



Министерство образования
Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Теория механизмов и машин»

**П.П. Андипорович
В.В. Кудин
Е.М. Дубовская**

БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

**Учебно-методическое пособие
к лабораторным работам по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»**

**М и н с к
Б Н Т У
2 0 1 2**

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теория механизмов и машин»

Л.П. Анципорович
В.В. Кудия
Е.М. Дубовская

БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Учебно-методическое пособие
к лабораторным работам по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»

4-е издание, исправленное

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
вузов Республики Беларусь по образованию
в области машиностроения*

Минск
БНТУ
2012

621-2

УДК 621.01(075.8)

ББК 34.41я7

А 74

Издается с 2009 г.

Рецензенты:

А.Т. Скойбеда, А.В. Чигарев

Анципорович, П.П.

А 74

Балансировка вращающихся масс: учебно-методическое пособие к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов, машин и манипуляторов» / П.П. Анципорович, В.В. Кудин, Е.М. Дубовская. – 4-е изд., испр. – Минск: БНТУ, 2012. – 27 с.

ISBN 978-985-525-841-5.

Издание включает раздел «Балансировка вращающихся масс» дисциплины «Теория механизмов, машин и манипуляторов». Предусмотрено выполнение лабораторной работы «Балансировка вращающихся масс». Содержит теоретическую часть, описание лабораторной работы и контрольные вопросы.

Рекомендуется студентам инженерно-технических специальностей.

Третье издание выпущено в 2011 г. в БНТУ.

УДК 621.01(075.8)
ББК 34.41я7

ISBN 978-985-525-841-5

© Анципорович П.П., Кудин В.В.,
Дубовская Е.М., 2012
© БНТУ, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

1. Теоретическая часть	4
1.1. Неуравновешенность ротора и ее виды	4
1.2. Балансировка роторов. Балансировочные станки.....	10
2. Лабораторная работа «Динамическая балансировка вращающихся масс»	16
3. Контрольные вопросы.....	26
4. Литература.....	26

1. Теоретическая часть

1.1. Неуравновешенность ротора и ее виды

Роторы, виды роторов. В соответствии с ГОСТ 19534-74 ротором называется тело, которое при вращении удерживается своими несущими поверхностями в опорах. В машинах это может быть шкив, зубчатое колесо, ротор электродвигателя, маховик, барабан, коленчатый вал и т.п.

Несущими являются поверхности цапф или поверхности, их заменяющие. Прямая, соединяющая центры тяжести контуров поперечных сечений середин несущих поверхностей, называется *осью ротора*. По числу опор роторы бывают *двух-* и *многоопорными*. Ротор может быть *межопорным*, если существенная часть его массы расположена между опорами, *консольным*, если существенная часть его массы находится за одной из крайних опор, и *двухконсольным* при расположении существенной части его массы за двумя крайними опорами.

Рассмотрим центробежные силы инерции ротора (рис. 1), вращающегося вокруг неподвижной оси Z с постоянной угловой скоростью ω .

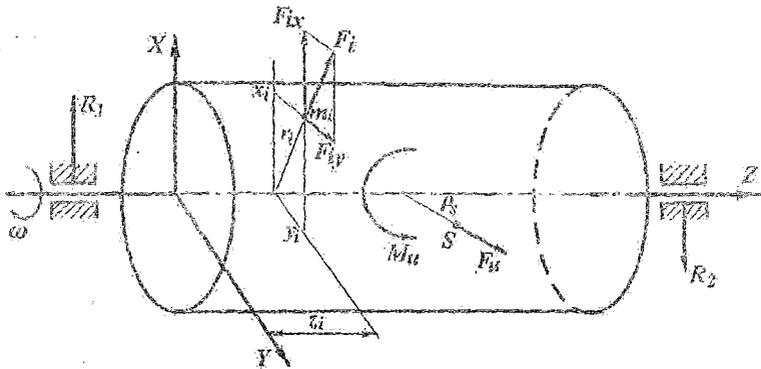


Рис. 1

Элементарные силы инерции F_i точечных масс ротора образуют пространственную систему сил, которая сводится к главному вектору центробежных сил инерции \bar{F}_u , приложенному к центру масс звена S , и главному моменту сил инерции M_u , действующих в разных плоскостях

$$\bar{F}_u = \sum \bar{F}_i = \omega^2 \sum \overline{m_i r_i} = \omega^2 \bar{D}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} M_u &= \left| \sum F_i z_i \right| = \sqrt{\left(F_{ix} z_i \right)^2 + \left(F_{iy} z_i \right)^2} = \\ &= \omega^2 \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2} = \omega^2 M_D, \end{aligned} \quad (2)$$

где m_i и r_i - неуравновешенная точечная масса и ее эксцентриситет;

$m_p = \sum m_i$ - масса ротора;

ρ_s - эксцентриситет ротора;

$\bar{D} = \sum \overline{m_i r_i} = m_p \rho_s$ - главный вектор дисбалансов ротора;

I_{xz}, I_{yz} - центробежные моменты инерции ротора;

$I_{xz} = \sum m_i x_i z_i; I_{yz} = \sum m_i y_i z_i;$

$M_D = \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2}$ - главный момент дисбалансов ротора.

Векторы \bar{F}_u и M_u центробежных сил инерции вызывают динамические реакции R_1 и R_2 в подшипниках ротора, которые передаются станине машины и фундаменту, причем \bar{F}_u и M_u вращаются вместе с ротором. Вследствие этого возникают механические колебания в опорах ротора и станине, что увеличивает износ подшипников и потери энергии на трение, могут иметь место разрушения механизмов.

Не подверженный действию внешних сил ротор, вращающийся с постоянной угловой скоростью, находится в состоянии динамического равновесия, характеризуемого равенством нулю главного вектора \bar{F}_u и главного момента M_u сил инерции ротора, т.е.

$$\bar{F}_u = \omega^2 \bar{D} = 0, \quad (3)$$

$$M_u = \omega^2 M_D = 0, \quad (4)$$

Для выполнения условия (3) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора являлась центральной осью инерции, то есть проходила через его центр масс S ($\rho_S = 0$).

Для выполнения условия (4) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора совпадала с одной из его главных осей инерции, т.е. чтобы были равны нулю его центробежные моменты инерции ($I_{xz} = 0, I_{yz} = 0$).

Ротор полностью уравновешен (выполняются условия (3) и (4)), когда ось вращения является главной центральной осью инерции.

Если ротор вращается вокруг оси, не совпадающей с главной центральной осью инерции, то он является неуравновешенным.

Неуравновешенность ротора, виды и меры неуравновешенности. Неуравновешенность – это состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб.

Причины его возникновения можно разделить на две группы. Первая из них – это дефекты, связанные с нарушением технологии изготовления, сборки и балансировки ротора после сборки, с заменой или перестановкой деталей в процессе монтажа, характеризующиеся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта или монтажа оборудования. Другая группа – дефекты эксплуатации, такие как разрушение и «вылет» частей ротора (например, частей рабочего диска, лопаток) в процессе работы, характеризующиеся внезапными однократными скачкообразными изменениями амплитуды и/или фазы вибрации, и различные виды износа поверхностей ротора (например, трущихся и рабочих – шеек вала,

лопастей колес), отложения в процессе работы, уменьшение натяга (нарушение посадок) деталей вала, в большинстве случаев характеризующиеся сравнительно медленными (в течение часов, дней, месяцев и более) изменениями амплитуды и/или фазы вибрации.

В зависимости от взаимного расположения оси вращения вектора Z и его главной центральной оси инерции Z' по ГОСТ 19534-74 различают три вида неуравновешенности:

1) *статическая неуравновешенность*, характеризуется таким распределением масс ротора, при котором ось вращения ротора и главная центральная ось инерции параллельны (рис. 2). При этом $\bar{D} \neq 0$, а главный момент дисбалансов $M_D \approx 0$. Направление главного вектора дисбалансов D совпадает с направлением главного вектора сил инерции $\bar{F}_ц$, действующего на ротор при вращении.

Наличие статической неуравновешенности легко выявить опытным путем. Для этого достаточно ротор положить на горизонтальные призмы («ножи»). Под действием силы тяжести ротор будет стремиться к устойчивому положению равновесия, когда его центр масс S занимает наиболее низкое положение: т.е. на ножках ротор будет поворачиваться.

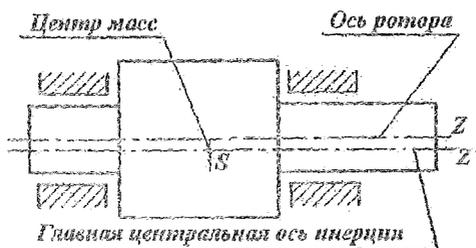


Рис. 2. Статическая неуравновешенность

2) *моментная неуравновешенность*, при которой ось вращения ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс ротора (рис. 3). Так как центр масс ротора находится на оси вращения, то $\bar{D} = \overline{m \rho_s} = 0$, а момент дисбаланса

$M_D = \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2} \neq 0$, следовательно, $I_{xz} \neq 0$ и $I_{yz} \neq 0$. Моментная неуравновешенность обнаруживается только при вращении ротора.

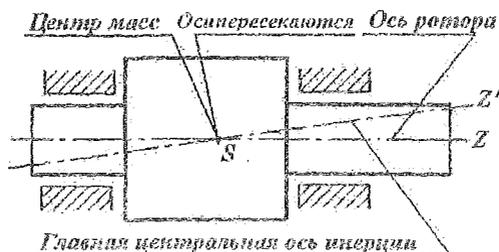


Рис. 3. Моментная неуравновешенность ротора

3) *динамическая неуравновешенность ротора* – это наиболее общий случай неуравновешенности, когда оси либо пересекаются вне центра масс, либо не пересекаются, а скрещиваются в пространстве (рис. 4). При этом $\bar{D} \neq 0$ и $M_D \neq 0$. Динамическая неуравновешенность включает как статическую, так и моментную неуравновешенности одновременно.



Рис. 4. Динамическая неуравновешенность ротора

Из всего вышеизложенного следует, что неуравновешенность не зависит от параметров движения, а определяется конструктивными характеристиками ротора. Поэтому в качестве мер неуравновешенности роторов берутся массово-геометрические характеристики ро-

торов. Так в качестве меры статической неуравновешенности приняты главный вектор дисбалансов ротора $\bar{D} = \overline{m \rho_S}$, мерой моментной неуравновешенности является главный момент дисбалансов ротора $M_D = \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2}$.

Способы уменьшения неуравновешенности. Идеально уравновешенный ротор будет передавать на свои опоры и далее на раму только статические нагрузки от собственного веса, т.е. вращающийся ротор будет оказывать на опоры такое же воздействие, как и неподвижный. Для создания такого состояния в процессе проектирования роторов стремятся выбрать наиболее правильные решения в конструкциях и технологиях их изготовления, добиваясь массовой симметрии всех вращающихся масс.

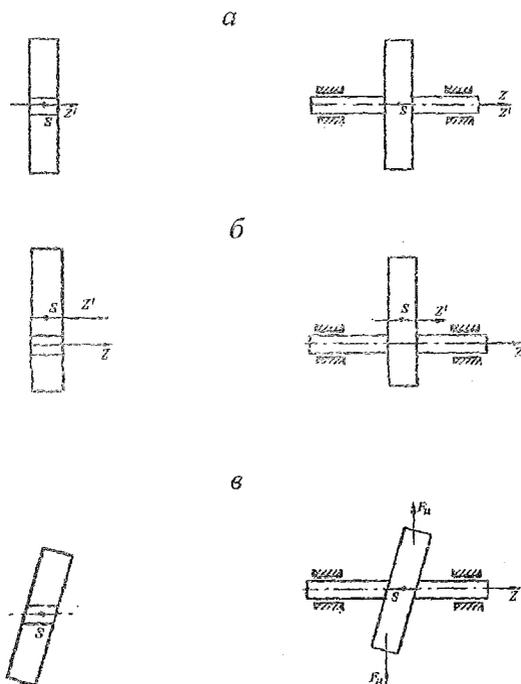


Рис. 5 Появление неуравновешенности ротора за счет нарушений технологии изготовления и сборки.

Так, например, при изготовлении ротора с малой осевой протяженностью и его установке на ось вращения (рис. 5, а) необходимо, чтобы посадочное отверстие и внешний размер были концентричными, а ось вращения – перпендикулярной плоскости ротора. Несоблюдение первого требования приведет к появлению статической неуравновешенности (рис. 5, б), второго – моментной (рис. 5, в), обоих – динамической.

Таким образом, в силу вышеизложенных причин ротор, который, казалось бы, уравновешен, в действительности имеет ту или иную неуравновешенность. Для устранения ее вводят дополнительную технологическую операцию – *балансировку*.

1.2. Балансировка роторов. Балансировочные станки

Балансировка – технологическая операция, направленная на опытное обнаружение неуравновешенности ротора и ее уменьшение до допустимой величины.

Так как неуравновешенность ротора может быть заменена эквивалентной системой двух дисбалансов, расположенных в двух поперечных сечениях ротора, то ротор всегда может быть приведен в состояние динамического равновесия с помощью двух корректирующих масс (противовесов), расположенных в двух произвольных плоскостях коррекции, перпендикулярных оси вращения ротора. Измерение дисбаланса и уменьшение его при балансировке можно производить последовательно, как самостоятельные операции, так и одновременно (при автоматической балансировке).

Балансировку можно выполнять двумя методами:

1) перераспределение масс в плоскостях коррекции. Корректирующие массы (противовесы) устанавливают, удаляют или перемещают таким образом, чтобы главная центральная ось инерции ротора приближалась к оси вращения ротора. Изменение массы противовесов производят сверлением, фрезерованием, наплавкой, наваркой, выжиганием электрической искрой, лучом лазера и т.д.

2) коррекция положения оси ротора. Цапфы подшипников ротора перемещают или обрабатывают так, чтобы ось ротора совпала с главной центральной осью инерции ротора.

Дисбалансы ротора, имеющие место до и после балансировки, называют *соответственно начальным и остаточным дисбалансами*.

Наибольший остаточный дисбаланс, приемлемый по нормам балансировки, называется *допустимым дисбалансом*.

В реальных машинах невозможно полностью устранить неуравновешенность ротора, поэтому возникает вопрос о допустимых значениях остаточной неуравновешенности. Снижение динамических нагрузок позволяет использовать более низкие значения остаточных дисбалансов. С повышением точности балансировки увеличивается время и затраты на ее проведение. Точность балансировки должна соответствовать точности изготовления ротора, поэтому назначаемые допустимые дисбалансы выбираются с учетом требований эксплуатации, технических возможностей производства и экономической целесообразности и оговорены стандартами.

Так, например, допустимые дисбалансы роторов электрических машин определяются ГОСТ 12327-79, а для шлифовальных кругов — ГОСТ 3060-75.

По видам неуравновешенности различают статическую, моментную и динамическую балансировку ротора.

Статическая балансировка применяется для роторов дискообразной формы, масса которых приблизительно расположена в одной плоскости и доля моментной неуравновешенности незначительна (или равна нулю). Она состоит в приведении центра масс ротора на ось вращения с помощью одной корректирующей массы, устанавливаемой в плоскости коррекции.

Обычно это допустимо для роторов, у которых отношение длины ротора к его диаметру равно 0,20–0,25.

При статической балансировке на радиусе r_n в плоскости коррекции устанавливают корректирующую массу

$$m_n = \frac{m_p p_s}{r_n} = \frac{D_n}{r_n}.$$

Если плоскость коррекции проходит через центр масс ротора или корректирующие массы устанавливаются в две симметричные относительно центра масс плоскости, то статическая балансировка не вызывает дополнительной моментной неуравновешенности.

Статическая балансировка может выполняться либо в статическом, либо динамическом режимах.

Статический режим основан на свойстве центра масс ротора занимать при устойчивом равновесии наинизшее положение. Простейшим устройством являются параллельные горизонтальные ножки или призмы.

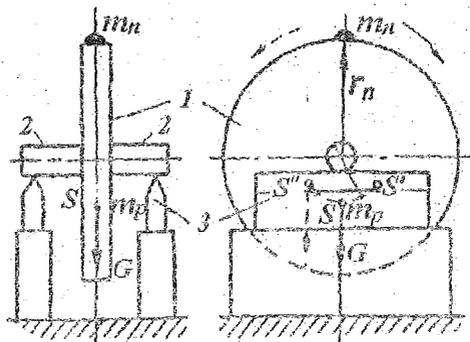


Рис 6

Ротор 1 (рис. 6) цапфами 2 устанавливают на две горизонтальные стальные призмы 3. Отклонение плоских поверхностей призм от плоскости не должно превышать 0,1 мм на метр длины призм. Если дать возможность ротору перекатываться по призмам, то из-за наличия трения качения ротор после нескольких качаний остановится в позиции, не совпадающей с наинизшим положением центра масс S . Поэтому предусматривают прокачку ротора при его вращении в другую сторону (на рис. 6 показано штриховой линией). Среднее положение соответствует истинному положению центра масс. Недостатком балансировки на призмах является необходимость точной установки призм в горизонтальной плоскости. На них нельзя балансировать детали с разными размерами цапф из-за различия длин дорожек перекатывания.

Этих недостатков лишен способ балансировки ротора 1 на двухдисковом устройстве (рис. 7). Этот способ менее точный, так как имеются потери на трение в подшипниках дисков.

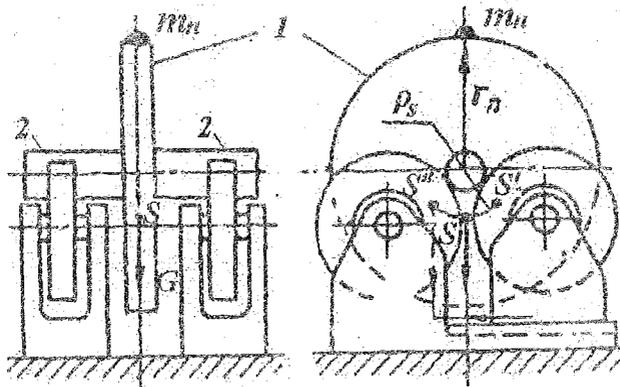


Рис 7

Для статической балансировки с повышенной точностью применяют балансировочные весы.

Методы статической балансировки характеризуются способом определения величины корректирующей массы и положением центра масс. Положение центра масс во всех случаях определяется одинаково. Наиболее простой – метод подбора корректирующей массы, устанавливаемой диаметрально противоположно положению центра масс, для получения равновесного состояния ротора в любых положениях.

Статическая балансировка в динамическом режиме выполняется на специальных станках, при этом в процессе вращения ротора регистрируется его дисбаланс [3].

Динамическая балансировка ротора выполняется экспериментальным путем на специальных балансировочных станках [5] путем добавления или удаления корректирующих масс ротора в двух плоскостях коррекции.

Балансировочный станок обычно состоит из опор, в которые помещается балансируемое изделие (например, ротор), привода для его вращения и измерительного устройства с показывающими приборами.

Различают балансировочные станки с податливыми и жесткими опорами. Податливые опоры под воздействием неуравновешенного вращающегося ротора совершают колебания. Амплитуды и фазы

колебаний опор и являются информацией о неуравновешенности. Жёсткие опоры препятствуют колебанию ротора и вследствие этого испытывают динамическое давление. В этом случае для получения информации о неуравновешенности измеряют давление ротора на опоры и его фазу. Опоры балансировочных станков снабжены датчиками, преобразующими их колебания (или давление) в электрические сигналы. Электрические сигналы датчиков поступают в измерительное устройство. Структура измерительного устройства и форма информации о неуравновешенности зависят от назначения балансировочных станков. Существуют балансировочные станки для статической и динамической балансировки; с горизонтальной и вертикальной осью вращения. Балансировочные станки изготавливают с разной степенью автоматизации, например автоматы, включающие устройства для установления размера и места неуравновешенности, устройства для устранения неуравновешенности и (при необходимости) устройства для повторного контроля.

По характеру режима работы и конструктивному исполнению различают балансировочные станки дорезонансного, резонансного и зарезонансного типов [5].

В балансировочных станках дорезонансного типа частота вращения балансируемого ротора ниже наименьшей частоты собственных колебаний механической системы станка.

Для станков резонансного типа частота вращения ротора при балансировке равна частоте собственных колебаний системы станка.

В зарезонансном балансировочном станке при балансировке обеспечивается частота вращения балансируемого ротора выше наибольшей частоты собственных колебаний механической системы станка.

Существует классификация станков по числу степеней свободы ротора. На рис. 8 приведены примеры механических систем балансировочных станков по числу степеней свободы оси ротора. В этом случае станки делят на четыре группы.

Станки группы 1 (рис. 8, а) имеют жесткую связь оси ротора массы через неподвижные подшипники с неизмеримо большей массой фундамента. Дисбалансы ротора определяют по измерениям реакций опор, распределение которых обусловлено только положением центра масс относительно опор или плоскостей измерения. Отсутствие подвижных частей позволяет упростить конструкцию опор и

применять осевой привод. Работа станка возможна только на частоте вращения, значительно меньшей собственной частоты системы (в дорезонансном режиме), когда угол сдвига фаз практически равен нулю, что снижает ошибки измерения дисбаланса.

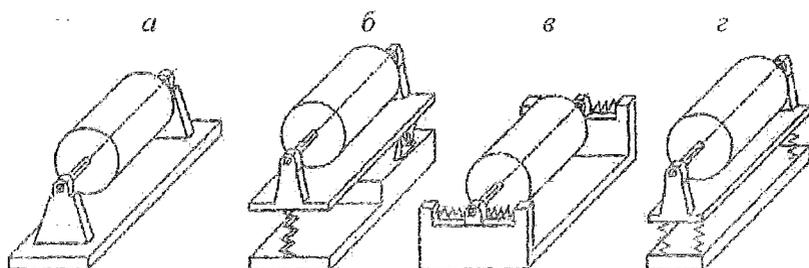


Рис. 8

Станки группы 2 (рис. 8, б) с балансировкой на выбеге редко применяют из-за низкой производительности, требующей нескольких пусков для каждой плоскости коррекции. Способы балансировки на таких станках основаны на поочередном определении дисбаланса ротора в двух плоскостях коррекции, каждая из которых поочередно совмещается с фиксированной осью колебаний рамы. При этом для балансировки на выбеге ротор должен иметь достаточно большой момент инерции масс относительно оси вращения, а также малые и стабильные потери на трение в подшипниках. Иначе при быстром проходе через резонанс амплитуды колебаний не достигнут достаточной величины, а нестабильность потерь на трение приведет к разбросу величин амплитуд при разных пусках. На таких станках сложно балансировать длинные роторы в собственных опорах. Станки группы 2 удобны при балансировке роторов различных размеров и масс в экспериментальном и мелкосерийном производстве и при ремонтных работах, что определяется простотой их переналадки, состоящей в соответствующей установке ротора относительно оси качания рамы.

Группа 3 (рис. 8, в) с фиксированной плоскостью колебаний оси ротора (три степени свободы) наиболее широко распространена, что объясняется возможностью определения дисбалансов ротора в двух плоскостях коррекции по колебаниям опор за один пуск без перестановки ротора. Для сохранения линейности колебаний системы,

позволяющей суммировать их алгебраически, станки работают в зарезонансном режиме с малыми амплитудами колебаний.

В станках группы 4 (рис. 8, з) ротор опирается на подшипники, жестко связанные с колеблющейся рамой, соединенной с основанием через упругие связи и демпферы. При вращении неуравновешенного ротора его ось вращения перемещается совместно с колеблющейся рамой, поэтому о дисбалансах ротора можно судить по колебаниям произвольной точки рамы. При этом можно найти точки, движение которых зависит только от статического или только от моментного дисбаланса, что повышает точность.

2. Лабораторная работа «Динамическая балансировка вращающихся масс»

Целью работы является выяснение сущности метода динамической балансировки ротора и выполнение балансировки ротора на балансировочном станке Б.В. Шитикова.

Отчет по лабораторной работе составляется студентом на основе выполненных экспериментов и материалов, изложенных в п.п. 1 и 2 данного пособия.

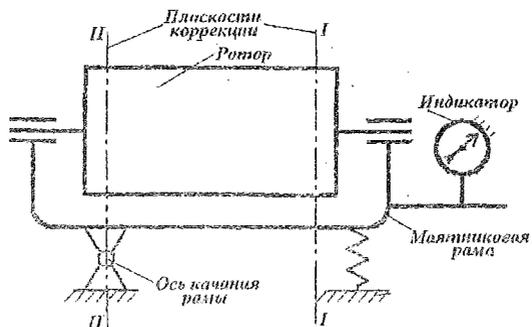
Оборудование. Для выполнения работы используется балансировочный станок Б.В. Шитикова (установка ТММ-1) с комплектом грузов. Схема и изображение установки показаны на рис. 9 а, б.

Установка представляет собой учебную модель балансировочного станка. Балансируемый ротор 1 укладывается на подшипники 8 и 18 маятниковой рамы 9, которая шарнирно соединена со станиной. Другая опора рамы опирается на упругий стержень 11, консольно закрепленный слева в массивном основании 15. Вследствие этого рама может покачиваться относительно неподвижной оси, проходящей через центр шарнира 17 перпендикулярно вертикальной плоскости, содержащей ось вращения ротора.

Динамическая неуравновешенность ротора представляется в виде двух дисбалансов \bar{D}_I и \bar{D}_{II} , приведенных к плоскостям коррекции I и II (рис. 9, а), которым соответствуют положения дисков 21 и 2 (рис. 9, б), поворачивающихся относительно ротора и стопоря-

щихся винтами 5. Углы поворота этих дисков отсчитываются по лимбу 7. Передвижными зажимами 10 рогор 1 установлен на раме 9 так, что плоскость диска 21 проходит через ось шарнира 17.

а



б

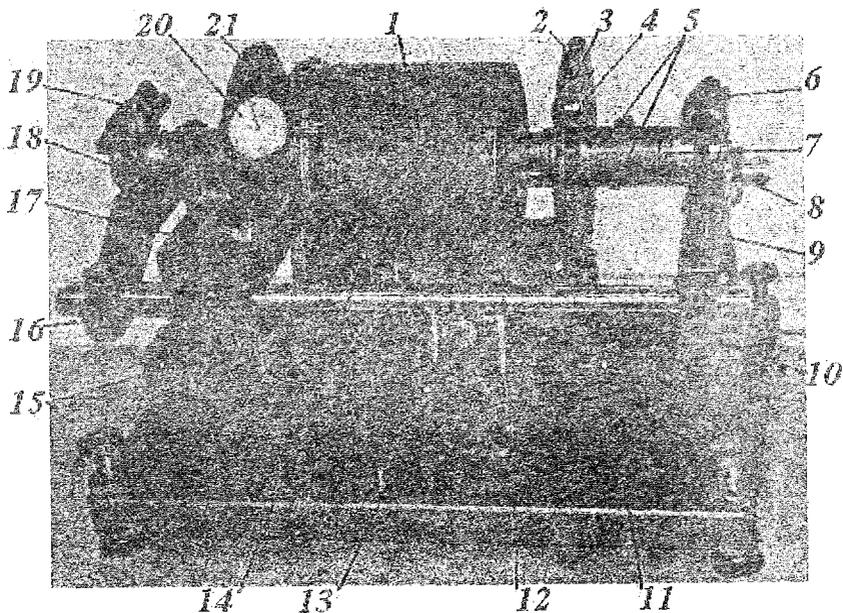


Рис. 9

На дисках 21 и 2 имеются радиальные прорези 3, предназначенные для установки грузов 4. Расстояние от груза до оси ротора отсчитывается по шкале на диске.

Вместе с рамой ротор образует колебательную систему, имеющую вполне определенную частоту собственных колебаний. Если ротор заставить вращаться вокруг собственной оси, то силы инерции неуравновешенных масс ротора станут раскачивать раму и при совпадении частоты вращения ротора с собственной частотой колебательной системы *наступит явление резонанса*.

Разгон ротора осуществляется двигателем 12, установленным на рычаге, соединенном с рукояткой 13. При нажатии на рукоятку двигатель включается, и вращающийся шкив 14 его прижимается к внешней поверхности ротора. Ротору задается частота вращения несколько превышающая резонансную. Переход через резонансную частоту наблюдается по появляющимся в этот момент колебаниям рамы. Для прекращения разгона рукоятку необходимо резко отпустить, что приведет к выключению и остановке двигателя.

Наибольшая амплитуда колебаний рамы в момент резонанса фиксируется с помощью индикатора 20, закрепленного на неподвижной стойке.

Явление резонанса наступает только под воздействием неуравновешенных сил ротора, приведенных к плоскости коррекции I, так как силы в плоскости коррекции II будут «погашены» неподвижной опорой 17. Поэтому все приведенные далее теоретические положения относятся к плоскости коррекции I.

Основные теоретические положения работы. Используемый метод называется методом трех разгонов, так как в процессе экспериментов в момент резонанса производится определение трех амплитуд A_1 , A_2 , A_3 колебаний рамы, вызванных соответственно дисбалансами непосредственно ротора (амплитуда A_1), суммарным дисбалансом ротора и добавочного груза (амплитуда A_2), дисбалансом ротора и добавочного груза, повернутого на 180 градусов относительно первоначального положения (амплитуда A_3) (рис. 10).

Положение дисбаланса \bar{D}_I и соответственно амплитуды A_1 (первый разгон) определяется углом α относительно выбранной оси отсчета $x-x$ (рис. 10, а). С достаточной точностью можно считать, что амплитуда колебаний пропорциональна дисбалансу, т.е. $A_1 = \mu \cdot D_I$.

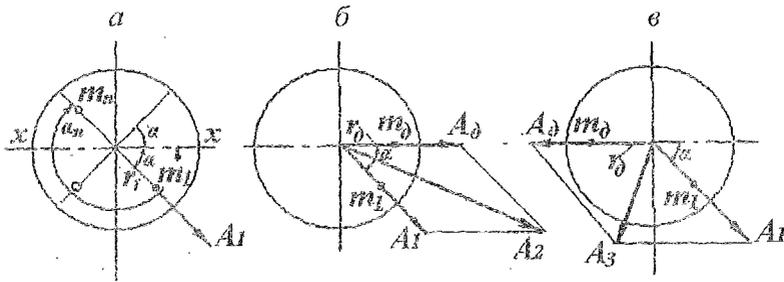


Рис. 10

Поместив на линии $x-x$ на известном расстоянии r_D от оси добавочный груз массой m_D , производим второй разгон и определяем амплитуду A_2 , которая равна $\bar{A}_2 = \bar{A}_1 + \bar{A}_D$, где \bar{A}_D - амплитуда колебаний, вызываемая дисбалансом добавочной массы m_D (рис. 10, б).

Поместив добавочную массу m_D на том же расстоянии r_D от оси по линии $x-x$, но с противоположной стороны от оси ротора, произведем третий разгон и получим амплитуду A_3 (рис. 10, в).

Параллелограммы амплитуд колебаний (см. рис. 10, б, в) равны, как имеющие равные стороны и углы, причем амплитуды A_2 и A_3 являются диагоналями параллелограммов. По теореме о сумме квадратов диагоналей параллелограмма имеем

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

откуда амплитуда добавочного груза

$$A_{\partial} = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2}{2} - A_1^2}.$$

Зная дисбаланс добавочного груза $D_{\partial} = m_{\partial} \cdot r_{\partial}$, находим масштаб дисбаланса станка для плоскости I

$$\mu = \frac{A_{\partial}}{D_{\partial}}.$$

Тогда дисбаланс неуравновешенности в плоскости I ротора при динамической балансировке равен

$$\bar{D}_I = \frac{A_I}{\mu}.$$

Для уравновешивания дисбаланса D_I в плоскости I необходимо установить корректирующую массу (противовес) m_n , дисбаланс которой удовлетворяет условию (рис. 10, а)

$$\bar{D}_n + \bar{D}_I = 0 \quad \text{или} \quad \bar{D}_n = -\bar{D}_I.$$

Тогда, задав значение корректирующей массы m_n можно вычислить расстояние r_n от оси вращения

$$r_n = \frac{D_n}{m_n}.$$

Для определения углового положения радиус-вектора дисбаланса D_n (рис. 10, в) воспользуемся условием

$$A_3^2 = A_1^2 + A_{\partial}^2 - 2A_1A_{\partial} \cos \alpha,$$

откуда

$$\alpha = \arccos \frac{A_1^2 + A_{\partial}^2 - A_3^2}{2A_1A_{\partial}}.$$

Но одному значению $\cos \alpha$ соответствуют два угла: α и $-\alpha$. Следовательно, корректирующая масса должна располагаться на одном из диаметров, определяемым углом α (рис. 10, а). Действительный угол α_n установки корректирующей массы m_n опреде-

ляется путем контрольных измерений амплитуд колебаний при закреплении на диске I расчетной величины корректирующей массы m_n и установки диска I под углами: α , $360^\circ - \alpha$, $180^\circ + \alpha$, $180^\circ - \alpha$.

Расчетное значение α_n соответствует углу установки диска I , при котором амплитуда A_k минимальна.

По причине неизбежных погрешностей измерений, расчетов и погрешностей при установке m_n не всегда удается идеально отбалансировать ротор с первого раза. Поэтому после установки m_n могут оставаться небольшие остаточные колебания с амплитудой A_k , лежащей в допустимых пределах. Качество проводимой балансировки оцениваем величиной остаточного дисбаланса

$$D_k = \mu \cdot A_k$$

и коэффициентом остаточной неуравновешенности

$$k = \frac{D_k}{D_I} = \frac{A_k}{A_I}.$$

Порядок выполнения работы

1. Балансировочный станок (рис. 9) подготовить к работе.

1.1. Отпустив винты 5 правого диска 2, по шкале лимба 7 установить диск в положение θ .

1.2. Легким нажатием на шток индикатора 20 привести его в соприкосновение с упором на раме и поворотом за накатку корпуса установить стрелку индикатора на 0.

2. Замерить амплитуду A_1 от собственной неуравновешенности ротора в плоскости I .

2.1. Нажатием на рукоятку 13 включить электродвигатель и разогнать ротор. При нажиме на рукоятку двигатель включается, и вращающийся шкив 14 его прижимается к внешней поверхности ротора. Задать ротору частоту вращения несколько превышающую резонансную. Переход через резонансную частоту наблюдается по появляющимся в этот момент колебаниям рамы. Для прекращения

разгона рукоятку резко отпустить, что приведет к выключению двигателя и переходу ротора в режим выбега.

2.2. Легким нажатием на шток индикатора 20 привести его в соприкосновение с упором рамы.

2.3. После прохождения рамы с ротором через резонанс записать значения амплитуды A_1 , зафиксированные индикатором.

2.4. Измерение A_1 повторить три раза и определить A_{1cp} .

3. Замерить амплитуду A_2 , создаваемую суммарным воздействием собственной неуравновешенности ротора и добавочного груза.

3.1. Выбрав массу добавочного груза m_{∂} (из комплекта) и расстояние r_{∂} ; (от 40 до 80 мм), вычислить величину дисбаланса $D_{\partial} = m_{\partial} \cdot r_{\partial}$ и занести в отчет.

3.2. Установить по шкале на расстоянии r_{∂} добавочный груз m_{∂} в одной из прорезей 3 правого диска 2.

3.3. Трижды произвести определение амплитуды A_2 и вычислить среднее значение A_{2cp} .

4. Замерить амплитуду A_3 .

4.1. Ослабив винты 5, повернуть по лимбу 7 диск 2 на 180° и закрепить его в этом положении.

4.2. Произвести замеры амплитуды A_3 трижды и вычислить среднее значение A_{3cp} .

4.3. Значение амплитуд A_3 и их среднее значения занести в таблицу.

5. По средним значениям амплитуд A_{1cp} , A_{2cp} и A_{3cp} произвести расчет амплитуды добавочного груза A_{∂} .

6. Определить коэффициент пропорциональности μ для плоскости I.

7. Определение параметров балансировки в плоскости I (диска 2).

7.1. Вычислить дисбаланс собственной неуравновешенности ротора.

7.2. Задаться значением корректирующей массы m_n (из комплекта грузов).

7.3. Вычислить значение радиуса r_n установки корректирующей массы m_n .

8. Определить возможные положения вектора дисбаланса противовеса D_n в плоскости I .

8.1. Вычислить значения угла α .

8.2. Определить значения углов α , $360^\circ - \alpha$, $180^\circ + \alpha$, $180^\circ - \alpha$, под которыми может быть расположен вектор D_n .

9. Определить действительный угол, определяющий направление вектора дисбаланса противовеса в плоскости I .

9.1. Снять добавочный груз и в одну из прорезей диска 2 установить груз массой m_n на расчетном расстоянии r_n .

9.2. Устанавливая диск I последовательно на углы α , $360^\circ - \alpha$, $180^\circ + \alpha$, $180^\circ - \alpha$, замерить для каждого случая остаточные амплитуды колебаний и занести в отчет.

9.3. Определить действительный угол (один из четырех углов, при котором остаточная амплитуда колебаний будет наименьшей).

10. Определить коэффициент качества проведенной балансировки k .

11. В протоколе отчета сделать выводы о качестве проведенной балансировки.

Примечание. Балансировку ротора в плоскости II не производить.

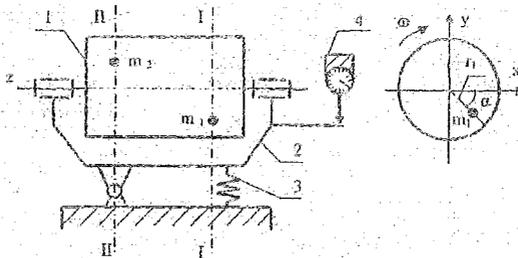
ОТЧЕТ
по лабораторной работе № 17

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Студент _____ № группы _____ факультет _____

дата _____

1. Схема балансировочного станка:



1 – ротор, 2 – рама, 3 – пружина, 4 – индикатор;
I и II – плоскости уравновешивания.

2. Результаты эксперимента.

Максимальные амплитуды колебаний, определяемые при резонансе:

Амплитуда	Измерения в мм			
	№ 1	№ 2	№ 3	среднее значение
A_1	0,8	0,7	0,9	0,8
A_2	1,37	1,36	1,37	1,37
A_3	1,14	1,13	1,12	1,13

4. Масса добавочного груза $m_D = 20$ г.

5. Радиус положения добавочного груза $r_D = 40$ мм.

6. Дисбаланс добавочного груза $m_D \cdot r_D = 800$ г·мм.

7. Определение масштабного коэффициента дисбаланса в плоскости I диска I:

7.1. Расчет амплитуды колебаний от добавочного груза

$$A_{\partial} = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}} = \sqrt{\frac{1,37^2 + 1,13^2 - 2 \cdot 0,8^2}{2}} = 0,9679$$

7.2. Расчет масштабного коэффициента дисбаланса

$$\mu = \frac{A_{\partial}}{m_{\partial} \cdot r_{\partial}} = \frac{0,9679}{800} = 0,00121$$

8. Расчет дисбаланса неуравновешенного ротора

$$D_n = m_n \cdot r_n = \frac{A_1}{\mu} = \frac{0,8}{0,00121} = 662 \text{ г} \cdot \text{мм}$$

9. Определение параметров балансировки в плоскости I:

9.1. выбор корректирующей массы противовеса

$$m_n = 10 \text{ г (принять 10, 20 или 30 г, чтобы получить } 40 \leq r_n \leq 80 \text{ мм)}$$

9.2. расчет радиуса установки противовеса

$$r_n = \frac{D_n}{m_n} = \frac{662}{10} = 66,2 \text{ мм.}$$

9.3 Расчет угла α

$$\alpha = \arccos \frac{A_1^2 + A_{\partial}^2 - A_3^2}{2A_1 \cdot A_{\partial}} = \arccos \frac{0,8^2 + 0,9679^2 - 1,13^2}{2 \cdot 0,8 \cdot 0,9679} = \arccos 0,1963 = 79^{\circ}$$

9.4. Расчет возможных углов корректирующей массы

$$\alpha_n = \alpha = 79^{\circ},$$

$$360^{\circ} - \alpha_n = 360^{\circ} - \alpha = 360 - 79 = 281^{\circ},$$

$$180^{\circ} - \alpha_n = 180^{\circ} - \alpha = 180 - 79 = 101^{\circ},$$

$$180^{\circ} + \alpha_n = 180^{\circ} + \alpha = 180 + 79 = 259^{\circ}.$$

10.1. Проведение контрольных измерений остаточной амплитуды колебаний

	Измерения в мм			
	α_n	$360^{\circ} - \alpha_n$	$180^{\circ} - \alpha_n$	$180^{\circ} + \alpha_n$
Амплитуда A_k	0,31	1,53	0,05	1,47

10.2. Действительный угол установки противовеса $\alpha_n = 101$ град.

11. Коэффициент остаточной неуравновешенности

$$k = \frac{(A_k)_{\min}}{A_1} = \frac{0,05}{0,8} = 0,0625 \text{ или } 6,25 \%$$

12. Выводы. Требуемый уровень дисбаланса достигнут.

Работу выполнил: _____ Работу принял: _____

3. Контрольные вопросы

1. Назовите причины неуравновешенности ротора? К каким последствиям приводит неуравновешенность ротора?
2. Что такое главный вектор дисбалансов и главный момент дисбалансов ротора?
3. Напишите условия полной уравновешенности ротора.
4. В каком случае ротор является неуравновешенным?
5. Что является мерой статической неуравновешенности?
6. Что является мерой моментной неуравновешенности?
7. Что называется начальным и остаточным дисбалансом ротора? Как оценивается качество балансировки?
8. Что такое балансировка? В каких случаях рекомендуется выполнять динамическую балансировку, и в каких статическую?
9. Типы устройств для статической балансировки. Их достоинства и недостатки.
10. Режимы работы балансировочных станков. Их особенности.
11. Какими дисбалансами вызваны колебания ротора с амплитудами A_1 , A_2 , A_3 ?

4. Литература

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – 4-е изд. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Е.А. Камцев [и др.]; под общей редакцией Е.А. Камцева. – Минск: Высшая школа, 1976. – 174 с.
3. Теория механизмов и механика машин / К. В. Фролов [и др.]; под редакцией К. В. Фролова. – 5-е изд. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.
4. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л. В. Петрокас. – 2-е изд. – М.: Высшая школа, 1977. – 527 с.
5. Вибрации в технике: Справочник: в 6 т. / К.В. Фролов; под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. – 456 с.

Учебное издание

АНЦИПОРОВИЧ Пётр Петрович
КУДИН Валентин Валентинович
ДУБОВСКАЯ Елена Михайловна

БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Учебно-методическое пособие
к лабораторным работам по дисциплине
«Теория механизмов, машин и манипуляторов»

Ответственный за выпуск Д.А. Исаев

Подписано в печать 06.01.2012.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 1,57. Уч.-изд. л. 1,23. Тираж 500. Заказ 11.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.