

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 05.06.2023 22:27:26
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

« 30 » 05



ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Методические рекомендации
по выполнению лабораторной работы по дисциплине
ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация
транспортно-технологических машин и комплексов»

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составители: С.Ф. Яцун, А.Н. Рукавицын

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *П.А. Безмен*

Динамическое уравнивание: Методические рекомендации по выполнению лабораторной работы по дисциплине: Теория механизмов и машин / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: С.Ф. Яцун, А.Н. Рукавицын – Курск, 2023. – с. 17.

Содержат сведения по вопросам выполнения лабораторной работы студентов, подготовке и оформлению отчетных материалов.

Предназначены для студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл.печ. л. 6,16. Уч.-изд. л. 5,58.

Тираж 30 экз. Заказ 522. Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Общие сведения	5
2. Статическое уравнивание	8
3. Динамическое уравнивание	9
4. Порядок выполнения работы.....	13
5. Контрольные вопросы.....	16
Библиографический список	16

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) – наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектирования их схем – крайне необходима при решении проблем, возникающих при развитии и продвижении продукции такой отрасли, как машиностроение.

Поэтому дисциплина теория механизмов и машин является неотъемлемой частью при обучении на технических специальностях, а также данная дисциплина способствует освоению и развитию таких навыков у студентов, как: исследование и проектирование механизмов машин, понимание принципов преобразования движения с помощью механизмов, нахождение оптимальных параметров механизмов по заданным условиям работы и т.п.

Создание высокопроизводительных технологических машин и скоростных транспортных средств неизбежно приводит к увеличению интенсивности и расширению спектра вибрационных и виброакустических полей. Вредная вибрация нарушает планируемые конструктором законы движения машин, порождает неустойчивость процессов. Из-за вибрации увеличиваются динамические нагрузки в элементах конструкций, стыках и сопряжениях, снижается несущая способность деталей, возникают усталостные напряжения. Вибрация оказывает влияние и на человека, снижая его функциональные возможности и работоспособность. Поэтому особое значение приобретают методы и средства уменьшения вибрации.

Лабораторная работа «ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: изучение методов уравнивания вращающихся деталей и узлов, выполнение динамической балансировки ротора.

ОБЪЕКТЫ выполнения работы – модель балансировочной машины.

1. Общие сведения

Вращательное движение звеньев является в современной технике одним из доминирующих. При таком движении, как известно, всегда имеют место силы инерции, так как вращение звена обязательно происходит с ускорением.

Ускорение во вращательном движении раскладывается в общем случае на нормальную и касательную составляющие. Соответственно и сила инерции, равная произведению массы звена на ускорение его центра масс, может быть разложена на составляющие силы - нормальную и касательную.

Опасной силой инерции при вращении звена является нормальная сила. Если эта сила еще и не уравновешена, то ее вредное действие возрастает: кроме разрыва тела вращения, который может произойти при достижении этим телом определенной критической скорости, неуравновешенная сила инерции приводит к возникновению в опорных подшипниках звена добавочных динамических реакций. Неуравновешенная нормальная сила инерции не постоянна по направлению - она вращается вместе со звеном, вызывая раскачивание опор и нарушение в них режима трения. Неуравновешенные нормальные силы инерции вызывают шум, вибрации, а в момент резонанса могут привести к поломке машины.

Нормальные силы инерции точечных масс, распределенных по звену, приводятся:

1. К нулю.
2. К силе (главному вектору).
3. К паре (главному моменту).

4. К силе и паре (винту).

Если силы инерции приводятся к нулю, то звено уравновешено; к силе - не уравновешено статически; к паре - звено не уравновешено динамически; к силе и паре - смешанный случай неуравновешенности звена.

Схематично перечисленные случаи неуравновешенности показаны на рис. 1.

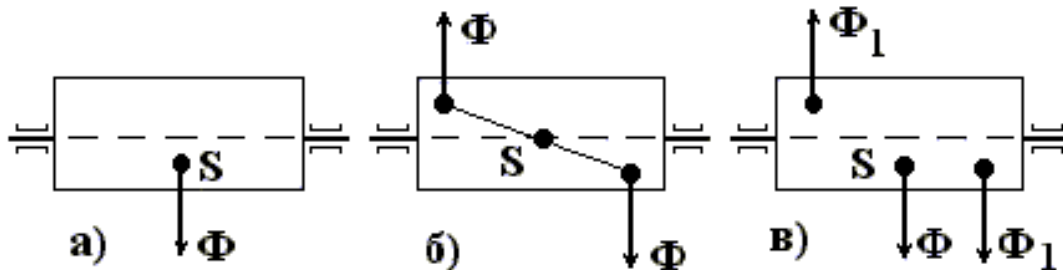


Рис. 1. Виды неуравновешенности:

- а) статическая; б) динамическая; в) смешанный случай;
 S - центр масс звена; Φ_1, Φ - силы инерции

Процесс выявления и устранения неуравновешенности звена называется балансировкой звена. В зависимости от вида неуравновешенности балансировка подразделяется на статическую и динамическую. При этом под динамической балансировкой понимают устранение как динамической (рис. 1, б), так и смешанной (рис. 1, в) неуравновешенности звена. Целью динамической балансировки является:

- Выявление величины и плоскости действия момента неуравновешенных сил инерции звена.

- Устранение влияния этого момента путем изменения массы звена.

Звенья, имеющие форму тел вращения, проектируются уравновешенными. Однако при их изготовлении вносятся погрешности, которые могут привести к неуравновешенности звена - к несовпадению главной центральной оси инерции с осью вращения звена (главная центральная ось инерции проходит через центр масс

звена; нормальных сил инерции относительно этой оси и любой другой, ей перпендикулярной, равен нулю).

На рис. 2а изображено звено в форме круглого диска.

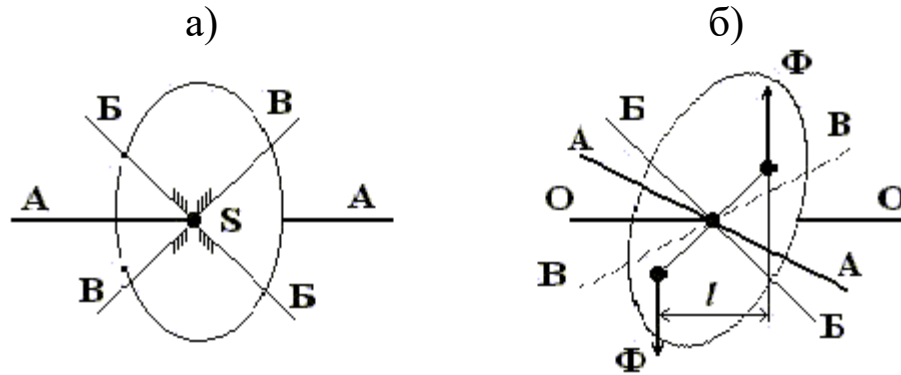


Рис. 2. Тела вращения: а) звено в виде круглого диска; б) звено с осью вращения, являющейся центральной осью инерции

АА, ББ, ВВ - главные центральные оси инерции (S - центр масс звена). Оси ББ и ВВ лежат в плоскости диска, ось АА - ей перпендикулярна.

При вращении диска вокруг любой из этих осей не будет возникать никаких моментов от нормальных сил инерции, или иначе - диск будет полностью уравновешен.

На рис. 2б показан случай, когда ось О-О вращения диска является центральной осью инерции (проходит через центр масс), но не главной. Нормальные силы инерции точечных масс диска приводятся в этом случае к паре (главному моменту):

$$M = \Phi l.$$

Главный вектор сил инерции равен нулю. В итоге диск оказывается неуравновешенным динамически (схема на рис. 1, б).

В связи с тем, что центр масс S диска находится на оси вращения, обнаружить динамическую неуравновешенность можно только при достаточно быстром вращении диска, когда становится заметным действие момента неуравновешенных сил инерции. Устранение динамической неуравновешенности диска заключается в совмещении главной центральной оси инерции АА с осью вращения ОО.

На рис. 3 изображен вал с двумя неуравновешенными массами m , расположенными в одной осевой плоскости на одинаковом расстоянии от оси вращения $O-O$. Развиваемые неуравновешенными массами m силы инерции образуют пару с моментом $M=\Phi l$, действующим в осевой плоскости вала. Вал неуравновешен динамически, но уравновешен статически (центр масс S лежит на оси вращения).

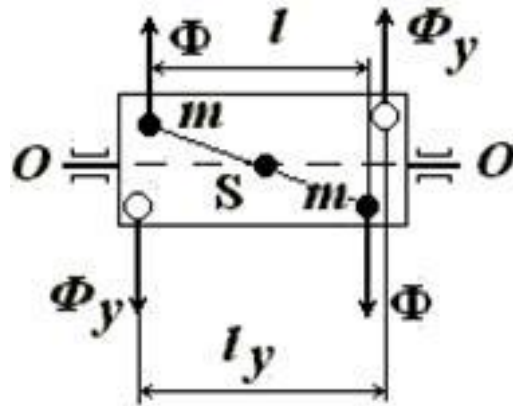


Рис. 3. Вал с двумя неуравновешенными массами

2. Статическое уравновешивание

Статическому уравновешиванию подвергаются вращающиеся звенья, имеющие малую длину: диски, шкивы, узкие маховики, клиноременные узкие шкивы и т.п. Если центр тяжести (ц.т.) диска лежит на расстоянии r (рис. 4) от оси вращения $z-z$, то при вращении диска возникает центробежная сила инерции $F_{и}=m\omega^2 r$.

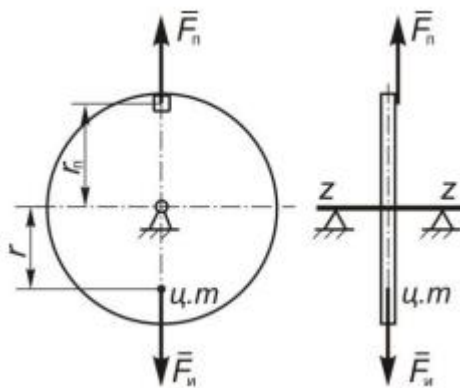


Рис. 4. Силы, действующие на вращающийся диск

Эта сила действует на подшипники, в которых вращается вал диска, следовательно, и на раму машины. Такой диск является статически неуравновешенным. Для достижения статической уравновешенности необходимо на противоположную сторону диска навесить противовес такой массы $m_{\text{п}}$ и на таком расстоянии $r_{\text{п}}$ от оси вращения $z-z$, чтобы алгебраическая сумма статических моментов масс mr была равна нулю. Уравновесить диск можно также путем облегчения тяжелой части высверливанием или фрезерованием некоторого материала последней. В этом случае расстояние r между центром тяжести и осью $z-z$ сводят к нулю. Следовательно, и $F_{\text{и}} = \omega^2 m r = 0$.

Статическое уравновешивание – несложная операция и может выполняться на призмах. Для точной статической балансировки используются специальные станки.

3. Динамическое уравновешивание

Динамическому уравновешиванию подвергаются вращающиеся звенья, имеющие значительную длину: барабаны зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов, роторы электродвигателей, коленчатые валы двигателей, карданные валы и т.п.

Уравновешивание вала достигается из условия равенства моментов сил инерции:

$$M = \Phi l = \Phi_y l_y.$$

Противовесы следует устанавливать в плоскости расположения неуравновешенных масс m .

Динамическую неуравновешенность вала (как и диска, рис. 3) также можно обнаружить только при его вращении, когда опять-таки проявляется действие в осевой плоскости вала момента неуравновешенных сил инерции.

Рассмотрим теперь случай смешанной неуравновешенности вала и его балансировку (схема на рис. 1, в).

Пусть имеются две неуравновешенные неодинаковые по величине массы m_1 и m_2 , расположенные в разных плоскостях, как вращения, так и осевых (рис. 5, а).

Нормальные силы инерции, развиваемые этими массами, обозначим соответственно P , Q (рис. 5,б).

Для уравнивания указанных сил инерции проведем через точки K_1 и K_2 перпендикулярно оси вращения две плоскости пл. I и пл. II. Эти плоскости называются плоскостями уравнивания (точки K_1 и K_2 на оси вращения OO выбраны произвольно).

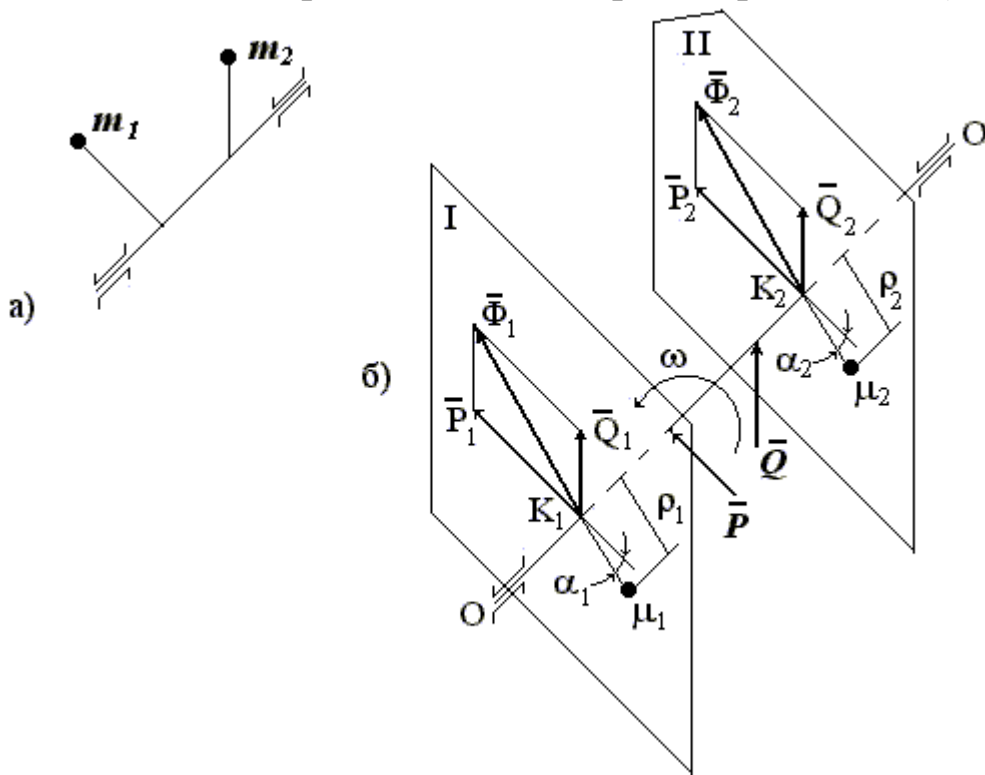


Рис. 5. Схема вала с двумя неуравновешенными массами:
а) схема смешанной неуравновешенности; б) расчетная схема

Разложим силы инерции P и Q на параллельные составляющие P_1 и P_2 , Q_1 и Q_2 , лежащие в плоскостях уравнивания и приложенные попарно в точках K_1 и K_2 . Заменяем составляющие P_1 и Q_1 их равнодействующей Φ_1 , а составляющие P_2 и Q_2 - равнодействующей Φ_2 .

Силу инерции Φ_1 , действующую в плоскости уравнивания 1, можно уравновесить противовесом массы μ_1 с центром масс на радиусе $\bar{\rho}_1$ (вектор $\bar{\rho}_1$ противоположен по направлению вектору $\bar{\Phi}_1$) исходя при этом из условия:

$$\Phi_{y1} = \mu_1 a_1^n = \mu_1 (\omega^2 \rho_1) = \Phi_1,$$

$$\bar{\Phi}_{y1} = -\bar{\Phi}_1.$$

Аналогично уравнивается и сила инерции Φ_2 (получена от сложения P_2 и Q_2) в плоскости уравнивания II:

$$\Phi_{y2} = \mu_2 a_2^n = \mu_2 (\omega^2 \rho_2) = \Phi_2,$$

$$\bar{\Phi}_{y2} = -\bar{\Phi}_2.$$

Таким образом, добавочные грузы (противовесы), массы которых равны μ_1 и μ_2 , расположенные в двух произвольно выбранных плоскостях уравнивания, полностью уравнивают данную систему сил.

Плоскости уравнивания выбираются из соображений удобства или конструктивно.

Величину уравнивающей силы инерции в каждой из плоскостей уравнивания можно представить в виде:

$$\Phi_{y1} = (\mu_1 \cdot \rho_1) \omega^2,$$

$$\Phi_{y2} = (\mu_2 \cdot \rho_2) \omega^2.$$

Скалярное произведение

$$(\mu_i \cdot \rho_i),$$

где $i = 1, 2$ носит название статического момента уравнивающей массы или дисбаланса звена.

Положение линии действия уравнивающей силы инерции (положение плоскости дисбаланса) определяется углом α_i , отсчитываемым от некоторой прямой в плоскости уравнивания (рис. 5,б; $i = 1, 2$).

Следует заметить, что дисбаланс не зависит от скорости вращения ω звена.

В последнем примере неуравновешенности вала при расположении неуравновешенных масс по рис. 5, а, имеет место две плоскости дисбаланса. Положение этих плоскостей определяется углами α_1 и α_2 , отсчет которых ведется от некоторой осевой плоскости вала.

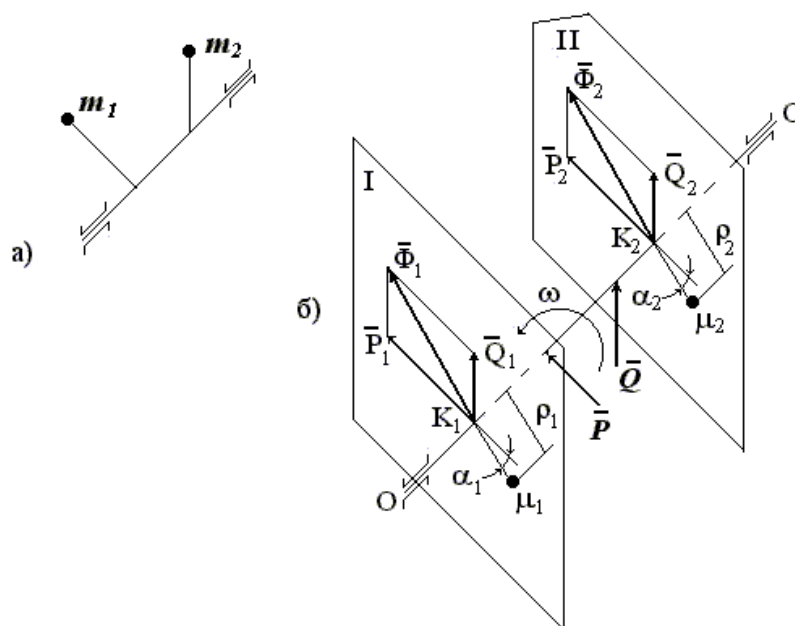


Рис. 5. Звено с подвижной осью вращения (сателлит)

На рис. 6 изображена схема станка, предложенного Б.В. Шитиковым для динамической балансировки роторов.

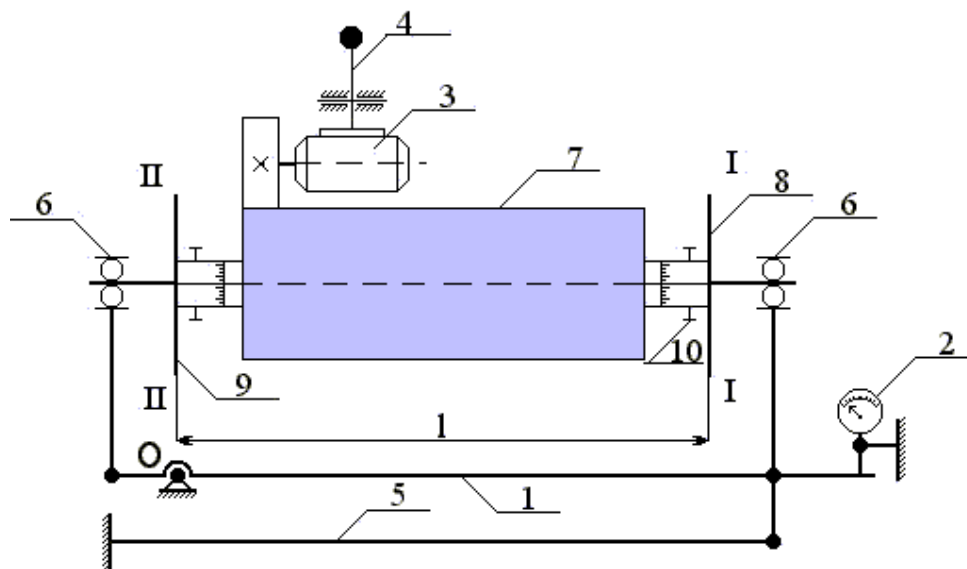


Рис. 6. Схема станка для динамической балансировки ротора: 1-рама; 2 - индикатор; 3 - электромотор; 4 - рукоятка; 5 - торсионная пружина; 6 - подшипник; 7 - уравниваемый ротор; 8,9 - диски для установки уравнивающих масс; 10 - винт фиксации угловой координаты

Рама (1) может колебаться вокруг горизонтальной оси О, перпендикулярной оси вращения ротора. Амплитуда A колебаний рамы определяется с помощью максимального (не сбрасывает показаний) индикатора (2). Разгон ротора производится электромотором (3) при нажатии на рукоятку (4). Восстанавливающий момент при колебаниях рамы обеспечивается торсионной пружиной (5). В подшипниках (6) установлен уравнивающий ротор (7). На валу ротора закреплены два диска (8) и (9) с прорезями для установки уравнивающих масс. Эти диски моделируют плоскости уравнивания - I и II.

Плоскость уравнивания II (диск 9) выбрана так, что в ней располагается ось О колебаний рамы 1. Неуравновешенная сила инерции Φ_2 , лежащая в этой плоскости не дает момента относительно оси О.

Момент относительно оси О создает только неуравновешенная сила инерции Φ_1 , лежащая в плоскости уравнивания (I-I) (диск 8). Момент этой силы равен:

$$M = \Phi_1 l \sin \omega t,$$

где ω - скорость вращения ротора, t - время.

Этот момент вызывает вынужденные колебания рамы (1) вокруг оси О.

4. Порядок выполнения работы

Лабораторная установка (рис. 7) состоит из пяти дисков, укрепленных на общем валу на равных расстояниях друг от друга. Вал опирается на подшипники качения и может проводиться во вращательное движение вместе с дисками с помощью электродвигателя 1 через фрикционный привод 3. На каждом диске имеются радиальные прорези 4 с делениями мм, в которых могут закрепляться грузики 5. Диски могут поворачиваться относительно вала и устанавливаться под определенными углами между прорезями по градусным делениям на втулках 6. Фиксирование дисков производится с помощью винтов 7.

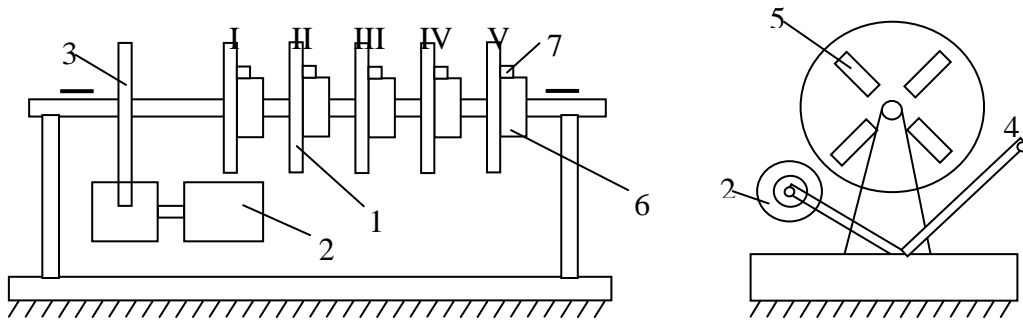


Рис. 7 Лабораторная установка

4.1 Средние диски балансировочной машины устанавливаем относительно друг друга так, чтобы между их прорезями образовались углы 90^0 . В прорезях дисков II, III, IV укрепляются выбранные грузы 5 массой m_2 , m_3 , m_4 на различных расстояниях от оси вращения r_2 , r_3 , r_4 ;

4.2 Определяем модули дисбалансов:

$$D_2 = m_2 r_2$$

$$D_3 = m_3 r_3$$

$$D_4 = m_4 r_4$$

4.3 Принимая масштаб дисбаланса: $\mu_D = D_2/ad$

где ad – отрезок, который изображает дисбаланс D_2 .

Строим векторный многоугольник дисбалансов: при углах $\alpha = 90^0$ между прорезями и определяем:

$$D_y = \mu_D \cdot ad$$

$$\text{tg } \gamma = (D_2 - D_4) / D_1 \text{ и } \gamma =$$

4.4 Вращающийся диск устанавливается в соответствии с углом γ . В его прорези закрепляется принятая уравновешивающая масса m_y на расстоянии r_y от оси диска:

$$r_y = D_y / m_y$$

4.5 Для динамической балансировки этих трех масс выполняем следующее:

С диска снимается уравновешивающая масса m_y ; вычисляются модули центробежных моментов энергии относительно плоскостей балансировки и от масс, укрепленных на дисках уравновешивающих; при этом учитывается, что расстояние между дисками равно “а”, а

между крайними дисками балансировки “4а”. Поэтому составляющие дисбалансов на дисках коррекции определяется по формулам, приведенным в таблице.

Таблица - формулы для вычисления модулей дисбалансов масс

Диски балансировочные	Плоскость коррекции I	Плоскость коррекции Y
Составляющие дисбалансов на дисках I и Y	$D'_2 = \frac{3}{4}D_2$ $D'_3 = D_3/2$ $D'_4 = D_4/4$	$D''_2 = D_2/4$ $D''_3 = D_3/2$ $D''_4 = \frac{3}{4}D_4$

4.6 Принимается масштаб дисбалансов:

$$\mu_D = D'_2/cd \text{ (г/мм)}.$$

Строятся векторы дисбалансов из одной точки в соответствии с направлениями радиус – векторов r_I, r_{II}, r_{III} ;

4.7 Принимаем уравнивающие массы m_{yI} и m_{yV} . Определяются радиус – векторы установки масс на дисках I и V:

$$r_{yI} = D'_y/m_D$$

$$r_{yV} = D''_y/m_D$$

4.8 Углы установки дисков с уравнивающими массами на векторном многоугольнике ($\gamma' \gamma''$).

4.9 Правильность динамической балансировки определяется быстрым вращением дисков с помощью электродвигателя: наличие колебаний вращающейся системы свидетельствует о неточности балансировки.

Правильность статической балансировки проверяется остановкой дисков в различных положениях, если балансировка выполнена правильно, диски остаются неподвижными в любом положении.

4.10. Сделать вывод по работе.

5. Контрольные вопросы

1. Что называется статической неуравновешенностью?
2. Что называют динамической неуравновешенностью?
3. В чем отрицательное воздействие статической и динамической неуравновешенности?
4. Что называют дисбалансом?
5. Какие звенья должны подвергаться динамическому уравниванию?
6. Устройство балансировочного станка Шитикова.
7. В чем заключается уравнивание на станке Шитикова?
8. Порядок динамического уравнивания?
9. Как определить угол γ ?
10. Как выбрать плоскости коррекции?

Библиографический список:

1. Теория механизмов и машин : [учебник для студентов по направлениям подготовки "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", "Автоматизация технологических процессов и производств (машиностроение)"] / П. Н. Учаев [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Учаева. - Старый Оскол: ТНТ, 2016. - 296 с. - Текст : непосредственный.

2. Яцун, С. Ф. Основы функционирования технических систем: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.06 Мехатроника и робототехника, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.01 Машиностроение, 23.03.01 Технологии транспортных комплексов, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника / С. Ф. Яцун, А. Н. Рукавицын, Е. Н. Политов; Юго-Западный государственный университет. - Курск : Университетская книга, 2019. - 195 с. - Текст: непосредственный.

3. Теория механизмов и машин: учебное пособие / М. А. Мерко, А. В. Колотов, М. В. Меснянкин, А. А. Шаронов; Сибирский федеральный университет. – Красноярск : Сибирский федеральный университет (СФУ), 2015. – 248 с. – URL:

<https://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=497728> (дата обращения: 06.06.2022). – Режим доступа: по подписке. – Текст: электронный.

4. Яцун, С. Ф. Кинематика, динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры: учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям 08.06.01 "Техника и технология строительства", 08.04.01 "Строительство" и 06.06.01 "Метрология, стандартизация и сертификация" / С. Ф. Яцун, В. Я. Мищенко, Е. Н. Политов. - Москва: ИНФРА-М : Альфа-М, 2015. - 207 с. - Текст: непосредственный.

5. Локтионова, О. Г. Лекции по теоретической механике: учебное пособие : [для студентов инженерно-технических специальностей всех форм обучения] / О. Г. Локтионова, С. Ф. Яцун, О. В. Емельянова; ЮЗГУ. - Курск: ЮЗГУ, 2014. – 185 с. - Текст: электронный.

6. Социально-экономические аспекты технологической модернизации современного машиностроительного производства : монография / ред. совет: С. Г. Емельянов (пред.) [и др.] ; гл. ред. А. В. Киричек. - М. : Спектр, 2013. - 288 с. - Текст : непосредственный.

7. Андреев, В. И. Техническая механика: учебник / В. И. Андреев, А. Г. Паушкин, А. Н. Леонтьев. - М. : АСВ, 2012. - 251 с. - Текст : непосредственный.