

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра « Детали машин и ПТУ»

Статическое и динамическое уравновешивание ротора

*Методические указания к выполнению
лабораторной работы № 8*

РПК
"Политехник"

Волгоград
2005

УДК621.833.6

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Статическое и динамическое уравнивание ротора: методические указания к выполнению лабораторной работы № 8 / Сост. Г. В. Гурьев, Н. Г. Дудкина, С. Ю. Кислов; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2005. – 12 с.

Ил. 3. Табл. 2. Библиогр.: 4 назв.

Приводится описание работы и установки для статического и динамического уравнивания ротора, порядок ее проведения, а также представлены краткие сведения из теории уравнивания ротора.

Рекомендуется использовать студентами механических специальностей всех форм обучения при подготовке их к выполнению лабораторной работы по курсу «Теория механизмов и машин».

Рецензент Е. С. Брискин

© Волгоградский
государственный
технический
университет, 2005

Цель работы: определение величины и расположения противовесов в двух произвольно выбранных плоскостях исправления с последующей экспериментальной проверкой правильности уравновешенности вращающегося ротора

1. Краткие сведения из теории

Ротором (по ГОСТу 1953-74) называется вращающееся в опорах тело, независимо от его назначения. К роторам относят, например, якорь электродвигателя, диск циркульной пилы с валом, шпиндель токарного станка, рабочее колесо турбины и т.д.

В машиностроении большинство роторов являются жесткими, скорость вращения которых меньше критического значения $\omega_k = \sqrt{c/m}$ где c – жесткость вала ротора, m – масса ротора.

Жесткий ротор рассматривается как твердое тело, к которому при его исследовании применимы законы механики твердого тела. Расчеты по уравновешиванию роторов производят методом кинетостатики.

Неуравновешенность сил инерции роторов может возникнуть вследствие погрешности изготовления, сборки, ремонта, деформации и других причин. Неуравновешенность сил инерции вызывает дополнительные деформации валов, перегрузку опорных подшипников, колебания системы.

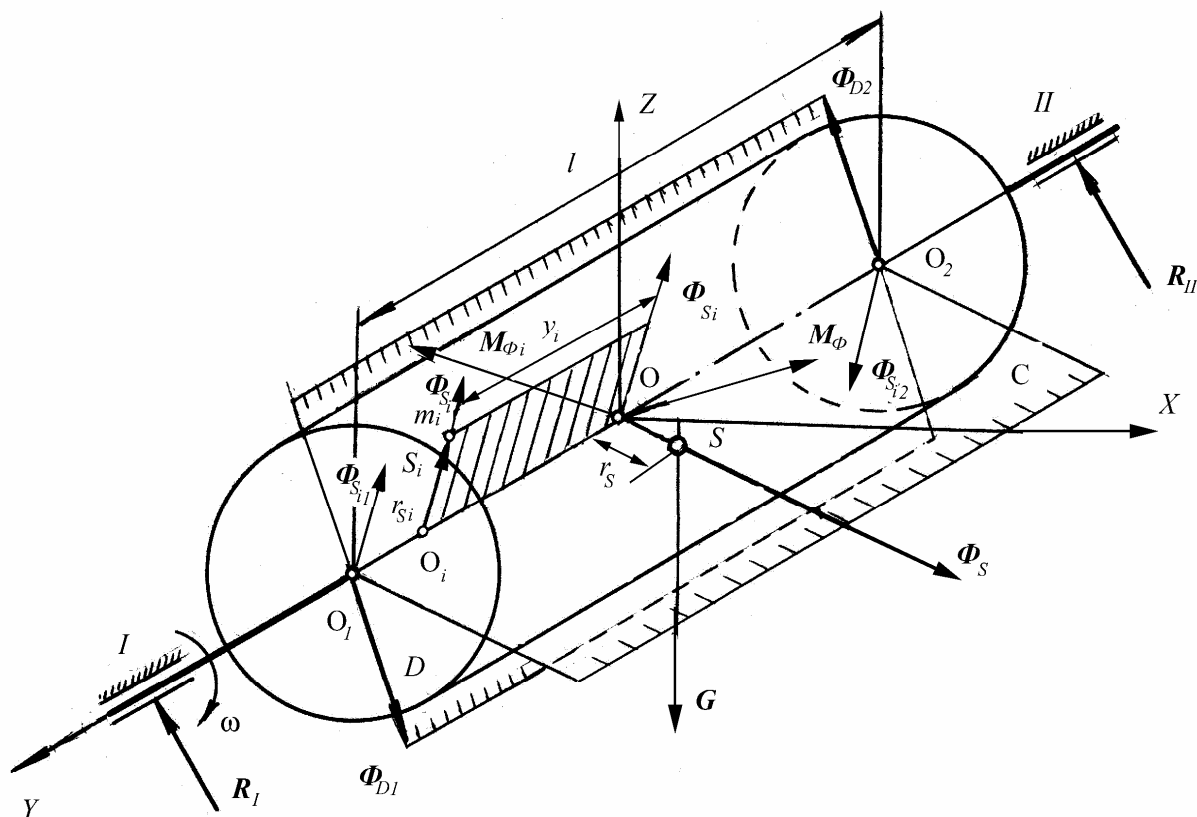


Рис. 1

Для исключения этих явлений необходимо, чтобы главный вектор Φ_S и главный момент M_ϕ центробежных сил инерции были равны нулю.

Рассмотрим неуравновешенный ротор (рис. 1) как совокупность элементарных масс m_i , расположенных на расстоянии r_i от оси вращения ротора. Каждая масса m_i находится в некоторой плоскости перпендикулярной оси Y и отстоящей на расстоянии y_i от координатной плоскости XOZ , проходящей через центр масс (точка S) всего ротора.

Пространственная система координат является неподвижной, а ось Y проходит через подшипники I и II . Угловую скорость ротора примем постоянной.

Векторное уравнение приложенных к ротору сил

$$\vec{R}_I + \vec{G} + \vec{R}_{II} = -\vec{\Phi}_S \quad (1)$$

где R_I и R_{II} – полные реакции подшипников I и II , G – сила тяжести ротора, Φ_S – главный вектор сил инерции ротора.

Каждая элементарная сила инерции Φ_{si} вращающейся массы m_i направлена радиально (по прямой O_iS_i) и равна:

$$\vec{\Phi}_{si} = -m_i \vec{a}_{si} = \omega^2 \overline{m_i r_{Si}} \quad (2)$$

После параллельного переноса всех элементарных радиальных сил Φ_{si} в точку O и векторного их сложения получим главный вектор Φ_S ротора

$$\vec{\Phi}_S = \sum \vec{\Phi}_{si} = \omega^2 \sum \overline{m_i r_{Si}} \quad (3)$$

Векторная сумма $\sum \overline{m_i r_i}$ – вектор статического момента массы всего ротора относительно его оси вращения

$$\sum \overline{m_i r_{Si}} = m \vec{r}_S \quad (4)$$

где r_S – вектор радиального смещения центра масс S ротора.

Физически статический момент массы характеризует величину центробежной силы инерции, развиваемой массой m при её вращении на радиусе r_S .

Обозначим: $D = m r_S$.

Вектор D называется главным вектором дисбалансов ротора. Тогда

$$\vec{\Phi}_S = \omega^2 D. \quad (5)$$

На рис.1 осевая полуплоскость расположения вектора Φ_S частично заштрихован и обозначена буквой C (статическая).

Статическая неуравновешенность свойственна такому, ротору, центр масс которого смещен относительно оси вращения ротора, но главная центральная ось инерции параллельна оси вращения.

Момент пары, полученный при параллельном переносе каждой элементарной силы Φ_{si} в точку O

$$M_{\phi i} = \Phi_{si} l_i = \omega^2 m_i r_{Si} y_i. \quad (6)$$

Произведение $m_i r_{Si} y_i$ можно рассматривать как момент элементарного статического момента $m_i r_{Si}$ массы m_i с плечом y_i относительно точки O . Плоскость действия этого момента является осевая плоскость. Произведение $m_i r_{Si} l_i$ можно представить в виде элементарного центробежного момента инерции $(J_{rl}) = (J_{ry})_i$, относящегося к той же осевой плоскости:

$$m_i r_{Si} y_i = (J_{ry})_i. \quad (7)$$

Одна координата r_{Si} элементарной массы m_i ; перпендикулярна к оси y_i , а другая y_i параллельна оси Y определяет расстояние массы m_i от плоскости XOZ , проходящей через центр масс. Тогда

$$M_{\phi i} = \omega^2 (\vec{J}_{ry})_i. \quad (8)$$

Главный момент M_ϕ всего ротора определится векторным суммированием элементарных моментов $M_{\phi i}$.

$$\vec{M}_\phi = \sum \vec{M}_{\phi i} = \omega^2 \sum (\vec{J}_{rl})_i = \omega^2 \cdot \vec{J}_{rl} \text{ или } \vec{M}_\phi = \omega^2 \vec{M}_D, \quad (9)$$

где M_ϕ – главный центробежный момент сил инерции всего ротора относительно его осевой плоскости.

J_{ry} – центробежный момент инерции всего ротора относительно его осевой плоскости.

Центробежный момент инерции характеризует величину статического момента центробежных сил инерции, развиваемых ротором при его вращении.

Направление, вектора J_{ry} совпадает с вектором M_ϕ . Главный момент характеризует динамическую неуравновешенность ротора. На рис. 1 главный момент M_ϕ изображен в виде пары сил Φ_{D1} и Φ_{D2} с плечом $O_1O_2 = l$. Эта пара расположена в осевой плоскости D ротора. Вектор момента M_ϕ перпендикулярен к плоскости D .

Статическая неуравновешенность пропорциональна статическому моменту mr_5 массы ротора, а динамическая – его центробежному моменту инерции J_{rl} . В обоих случаях коэффициентом пропорциональности является множитель ω^2 .

Геометрические параметры mr_5 и J_{rl} выражают физическую неуравновешенность ротора и являются мерой двух видов этой неуравновешенности.

В дальнейшем неуравновешенность ротора количественно характеризуется не через Φ_5 и M_ϕ , а через пропорциональные, им главный вектор D дисбалансов и главный момент M_D дисбалансов ротора.

Рассмотрим случай уравнивания жесткого ротора с тремя известными по величине и расположению неуравновешенными массами (рис. 2, а).

Массы m_1, m_2, m_3 расположены в трех плоскостях перпендикулярных к оси вращения и находящихся на расстояниях r_1, r_2, r_3 от оси ротора.

Центробежные силы инерции, развиваемые этими массами при вращении ротора с постоянной угловой скоростью ω

$$\Phi_1 = \omega^2 m_1 r_1, \quad \Phi_2 = \omega^2 m_2 r_2, \quad \Phi_3 = \omega^2 m_3 r_3. \quad (10)$$

Условия равновесия сил инерции вместе с уравновешивающей силой, создаваемой противовесом m_C , можно представить уравнением

$$\bar{\Phi}_1 + \bar{\Phi}_2 + \bar{\Phi}_3 + \bar{\Phi}_C = 0. \quad (11)$$

или сокращая на общий множитель ω^2 получим:

$$m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_C \bar{r}_C = 0. \quad (12)$$

Строим план дисбалансов (рис. 2, б). Замыкающий вектор характеризует дисбаланс ротора. Уравновешивающая масса m_C может быть установлена в любой точке по оси ротора и на любом расстоянии от его оси вращения. Массу m_C располагаем в плоскости *II*. Постановкой противовеса m_C на радиусе r_C устраняется смещение центра масс вращающегося ротора с оси вращения.

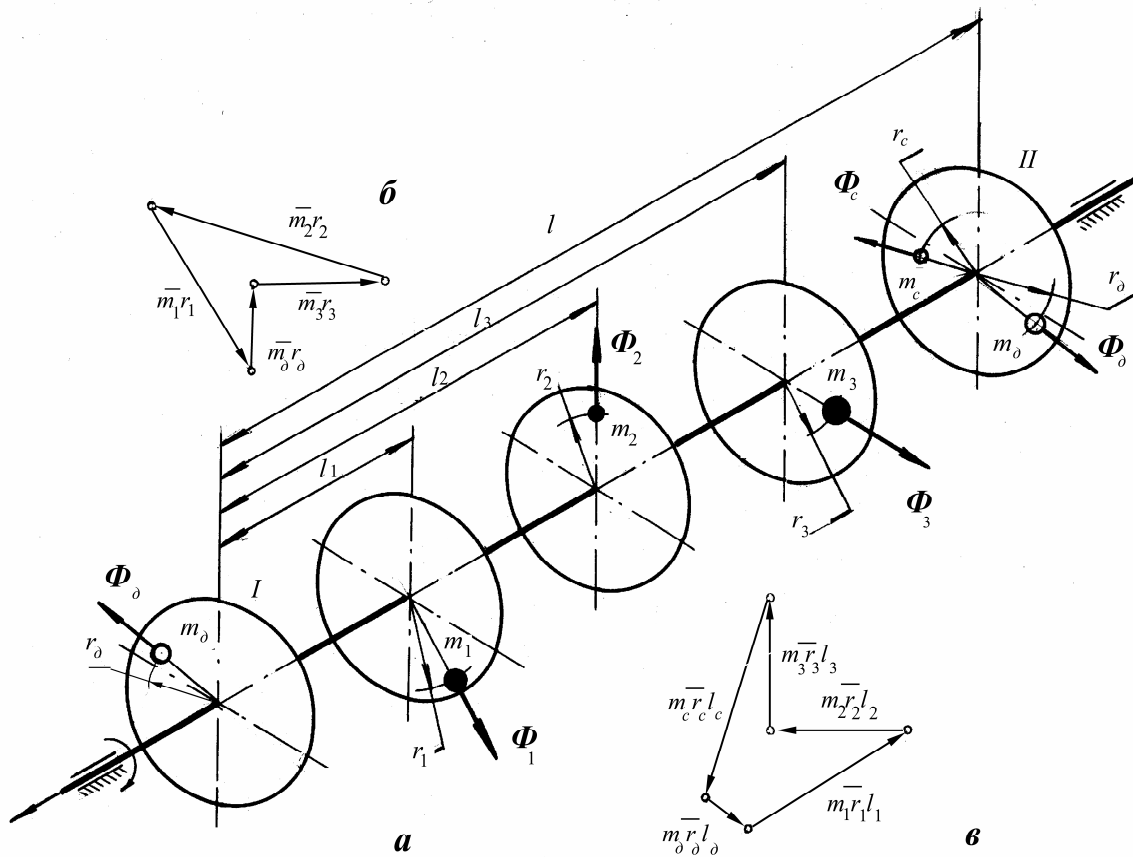


Рис. 2

Вторым этапом является уравновешивание момента центробежных сил инерции. Перенося центробежные силы инерции в плоскость исправления *I*, необходимо дополнительно приложить пары центробежных сил инерции.

$$M_1 = \omega^2 m_1 r_1 l_1, M_2 = \omega^2 m_2 r_2 l_2, M_3 = \omega^2 m_3 r_3 l_3, M_C = \omega^2 m_C r_C l_C. \quad (13)$$

Векторное уравнение при уравнивающем моменте M_δ имеет вид

$$\overline{M}_1 + \overline{M}_2 + \overline{M}_3 + \overline{M}_C + \overline{M}_\delta = 0 \quad (14)$$

или сокращая на общий множитель ω^2 получим

$$m_1 \overline{r_1 l_1} + m_2 \overline{r_2 l_2} + m_3 \overline{r_3 l_3} + m_C \overline{r_C l_C} + m_\delta \overline{r_\delta l} = 0. \quad (15)$$

Строим план центробежных моментов инерции (рис. 2, в). Замыкающий вектор $m_\delta \overline{r_\delta l}$ главный момент дисбалансов ротора.

Дополнительные массы образующие уравнивающую пару сил располагаются в плоскостях: *I* и *II*.

Расположенные в плоскости *II* массы противовесов m_C и m_δ могут быть сведены к одной, им эквивалентной по векторному уравнению

$$m_{II} r_{II} = m_\delta r_\delta + m_C r_C \quad (16)$$

откуда и находят величину искомой массы m_{II} . Плоскость, в которой расположена масса m_{II} , определяется вектором, полученным графически.

Любое количество неуравновешенных масс ротора, расположенных в разных плоскостях может быть уравновешено двумя противовесами, помещенными в выбранных плоскостях исправления.

Описанный метод устранения неуравновешенности ротора может быть изменен и упрощен при решении задачи одновременного устранения обоих дисбалансов ротора.

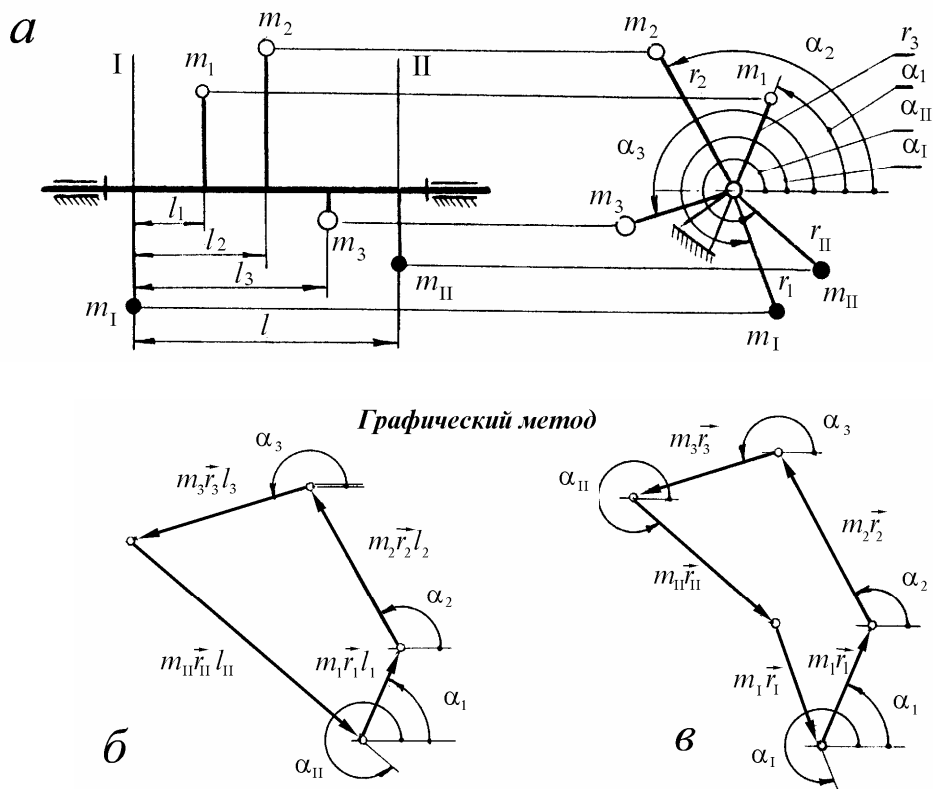


Рис. 3

Полная неуравновешенность ротора характеризуется величинами статического и динамического дисбалансов.

Принимаем за плоскости исправления две плоскости *I* и *II*, перпендикулярных оси вращения (рис. 3, *a*).

Составляем два векторных уравнения для решения задачи уравновешивания ротора. Векторное уравнение статических дисбалансов ротора:

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_I \vec{r}_I + m_{II} \vec{r}_{II} = 0. \quad (17)$$

Векторное уравнение моментов дисбалансов ротора:

$$m_1 \overline{r_1 l_1} + m_2 \overline{r_2 l_2} + m_3 \overline{r_3 l_3} + m_{II} \overline{r_{II} l} = 0. \quad (18)$$

Поскольку, второе уравнение имеет один неизвестный вектор, оно решается первым. Для решения уравнений применим графический метод

построения планов. Выбрав масштабный коэффициент $\mu_{MD} \left[\frac{г \cdot мм^2}{мм} \right]$,

строим план моментов дисбалансов ротора (рис. 3, *б*). Замыкающий вектор позволяет определить массу противовеса m_{II} и координаты его установки в плоскости *II*. Затем строят план статических дисбалансов ротора (рис.3, *в*) с учетом масштабного коэффициента μ_D . Замыкающий вектор позволяет определить массу противовеса m_I и координаты его установки в плоскости *I*.

Установкой двух противовесов массами m_I и m_{II} плоскостях исправления *I* и *II* соответственно достигается полное уравновешивание масс m_1, m_2, m_3 ротора.

Задачу уравновешивания ротора можно решить и аналитически, исходя из уравнений:

$$m_{II} r_{II} = \frac{\sum m_i r_i l_i \cdot \sin \alpha_i}{l \cdot \sin \alpha_{II}}, \quad m_I r_I = \frac{\sum m_i r_i \cdot \sin \alpha_i - m_{II} r_{II} \cdot \sin \alpha_{II}}{\sin \alpha_I},$$

$$tg \alpha_{II} = \frac{\sum m_i r_i l_i \cdot \sin \alpha_i}{\sum m_i r_i l_i \cdot \cos \alpha_i}, \quad tg \alpha_I = \frac{\sum m_i r_i \cdot \sin \alpha_i - m_{II} r_{II} \cdot \sin \alpha_{II}}{\sum m_i r_i \cdot \cos \alpha_i - m_{II} r_{II} \cdot \cos \alpha_{II}}. \quad (19)$$

2. Порядок выполнения работы

1. Выбрать по таблице значения $m_{1,2,3}$, $r_{1,2,3}$, $\alpha_{1,2,3}$ в зависимости от начальной буквы фамилии и последней цифре номера зачетной книжки.
2. Рассчитать значения моментов дисбалансов $\vec{M}_{D1} = m_i \overline{r_i l_i}$, пропорциональных значениям моментов центробежных сил инерции $\overline{M_i} = \omega^2 (m_i \overline{r_i l_i})$ неуравновешенных масс и построить план моментов дисбалансов ротора с масштабным коэффициентом $\mu_{MD}, \frac{г \cdot мм^2}{мм}$.

Векторы моментов дисбалансов \vec{M}_{Di} при этом поворачивают на 90° .
 Определить модуль замыкающего вектора моментов дисбаланса $\vec{M}_D = m_{II} \overline{r_{II} l}$, его направление и угол наклона α_{II} .

3. Определить массу противовеса в плоскости исправления **II**, задавшись значением m_{II} из числа имеющихся в наличии грузов.
4. Определить значение r_{II} , соблюдая условие $40 \leq r_{II} \leq 90$ мм.
5. Рассчитать значения дисбалансов $\vec{D}_i = m_i \vec{r}_i$, пропорциональных значениям центробежных сил инерции $\vec{\Phi}_i = \omega^2 (\overline{m_i r_i})$ и построить план дисбалансов \vec{D} с масштабным коэффициентом $\mu_D \left[\frac{г \cdot мм}{мм} \right]$.

Определить модуль замыкающего вектора дисбаланса $\vec{D}_I = m_I \vec{r}_I$ его направление и угол наклона α_I .

6. Определить массу противовеса в плоскости исправления **I**, задавшись значением m_I из числа имеющихся в наличии грузов.
7. Определить r_I , соблюдая условие $40 \leq r_I \leq 90$ мм.
8. Определенные значения противовесов, радиусы и углы их установки в плоскостях исправления, занести в табл. 1.

Табл.1

№ плоск.	m г	r мм	α град	l мм	mr гмм	mrl гмм ²
1				80		
2				160		
3				240		
II				320		

	I	II
$m, г$		
$r, мм$		
$\alpha, град$		

9. Установить заданные грузы и определенные противовесы на соответствующих дисках лабораторной установки и проверить правильность балансировки. Для проверки статической уравновешенности в статическом режиме ротор с грузами и противовесами, находящийся в состоянии покоя, повернуть на угол 90° относительно оси и плавно отпустить. Безразличное равновесие ротора при повороте на угол 90° свидетельствует о статической уравновешенности. Для проверки динамической уравновешенности в динамическом режиме необходимо разогнать ротор. Для этого нужно плавно нажать на рычаг, обеспечив контакт шкива электродвигателя с диском ротора, и включить на 3...5 с тумблер электродвигателя. После этого выключить тумблер и

отпустить рычаг. Отсутствие колебаний вала ротора при выбеге свидетельствует о динамической уравновешенности ротора.

10. Снять с дисков все грузы, свинтить их и передать преподавателю.

11. Рассчитать радиусы и массы противовесов аналитическим способом по формулам (19) и занести в табл. 2.

Табл.2

№ плоскости	$m r \sin \alpha$	$m r \cos \alpha$	$m r l \sin \alpha$	$m r l \cos \alpha$		
					I	II
1					$m, \text{г}$	
2					$r, \text{мм}$	
3					$\alpha, \text{град}$	
Σ						

12. Сделать выводы о совпадении (или расхождении) результатов уравновешивания ротора, полученных при графическом и аналитических методах определения масс грузов и радиусах их расположения на плоскостях исправления.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите цель уравновешивания вращающихся звеньев механизма
2. Какое тело называется ротором?
3. Запишите условия статического, динамического и полного уравновешивания ротора.
4. Какой ротор называется жестким? Гибким?
5. Какие параметры являются мерой статической и динамической неуравновешенности ротора?
6. Назовите минимальное количество противовесов, необходимых только для статического и только для динамического уравновешивания одной неуравновешенной массы ротора.
7. Как выбираются плоскости исправления при балансировке роторов?
8. От каких факторов зависит количество и расположение плоскостей исправления при балансировке роторов?
9. Почему при выборе места расположения плоскостей исправления их стараются расположить ближе к опорам?
10. Каково минимальное число плоскостей исправления должно быть выбрано при балансировке роторов?
11. Каким образом два противовеса (один для статического, другой для динамического уравновешивания) в плоскости исправления свести к одному им эквивалентному, расположенному на том же радиусе?

12. Когда при балансировке роторов можно ограничиться вместо полного уравновешивания только статическим или только динамическим?
13. Сколько необходимо поставить противовесов для полного уравновешивания 4-х неуравновешенных масс, лежащих в одной плоскости?
14. Неуравновешенность ротора представлена пятью массами, лежащими в разных плоскостях. Сколько противовесов в плоскостях исправления уравновесят эти массы?
15. Что означает термин "безразличное равновесие" при балансировке роторов?
16. Какая балансировка ротора называется статической? Почему?
17. Будет ли ротор уравновешенный статически одновременно уравновешенным динамически? Или уравновешенный динамически – одновременно уравновешенным статически?
18. Останется ли жесткий ротор, уравновешенный при угловой скорости ω уравновешенным при угловой скорости $\omega_1 > \omega$?
19. За счет каких факторов возникает неуравновешенность ротора?
20. Запишите выражение для главного вектора сил инерции ротора.
21. Запишите выражение для главного момента сил инерции ротора.
22. Какая величина называется главным вектором дисбалансов ротора?
23. Какая величина называется главным моментом дисбалансов ротора?
24. Как будет уравновешен ротор, если ось вращения его является одной из главных осей инерции?
25. Как называется ось, проходящая через центр масс ротора?
26. Какова физическая суть статического момента массы ротора?
27. Что характеризует центробежный момент сил инерции ротора?
28. Как будет уравновешен ротор, если ось вращения его является главной центральной осью инерции?

Рекомендуемая литература

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин, М: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов /К. В. Фролов, С. А. Попов и др. под ред. К. В. Фролова.– М: Высш. шк., 1987.– 496 с.
3. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин :Учеб. пособие для вузов.– М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит.,1990.– 592 с.
4. Гавриленко В. А. Теория механизмов: Учеб. для втузов, – М.: Высш. шк., 1973 – 510 с.

Составители: Георгий Вячеславович Гурьев
Наталья Геннадьевна Дудкина
Сергей Юрьевич Кислов

Статическое и динамическое уравнивание ротора

*Методические указания к выполнению указания к выполнению
лабораторной работы № 8*

Темплан 2005 г. Поз. № 83

Подписано в печать 29.04.2005

Формат 60 × 84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 0,75.

Тираж 500 экз. Заказ . Бесплатно.

Волгоградский государственный технический университет.

400131. Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28.

РПК «Политехник»

Волгоградского государственного технического университета.

400131. Волгоград, ул. Советская, 35.