 \text{ г}$  и получаем  $r_5 = 69,3 \text{ мм}$ .

## Этап II. СТАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА

Векторная сумма всех центробежных сил представлена уравнением (27)

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_4 \vec{r}_4 + m_5 \vec{r}_5 = 0 \quad (\text{II})$$

Вычисляем статические моменты:

$$m_2 r_2 = 0,07 \cdot 60 = 4,2 \text{ мм}^2;$$

$$m_3 r_3 = 0,06 \cdot 80 = 4,8 \text{ мм}^2;$$

$$m_4 r_4 = 0,05 \cdot 50 = 2,5 \text{ мм}^2;$$

и, приняв масштабный коэффициент  $K_p = 0,07 (\text{мм}^2 / \text{мм}^2)$ , определяем длины векторов:

$$m_2 \vec{r}_2 = m_2 \cdot r_2 / K_p = 4,2 / 0,07 = 60 \text{ мм},$$

$$m_3 \vec{r}_3 = 68,6 \text{ мм}; m_4 \vec{r}_4 = 35,7 \text{ мм}; m_5 \vec{r}_5 = 69,3 \text{ мм}.$$

Векторное уравнение (II) решается графическим построением силового многоугольника в принятом масштабе (Рис 6-в). Замеряем полученный замыкающий вектор  $m_1 \vec{r}_1$  и вычисляем его скалярное значение

$$m_1 r_1 = m_1 \vec{r}_1 \cdot K_p = 54,5 \cdot 0,07 = 3,815 \text{ мм}^2.$$

Задавшись массой груза  $m_1 = 50 \text{ г}$ , вычисляем радиус его установки

$$r_1 = m_1 r_1 / m_1 = 3,815 / 0,05 = 76,3 \text{ мм}$$

Замеряем также направление результирующего вектора  $\alpha_1 = 233,5^\circ$ .

## Этап III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА РЕЗУЛЬТАТОВ ПОЛНОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ

1) Закрепляем винтами все пять дисков на валу в соответствии с углами  $\alpha_i$ ; устанавливаем грузики с массами  $m_i$  при учете радиусов  $r_i$ .

2) Проверка статической и динамической балансировки показала хорошие результаты.

Работу выполнил: \_\_\_\_\_ 26.10.2005

Отчет принял: \_\_\_\_\_

## СО Д Е Р Ж А Н И Е

	Стр.
1. Цель и сущность лабораторной работы _____	3
2. Общие сведения и пояснения к работе _____	3
2.1 Задачи уравнивания механизмов _____	3
2.2 Введение в теорию уравнивания вращающихся масс _____	4
2.3 Статическое уравнивание _____	7
2.4 Полное уравнивание вращающихся масс _____	10
3. Описание лабораторной установки _____	11
4. Указания к выполнению лабораторной работы _____	14
5. Вопросы к лабораторной работе _____	16
Литература _____	16
Приложение - Оформление отчёта _____	17