

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС РОТОРА

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний*

САМАРА
Издательство СГАУ
2012

УДК 621.01 (075)
ББК 34.41

Составители: ***Ю.И. Байбородов, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок***

Рецензент д-р техн. наук, проф. С.В. Ф а л л а л е в

Балансировка вращающихся масс ротора: метод. указания / сост. *Ю.И. Байбородов, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок*. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2012. – 16 с.

Содержат вопросы уравнивания вращающихся масс, определения момента инерции и экспериментального исследования машин.

Рекомендуются студентам инженерно-технических специальностей вуза при изучении курса «Теория механизмов и машин» и «Прикладная механика».

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

УДК 621.01 (075)
ББК 34.41

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2012

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

При вращении звеньев механизма из-за неточности изготовления, монтажа или конструктивных особенностей возникают центробежные силы инерции, оказывающие вредное действие на механизм вследствие увеличивающихся нагрузок в опорах и возможности возникновения нежелательных колебаний.

Балансировка (уравновешивание) вращающихся звеньев (роторов) производится дополнительными грузами, масса и место установки которых может быть определена расчетным путем.

Ротором в теории балансировки (уравновешивания) называется любое вращающееся тело. Поэтому ротором является якорь электродвигателя, коленчатый вал компрессора, шпиндель токарного станка, баланс часов и т.п.

Из теоретической механики известно, что давление вращающегося тела на его опоры в общем случае складывается из двух составляющих: *статической*, вызванной действием заданных сил (силы тяжести тела и др.), и *динамической*, обусловленной ускоренным движением материальных частиц, из которых состоит вращающееся тело (т.е. ротор). Если динамическая составляющая не равна нулю, то ротор в этом случае называется *неуравновешенным*.

При *равномерном* вращении ротора вокруг оси z (рис. 1) проекции динамической составляющей определяются таким образом:

$$\begin{aligned} X_A + X_B &= F_x, & Y_A + Y_B &= F_y, \\ -X_A a + X_B b &= M_{F_y}, & Y_A a - Y_B b &= M_{F_x}. \end{aligned}$$

Как видно, неуравновешенность численно оценивается посредством проекций главного вектора \bar{F} и главного момента \bar{M}_F центробежных сил инерции ротора. Эти проекции подсчитываются по формулам:

$$\begin{aligned} F_x &= \omega^2 m x_S; & F_y &= \omega^2 m y_S; \\ M_{F_x} &= -\omega^2 J_{yz}; & M_{F_y} &= -\omega^2 J_{xz}, \end{aligned} \quad (1)$$

где m – масса ротора; J_{yz} и J_{xz} – центробежные моменты инерции ротора относительно системы координат $Oxuz$ (рис. 1). Плоскость Oxy проходит через центр масс S ротора, а вся система координат $Oxuz$ вращается вместе с ротором.

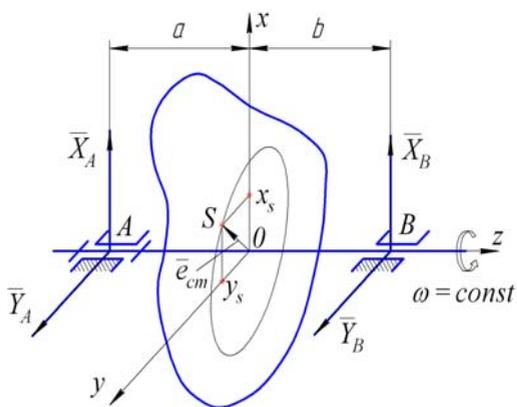


Рис. 1. Схема ротора

Отметим, что в рассматриваемой динамической задаче главный момент сил инерции ротора \bar{M}_Φ есть величина векторная. Как следует из уравнений (1), неуравновешенность ротора возрастает пропорционально квадрату его угловой скорости. Поэтому если быстроходные роторы (рабочие колеса турбин, шлифовальные круги, магнитные барабаны ЭВМ и многие

другие) неуравновешенны, то они оказывают на свои опоры динамические давления, вызывающие вибрацию стойки (станины) и ее основания. Устранение этого вредного воздействия называется *балансировкой* (уравновешиванием) ротора. Решение данной задачи относится к динамическому проектированию машин.

Модуль главного вектора центробежных сил инерции ротора согласно уравнениям (1) составит

$$F = \omega^2 m \sqrt{x_s^2 + y_s^2}.$$

В векторном виде запишем

$$\bar{F} = \omega^2 m \bar{e}_{ct},$$

где $\bar{e}_{ct} = \bar{\ell}_{OS}$ – радиус-вектор центра масс S ротора, координирующий его эксцентричное положение (рис. 1) и именуемый *эксцентриситетом* массы ротора. Обозначим

$$\bar{D}_{ct} = m \bar{e}_{ct} \tag{2}$$

Вектор \bar{D}_{ct} называется *главным вектором дисбалансов ротора*. Очевидно, что $\bar{F} = \omega^2 \bar{D}_{ct}$.

Модуль главного момента центробежных сил инерции ротора согласно уравнениям (1) составит

$$M_F = \omega^2 \sqrt{J_{yz}^2 + J_{xz}^2} = \omega^2 M_D,$$

где $M_D = \sqrt{J_{yz}^2 + J_{xz}^2}$. (3)

Величина M_D называется *главным моментом дисбалансов ротора* и имеет векторный смысл, т. е.

$$\bar{M}_F = \omega^2 \bar{M}_D.$$

В дальнейшем неуравновешенность ротора количественно будем характеризовать не через \bar{F} и \bar{M}_F , а через пропорциональные им главный вектор $\bar{D}_{ст}$ и главный момент \bar{M}_D дисбалансов ротора.

Статическая неуровновешенность свойственна такому ротору, центр масс S которого не находится на оси вращения, но главная центральная ось инерции (ось $I-I$) которого параллельна оси вращения. В этом случае $e_{ст} \neq 0$, $J_{xz} = J_{yz} = 0$. Следовательно, согласно уравнениям (2) и (3) статическая неуровновешенность выражается только главным вектором $\bar{D}_{ст}$ дисбалансов, в то время как главный момент дисбалансов $\bar{M}_D = 0$. Вектор $\bar{D}_{ст}$ направлен радиально и вращается вместе с ротором. Примером может служить одноколенчатый вал (рис. 2). Опоры A и B нагружены силами \bar{F}_A и \bar{F}_B , векторы которых вращаются вместе с валом.

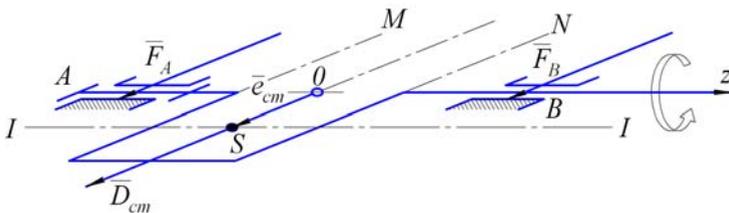


Рис. 2. Статическая неуровновешенность

Статическая неуровновешенность может быть устранена, если к ротору прикрепить добавочную массу m_k , называемую *корректирующей*. Ее надо разместить с таким расчетом, чтобы $\bar{D}_k = m_k \bar{e}_k = -\bar{D}_{ст}$. Это значит, что центр корректирующей массы

должен находиться на линии действия OS вектора $\bar{D}_{ст}$, а вектор $\bar{e}_к$ должен быть направлен в сторону, противоположную вектору $\bar{e}_{ст}$.

Однако статическую балансировку не всегда удается выполнить одной корректирующей массой. Так, конструкция одноколенчатого вала (рис. 2) вынуждает применить две массы, расположенные в плоскостях коррекции M и N так как пространство между этими двумя плоскостями должно быть полностью свободно для движения шатуна. В этом случае вектор $\bar{D}_к$ будет выражать суммарное воздействие обеих корректирующих масс. Следовательно, число и расположение плоскостей коррекции выбирают сообразно конструкции и назначению ротора.

Моментная неуравновешенность имеет место в том случае, когда центр масс S ротора находится на оси вращения, а главная центральная ось инерции I-I ротора наклонена к оси вращения ротора под углом γ (рис. 3). В этом случае $e_{ст} = 0$, $J_{xz} \neq 0$, $J_{yz} \neq 0$. Следовательно, $\bar{D}_{ст} = 0$, так что моментная неуравновешенность выражается только лишь главным моментом \bar{M}_D дисбалансов, т. е. парой дисбалансов $[\bar{D}_{M1}, \bar{D}_{M2}]$, которая вращается вместе с ротором. Примером может служить двухколенчатый вал, для которого $M_D = D_{M1}h$. Опоры A и B нагружены парой сил $[\bar{F}_A, \bar{F}_B]$, векторы которых вращаются вместе с валом.

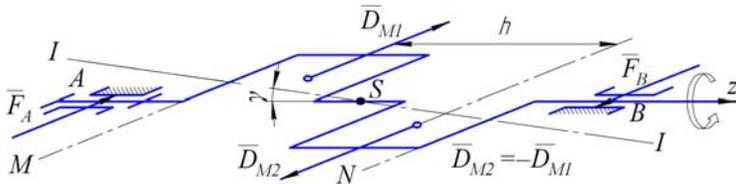


Рис. 3. Моментная неуравновешенность

Так как пара уравнивается только парой, то устранить моментную неуравновешенность можно в том случае, если применить не менее чем две корректирующие массы. Их расположение в

плоскостях коррекции и их величины должны быть такими, чтобы дисбалансы корректирующих масс составили бы именно пару. Момент $\overline{M}_{DК}$ этой пары должен быть равен $-\overline{M}_D$. Значит, момент $\overline{M}_{DК}$ должен быть направлен противоположно моменту пары $[\overline{D}_{M1}, \overline{D}_{M2}]$, т. е. применительно к положению ротора, изображенному на рис. 3, – против часовой стрелки.

Динамическая неуравновешенность является совокупностью двух предыдущих, т. е. $e_{ст} \neq 0$, $J_{xz} \neq 0$, $J_{yz} \neq 0$. Следовательно, динамическая неуравновешенность выражается через $\overline{D}_{ст}$ и \overline{M}_D . Из теоретической механики известно, что такая система нагружения эквивалентна двум скрещивающимся векторам. Поэтому динамическая неуравновешенность может быть выражена также и другим образом, а именно двумя скрещивающимися векторами дисбалансов \overline{D}_1 и \overline{D}_2 , которые расположены в двух плоскостях, перпендикулярных оси вращения, и вращаются вместе с ротором («крест дисбалансов»). Примером динамически неуравновешенного ротора может служить двухколенчатый вал с эксцентрично закрепленным на нем круглым диском (рис. 4). Опоры А и В нагружены скрещивающимися силами \overline{F}_A и \overline{F}_B , векторы которых вращаются вместе с валом.

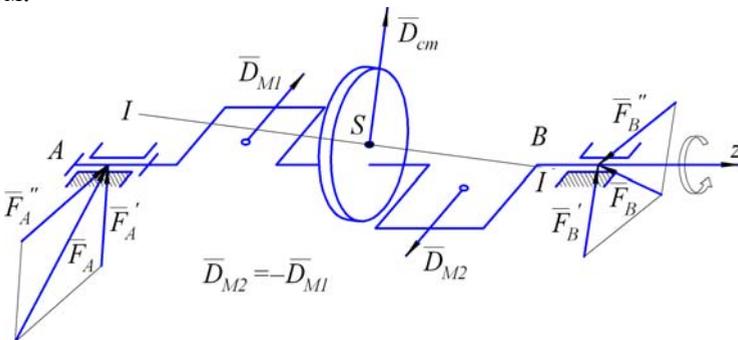


Рис. 4. Динамическая неуравновешенность

Динамическую неуравновешенность можно устранить двумя корректирующими массами, расположенными в плоскостях коррекции, перпендикулярных оси вращения.

Из сказанного следует, что ликвидация всякой неуравновешенности, и статической, и моментной, и динамической, имеет своим результатом то, что главная центральная ось инерции ротора *совмещается* с его осью вращения, или аналитически $\overline{D}_{ст} = 0$, $\overline{M}_D = 0$. В этом случае ротор называется полностью сбалансированным. Отметим важное свойство такого ротора: если ротор полностью сбалансирован для некоторого значения угловой скорости ω , то он сохранит свою полную сбалансированность при *любой* другой угловой скорости, как *постоянной*, так и *переменной*.

Полностью сбалансированный при проектировании ротор после изготовления обладает, тем не менее, некоторой неуравновешенностью, вызванной неоднородностью материала и отклонениями фактических размеров ротора от их номинальных значений. Такая неуравновешенность устраняется в процессе изготовления на специальных балансировочных станках. Балансировка может быть как автоматической, так и неавтоматической.

Рассмотрим динамическую балансировку, выполняемую в неавтоматическом режиме. В основу устройства станка для динамической балансировки положены два принципа:

1. Любая система неуравновешенных сил инерции вращающегося ротора может быть заменена двумя взаимно перекрещивающимися силами $F_{и1}$ и $F_{и2}$, расположенными в двух произвольно выбранных плоскостях I и II (рис. 5), перпендикулярных оси вращения ротора.

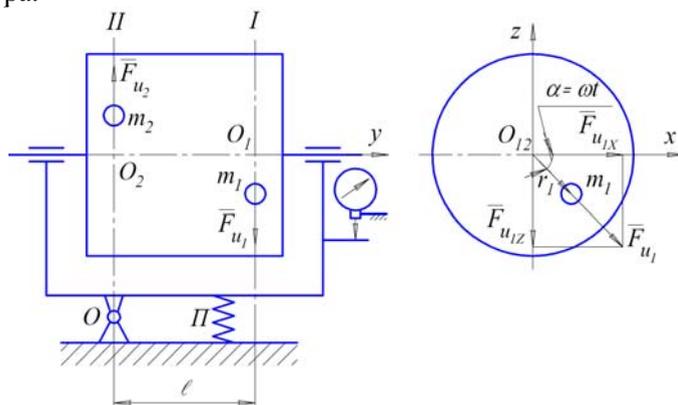


Рис. 5. Принципиальная схема балансировки

2. Амплитуда A_i вынужденных колебаний ротора при резонансе пропорциональна дисбалансу $G_i r_i$, т. е.

$$A_i = \mu m_i r_i,$$

где μ – коэффициент пропорциональности, зависящий от постоянных параметров данной установки.

Согласно первому принципу все неуравновешенные массы ротора можно заменить двумя массами m_1 и m_2 , расположенными в двух произвольно выбранных плоскостях. Эти плоскости выбираются таким образом, чтобы в них можно было установить противовесы. Одна из плоскостей II проводится через ось вращения рамы 0 (рис. 6), на которой установлен ротор. Плоскость I отстоит от плоскости II на расстояние ℓ .

При вращении ротора с угловой скоростью ω от масс m_1 и m_2 , возникнут центробежные силы $F_{и1}$ и $F_{и2}$:

$$F_{и1} = m_1 r_1 \omega^2 \quad \text{и} \quad F_{и2} = m_2 r_2 \omega^2.$$

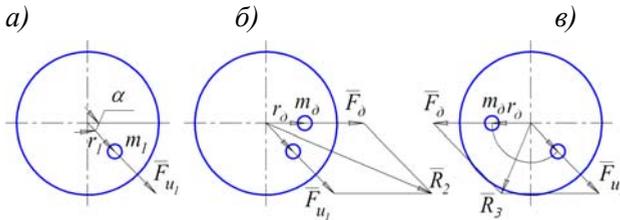


Рис. 6. Схема нагружения

Сила $F_{и2}$ лежит в плоскости II, проходящей через ось вращения рамы, и поэтому уравнивается реакцией шарнира. Силу $F_{и1}$ можно разложить на горизонтальную и вертикальную составляющие: $F_{и1x} = F_{и1} \cos \omega t$, $F_{и1z} = F_{и1} \sin \omega t$. Эти силы, действуя относительно точки 0, на плече ℓ создают моменты, действующие на раму. Момент от горизонтальной составляющей будет уравниваться реактивным моментом в заделке рамы – шарнире 0. Момент от вертикальной составляющей будет вызывать вынужденные колебания рамы с ротором относительно шарнира 0. При равенстве частоты возникающей силы и собственных колебаний системы возникает резонанс. Так как в установке имеется сила сопротивле-

ния, определяемая жесткостью пружин 2, то максимальная амплитуда A_{\max} достигнет конечной величины, которая фиксируется с помощью индикатора.

Согласно второму принципу величина максимальной амплитуды A_{\max} при резонансе пропорциональна статическому моменту неуравновешенной массы. Эта пропорциональность использована в станке конструкции Б. В. Шитикова, позволяющем определять величину и положение неуравновешенной массы следующим образом. В плоскости ℓ проводится линия отсчета X–X (рис. 5 и рис. 6). Пусть неуравновешенная масса m_1 находится на расстоянии r_1 , составляющем с направлением X–X угол α . Разогнав ротор до оборотов, при которых частота возмущающей силы будет больше частоты собственных колебаний системы, дают ротору возможность свободного выбега (торможение осуществляется за счет аэродинамических сопротивлений и сопротивлений трения в опорах качения). Когда при уменьшении числа оборотов ротора частота возмущающей силы совпадет с собственной частотой системы, возникнет явление резонанса и рама станка будет иметь наибольшую амплитуду колебаний. Тогда согласно второму принципу будем иметь

$$A_1 = \mu' F_{и1},$$

где μ' – коэффициент пропорциональности.

Поместим на линии X–X на расстоянии r_d от оси вращения ротора дополнительную массу m_d и снова разогнав ротор, измерим максимальную амплитуду колебаний A_2 с помощью индикатора. Очевидно эта амплитуда будет пропорциональна центробежной силе инерции R_2 , являющейся равнодействующей центробежной силы инерции $F_{и1}$ от неуравновешенной массы и центробежной силы P_d добавочной массы m_d

$$A_2 = \mu' R_2.$$

Снимем добавочную массу с прежнего места и поместим ее на той же линии X–X, на том же расстоянии от оси вращения, но с противоположной стороны (рис. 6, в). Снова разгоним ротор и снова измерим амплитуду A_3 резонансных колебаний. Эта амплитуда будет пропорциональна центробежной силе инерции R_3

$$A_3 = \mu' R_3 .$$

Полученные на рис. 6, б, в параллелограммы сил равны, так как они имеют равные стороны и равные углы.

Построим параллелограмм ОВСА (рис. 7), в котором силы заменены пропорциональными им величинами амплитуды. В этом параллелограмме нам известны стороны и диагонали A_2 и A_3 .

Сторона $OB = A_d$ нам известна. Она равна максимальной амплитуде, которая получилась бы при резонансе от одной дополнительной массы m_d . Из рис. 7 имеем

$$2A_d^2 + 2A_1^2 = A_2^2 + A_3^2 ,$$

откуда $A_d = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}}$.

Но $A_d = \mu' F_d$.

Так как центробежные силы инерции пропорциональны статическим моментам от веса масс, то можно определить коэффициент пропорциональности между амплитудами и статическими моментами от масс

$$\mu = \frac{A_d}{m_d r_d} ,$$

где $m_d r_d$ – статический момент от массы дополнительного груза.

Теперь можно определить для искомой неуравновешенной массы произведение ее веса на расстояние ее до оси вращения $m_1 r_1$

$$m_1 r_1 = \frac{A_1}{\mu} \tag{4}$$

Статический момент противовеса $m_{п} r_{п}$ должен быть равен статическому моменту неуравновешенной массы $m_1 r_1$ и направлен в противоположную сторону

$$m_{п} r_{п} = m_1 r_1 \tag{5}$$

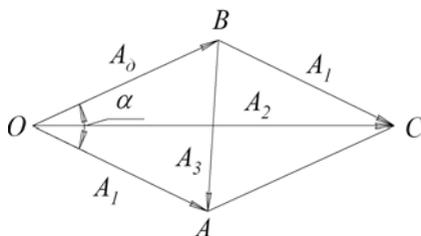


Рис. 7. Параллелограмм сил

Задавшись весом противовеса $Q_{\text{п1}}$, определяем величину $r_{\text{п}}$

$$r_{\text{п}} = \frac{m_1 r_1}{m_{\text{п}}} = \frac{A_1 m_{\text{д}}}{A_{\text{д}} m_{\text{д}}} r_{\text{д}} \quad (6)$$

Определяем величину и направление радиуса-вектора (угла α) на основании рис. 7 из треугольника OAB:

$$A_3^2 = A_1^2 + A_{\text{д}}^2 - 2 A_1 A_{\text{д}} \cos \alpha. \quad (7)$$

$$\text{Тогда } \cos \alpha = \frac{A_1^2 + A_{\text{д}}^2 - A_3^2}{2 A_1 A_{\text{д}}} \quad (8)$$

$$\text{или } \alpha = \frac{\arccos(A_1^2 + A_{\text{д}}^2 - A_3^2)}{2 A_1 A_{\text{д}}}. \quad (9)$$

Однако одному значению косинуса соответствуют два значения угла α . Следовательно, противовес должен располагаться на окружности радиуса $r_{\text{п1}}$, а положение радиус-вектора определится углом $\pm \alpha$.

После того, как найден вес противовеса и его радиус-вектор в плоскости I, переходят к определению массы противовеса, расположенного в плоскости II. Ротор снимают с рамы, поворачивают в плоскости, проходящей через его ось, на 180° и вновь устанавливают на раму. При этом плоскости I и II меняются местами. После разворота ротора проводят вторично определение массы противовеса.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

При выполнении данного задания знакомятся с методом уравновешивания вращающихся роторов путем постановки добавочных балансировочных масс (противовесов).

Описание балансировочного станка системы Б. В. Шитикова

Кинематическая схема станка (рис. 8) составлена так, что маятниковая рама 1 благодаря шарикоподшипниковым опорам может колебаться относительно оси 0. Момент, противодействующий перемещению маятниковой рамы, создается консольной стержневой пружиной (рессорой) 2 круглого сечения.

Конструктивно станок выполнен со специальным ротором 3 установленным на шарикоподшипниковых опорах 4. В роторе с помощью болта, поставленного в одном из его торцов, создан постоянный дисбаланс.

На полуосях ротора с каждой стороны установлены два хорошо отбалансированных диска 5, в которых выполнены две диаметрально противоположные радиальные прорези с мерными делениями. В этих прорезях можно устанавливать на различных расстояниях от оси вращения дополнительные грузы.

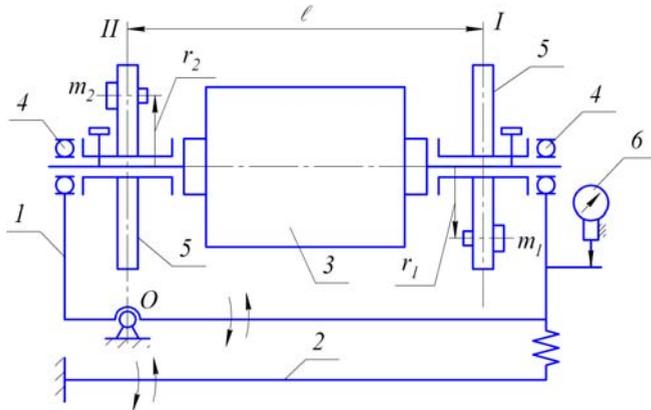


Рис. 8. Кинематическая схема балансовочного станка

Диски могут поворачиваться в окружном направлении, величина поворота фиксируется с помощью лимба. Для фиксации углового положения дисков на их ступицах установлены стопорные винты. Разгон ротора осуществляется посредством фрикционного диска, установленного на валу электродвигателя типа ШУП-2, смонтированного на одном из плеч качающегося рычага. Другое плечо рычага заканчивается рукояткой, при помощи которой через микровыключатель осуществляется включение и выключение электродвигателя, а также прижатие фрикционного диска к ротору.

Амплитуда колебаний маятниковой рамы измеряется с помощью индикатора часового типа с ценой деления 0,01 мм.

Установка рамы в горизонтальное положение осуществляется регулировочными винтами с контролем по сферическому уровню, смонтированному на маятниковой раме.

Если раму с ротором вывести из равновесия путем кратковременного приложения силы к консольной части установки, то рама придет в колебательное движение с затухающими колебаниями.

Частота колебаний «К» для данной установки постоянна и за-

висит от момента инерции колеблющейся системы относительно оси вращения, жесткости рессоры и потерь на трение в опорах.

Параметр «К» называется частотой собственных (свободных) колебаний системы.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Составить схему установки.
2. Установить нониусы балансировочных дисков в нулевое положение и закрепить стопорными болтами.
3. Привести шток индикатора в соприкосновение с контактным винтом маятниковой рамы в плоскости диска 2.
4. Совместить нулевое деление шкалы индикатора с центральной большой стрелкой.
5. Привести ротор во вращение путем плавного энергичного нажатия рукоятки рычага вниз до упора, избегая при этом слишком больших усилий и чрезмерного разгона ротора. Время разгона ротора составляет 5 – 8 с.
6. Отпустить рукоятку.
7. Измерить с помощью индикатора максимальную амплитуду A_1 колебания системы при резонансе и собственной неуравновешенности ротора. Опыт провести три раза и найти среднее арифметическое значение A_{1cp} .
8. Выбрав произвольно вес добавочного груза Q_d и радиус его установки r_d , смонтировать его в одной из прорезей диска 1.
9. Разогнать ротор в течение 5 – 8 секунд и отпустить рукоятку.
10. Провести измерения наибольшей амплитуды колебаний A_3 с трехкратным проведением опыта.
11. Остановить ротор.
12. Ослабить фиксирующие болты дисков.
13. Повернуть диск 1 на валу ротора на 180° и вновь закрепить его фиксирующими болтами.
14. Провести трехкратный замер максимальной амплитуды A_3 по п. 5–7 и вычислить ее среднее значение.
15. Задаваясь весом противовеса Q_n с учетом соотношений (4) – (10), определить радиус r_n , на котором должен быть установлен противовес, и угол α_n между нулевым положением диска и направлением радиуса вектора r_n .
16. Снять добавочный груз, установить противовес на найденном расстоянии r_n на диске 1 и повернуть диск на угол α_n по отношению к нулевому положению.
17. Провести измерение амплитуды A_k по п. 5-7. Проверка уравниваемости ротора производится при четырех значениях угла установки диска: 1) $+\alpha$; 2) $-\alpha$; 3) $180^\circ - \alpha$; 4) $180^\circ + \alpha$.
18. Определить относительную величину остаточной неуравновешенности

$$\delta_A = \frac{A_{Kcp}}{A_{1cp}}. \quad (10)$$

19. Уравнивание в плоскости II можно не производить.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ДАННОЙ РАБОТЫ

1. Включение установки в электрическую сеть производить только после проверки полной ее готовности к работе. При этом винты, фиксирующие диски, должны быть прочно зажаты.
2. Установка добавочных грузов на вращающиеся диски должна производиться так, чтобы направляющие грани грузов входили в прорезь диска.
3. Прижимные гайки добавочных грузов должны быть накручены на резьбу до плотного упора в диск.
4. Перед включением электродвигателя убедиться в том, что никто из присутствующих не прикасается к ротору или диску.
5. В плоскости вращения грузов не стоять.
6. Торможение ротора после прохождения резонанса осуществлять легким прикосновением ладони к гладкой части ротора.
7. В случае несрабатывания микровыключателя двигателя после освобождения рукоятки, необходимо срочно отключить электроснабжение установки, вынув вилку из розетки.

ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТА

1. Схема установки.
2. Результаты измерений до балансировки.
3. Основные расчетные соотношения.
4. Результаты измерений после балансировки.
5. Таблица, содержащая все измерения:

Обозначения	Номера замеров			
	1	2	3	Среднее арифметическое
A_1				
A_2				
A_3				
A_k				

6. Определение всех расчетных параметров.
7. Определение относительной величины остаточной неуравновешенности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория механизмов и механика машин / под ред. *К.В. Фролова*. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.
2. Белоконов, И.М. Теория механизмов и машин. Конспект лекций: учеб. пособие для вузов / *И.М. Белоконов, С.А. Балан, К.И. Белоконов*. – М.: Дрофа, 2004. – 172 с.

Учебное издание

**БАЛАНСИРОВКА
ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС РОТОРА**

Методические указания

Составители: ***Байбородов Юрий Иванович,
Тукмаков Владимир Петрович,
Косенок Борис Борисович***

Редактор И.И. Спиридонова
Довёрстка И.И. Спиридонова

Подписано в печать 15.09.2012. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 1,0.
Тираж 50 экз. Заказ . Арт. ДМ /2012.

Самарский государственный аэрокосмический университет.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного аэрокосмического университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.