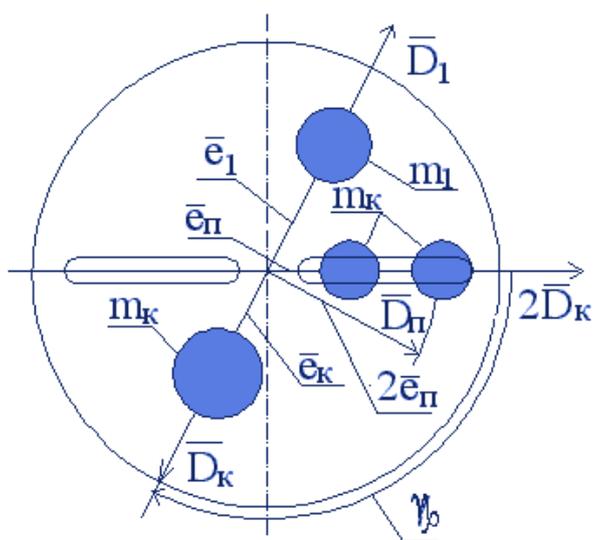


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по выполнению лабораторных работ №4, №5, №6
для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»



Брест 2016

УДК 621.01 (075)

В методических указаниях содержится краткая информация о теоретических основах анализа и синтеза механизмов, руководство по выполнению лабораторных работ. Предназначено для студентов специальностей 1- 36 01 01 «Технология машиностроения», - 36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства». Методические указания могут использоваться для специальности 1- 36 01 01 «Технология машиностроения» на вечерней и заочной формах обучения.

Составители: О.В. Мартиновская, ст. преподаватель
А.С. Жук, ассистент
Ю.А. Добрияник, ст. преподаватель

Рецензент: главный инженер Унитарного предприятия
«Гефест-техника» Д.Е. Таруц.

ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Общие правила безопасности:

1. До начала лабораторной работы студент должен ознакомиться с правилами безопасности при работе с лабораторным оборудованием.
2. Ознакомиться с установками и приборами, используемыми в лабораторной работе.
3. Не включать приборы и установки, не используемые в выполняемой работе.
4. Не касаться электропроводов, клемм, не открывать пакетники.
5. Выполнять лабораторные работы только в присутствии преподавателя либо лаборанта.
6. Строго выполнять все указания преподавателя и лаборанта.
7. Без разрешения преподавателя или лаборанта запрещается включение приборов и лабораторных установок.
8. Убедиться, что использование оборудования не может нанести вред и травмы присутствующим.

Во время работы:

1. Не препятствовать движущимся частям установок.
2. Строго соблюдать правила эксплуатации оборудования.
3. Отключать установку от электросети между экспериментами.

После окончания работы:

1. Привести оборудование, на котором проводилась работа, в исходное положение.
2. Сдать инструменты и грузы лаборанту или преподавателю.
3. Привести в порядок рабочее место.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4 ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ СПОСОБОМ ТРЕХ РАЗГОНОВ

Цель работы: экспериментальное уравнивание ротора путем установки корректирующих масс.

Оборудование: станок для динамической балансировки (установка ТММ 1К), комплект грузов, чертежные инструменты.

Основные положения теории

В различных машинах и механизмах имеется большое количество вращающихся звеньев (валы, роторы электродвигателей, генераторов, турбин, шпиндели станков, кривошипы, коромысла и т.д.). Переменные по величине и направлению динамические нагрузки, вызванные неуравновешенностью (дисбалансом) вращающихся масс, создают значительные давления на подшипники, опоры, вызывают вибрации и добавочные потери мощности на трения в кинематических парах и их ускоренный износ, увеличивают напряжения в звеньях – всё это приводит к быстрому выходу из строя машины. Поэтому одной из актуальных задач современного машиностроения является уравнивание действия сил и моментов сил инерции вращающихся звеньев.

Уравновешенность действия сил и моментов сил инерции рассмотрим на примере. Допустим, что звено массой m вращается вокруг своей оси с постоянной угловой скоростью ω (рисунок 4.1).

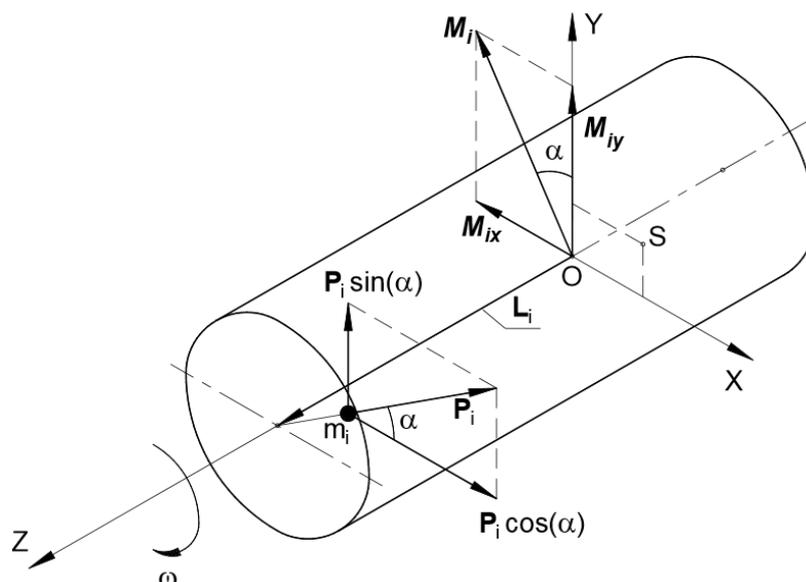


Рисунок 4.1 - Уравновешенность действия сил и моментов сил инерции

Каждой элементарной массе m_i звена соответствует центробежная сила инерции P_i , величина которой определяется по формуле:

$$P_i = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2, \quad (4.1)$$

где r_i - радиус вращения.

Выбираем неподвижную прямоугольную систему координат XYZ (рисунок 4.1) таким образом, чтобы ось OZ совпадала с осью вращения, а плоскость XOY проходила через центр масс S (центр масс не лежит на оси вращения).

Из рисунка 4.1 видно, что сила инерции P_i создаёт моменты M_{ix} и M_{iy} относительно осей X и Y . Эти моменты можно определить, если силу инерции P_i разложить на две составляющие:

$$P_{ix} = P_i \cdot \sin \alpha; \quad (4.2)$$

$$P_{iy} = P_i \cdot \cos \alpha. \quad (4.3)$$

Тогда:

$$M_{ix} = P_i \cdot L_i \cdot \sin \alpha; \quad (4.4)$$

$$M_{iy} = P_i \cdot L_i \cdot \cos \alpha. \quad (4.5)$$

где L_i - расстояние массы m_i до плоскости XOY .

С учётом формулы (4.1) будем иметь:

$$M_{ix} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot L_i \cdot \sin \alpha; \quad (4.6)$$

$$M_{iy} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot L_i \cdot \cos \alpha. \quad (4.7)$$

Модуль полного момента силы инерции M_i получим, если сложим моменты M_{ix} и M_{iy} по правилу параллелограмма:

$$M_i = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2} = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2 \cdot L_i. \quad (4.8)$$

Систему сил инерции всех элементарных масс вращающегося звена можно привести к главному вектору сил \bar{P}_{UH} и главному моменту \bar{M}_{UH} .

Пусть точка O на оси Z , с которой совмещено начало системы координат, является центром приведения сил инерции всех элементарных масс. Главный вектор сил инерции будет равен:

$$\bar{P}_{UH} = \omega^2 \sum(m_i \cdot \bar{r}_i) = \omega^2 \cdot m \cdot \bar{r}_S, \quad (4.9)$$

где m - масса всего звена;

r_S - расстояние центра масс S звена до оси вращения.

Главный момент всех сил инерции тела относительно оси, лежащий в плоскости XOY и проходящий через точку O , будет равен:

$$\bar{M}_{UH} = \omega^2 \sum(m_i \cdot \bar{L}_i \times \bar{r}_i) = \omega^2 \cdot \bar{J}_r, \quad (4.10)$$

где $\sum(m_i \cdot \bar{L}_i \times \bar{r}_i) = \bar{J}_r$ - центробежный момент инерции.

Для полного уравновешивания вращающихся звеньев необходимо, чтобы главный вектор сил инерции \bar{P}_{UH} и главный момент сил инерции \bar{M}_{UH} были равны нулю, т.е.

$$\sum(m_i \cdot \bar{r}_i) = 0; \quad (4.11)$$

$$\sum(m_i \cdot \bar{L}_i \times \bar{r}_i) = 0. \quad (4.12)$$

Условие (4.11) удовлетворяется в том случае, если центр масс S звена находится на оси вращения (то есть $\bar{r}_s = 0$). Второе условие (4.12) выполняется, если ось вращения звена является главной осью инерции. Итак, звено считается полностью уравновешенным, если ось вращения является главной центральной осью вращения.

Различают статическую, моментную и динамическую неуравновешенность звеньев.

При *статической* неуравновешенности центр масс S звена не находится на оси вращения $O-O$, а главная ось инерции $1-1$ (ось, относительно которой тело имеет минимальный момент инерции) параллельна этой оси (рисунок 4.2).

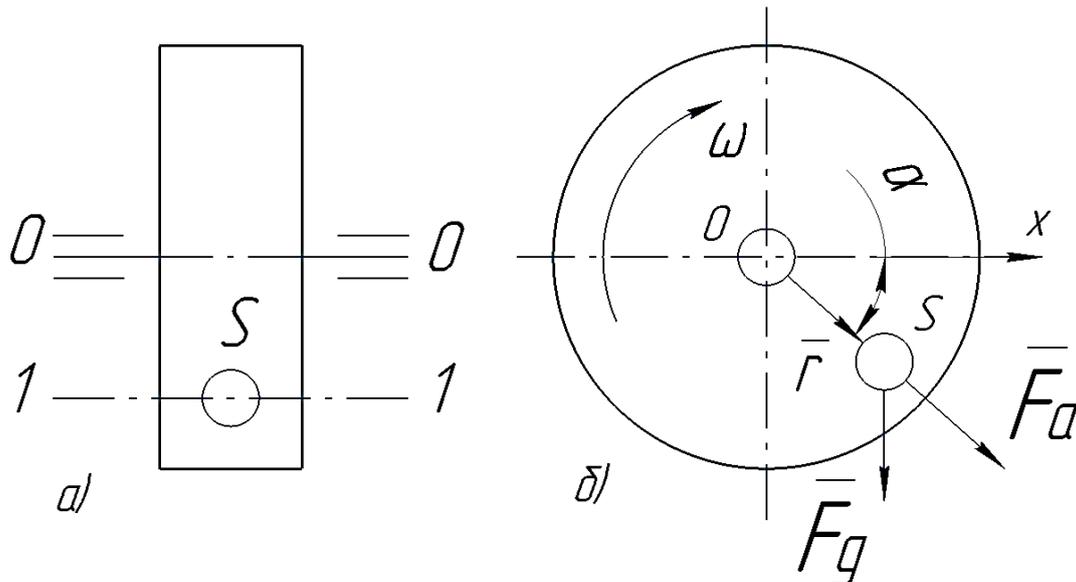


Рисунок 4.2 - Статическая неуравновешенность звена

При вращении звена (рисунок 4.2, б) развивается сила инерции \bar{F}_a , величина которой зависит от массы m и ускорения \bar{a}_s центра масс звена и направлена в сторону, противоположную ускорению \bar{a}_s :

$$\bar{F}_a = -m \cdot \bar{a}_s = -m \cdot \omega^2 \cdot \bar{r}, \quad (4.13)$$

где ω - угловая скорость звена;

\bar{r} - расстояние (смещение) от центра масс до оси вращения звена;

$m \cdot \bar{r}$ - величина, характеризующая степень неуравновешенности, которая называется дисбалансом.

Статическая неуравновешенность может быть устранена, если к звену прикрепить добавочную (корректирующую) массу m_k . Эту массу размещают так, чтобы выполнилось условие:

$$\bar{F}_k = -\bar{F}_a; \quad (4.14)$$

$$m_k \cdot \bar{r}_k = m \cdot \bar{r}. \quad (4.15)$$

где \bar{r}_k - расстояние от центра массы m_k до оси вращения звена.

При *моментной* неуравновешенности центр масс S звена находится на оси его вращения, а главная центральная ось инерции 1-1 наклонена к оси вращения звена под углом γ (рисунок 4.3).

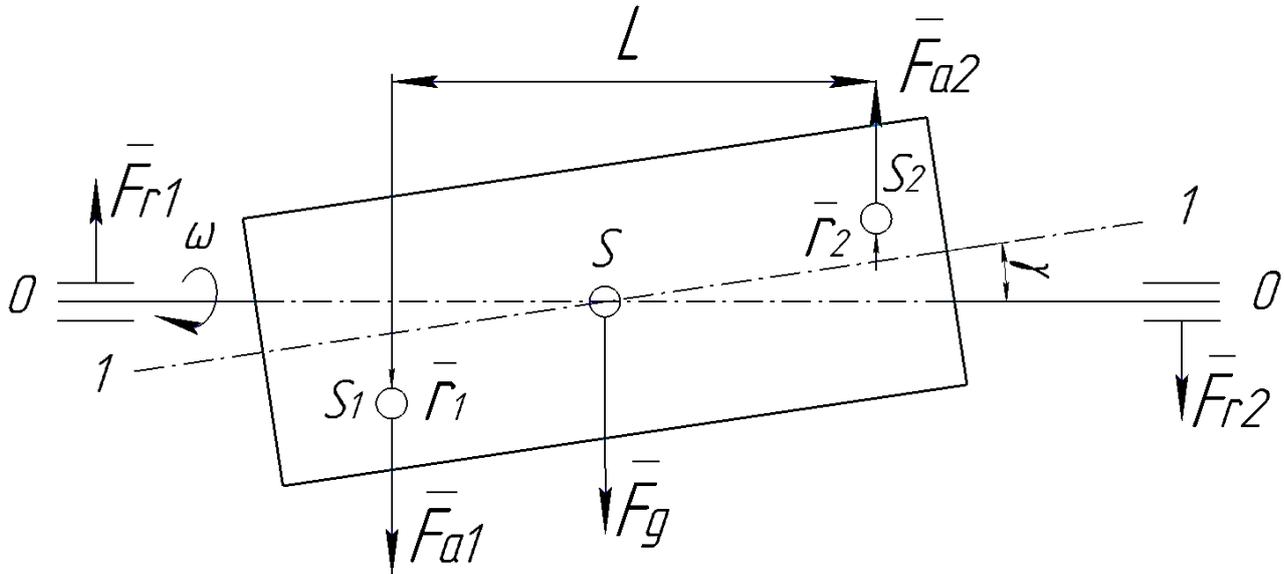


Рисунок 4.3 - Моментная неуравновешенность звена

В этом случае сила инерции \overline{F}_a , приложенная в центр масс S звена, представляющая собой главный вектор сил инерции, равна нулю. Но на звено действует главный момент сил инерции \overline{M}_a , который может быть выражен парой сил \overline{F}_{a1} и \overline{F}_{a2} , вращающихся вместе со звеном.

Моментную неуравновешенность можно устранить применением двух разнесённых между собой корректирующих масс, установленных в одной плоскости, проходящей через ось вращения звена, создающих момент \overline{M}_k , равный по величине и противоположно направленный моменту \overline{M}_a :

$$\overline{M}_k = -\overline{M}_a. \quad (4.16)$$

Динамическая неуравновешенность является совокупностью статической и моментной и выражается через \overline{F}_a и \overline{M}_a . Такая система нагружения эквивалентна двум скрещивающимся векторам \overline{F}_{a1} и \overline{F}_{a2} , которые расположены в двух плоскостях, перпендикулярных оси вращения звена, и вращаются с ним в месте. Динамическую неуравновешенность можно устранить двумя корректирующими массами, расположенными в плоскостях коррекции, перпендикулярных оси вращения.

Таким образом, результатом устранения любой неуравновешенности вращающихся звеньев является совмещение главной центральной оси инерции звена с осью его вращения.

В реальных звеньях, имеющих даже симметричную форму, система инерционных сил не будет уравновешена из-за неточности изготовления и сборки, неоднородности материала звена и т.д. Подобную неуравновешенность можно удалить только опытным путём и лишь до некоторого достижимого предела. Такой процесс опытного уравновешивания называется балансировкой.

Балансировка - это технологическая операция, направленная на опытное обнаружение неуравновешенности и её уменьшение до допустимой величины. Балансировка бывает статической, когда ограничивается уравниванием только вектора $\overline{P}_{ин}$ сил инерции (т.е. переводят центр приложения вектора сил $\overline{F}_{ин}$ на ось вращения), и динамической, представляющей собой процесс уравнивания: $\overline{F}_{ин} = 0$ и $\overline{M}_{ин} = 0$.

Ход работы

Задача динамической балансировки состоит в нахождении двух противовесов, расположенных в двух произвольно выбранных плоскостях, перпендикулярных к оси вращения звена и называемых плоскостями уравнивания.

Динамическую балансировку проводят на специальных балансировочных станках, где уравниваемому звену сообщается вращение. Возникающие вибрации опор, обусловленные неравномерностью вращения звена, измеряют специальными устройствами. По величине амплитуд замеренных колебаний определяют массы и положения уравнивающих грузов в заранее выбранных плоскостях уравнивания. Обычно сначала определяют величину и положение противовеса в одной плоскости, а затем в другой.

В основе большинства балансировочных станков лежит принципиальная схема системы В.В. Шитикова (рисунок 4.4). Балансируемое звено (ротор) 1 вращается в подшипниках жесткой рамы 2, которая соединяется со станиной (фундаментом) 5 с одной стороны шарниром B , ось которого горизонтальна и перпендикулярна к оси вращения звена, а с другой – упругим звеном 4. Таким образом, рама вместе с ротором образуют систему, которая может колебаться относительно шарнира B . Амплитуда колебаний измеряется прибором 3. На уравниваемом звене выбирают плоскости П1 и П2 возможного размещения противовесов. Звено 1 устанавливается на раме 2 так, чтобы одна из выбранных плоскостей (например П2) проходила через шарнир маятниковой рамы.

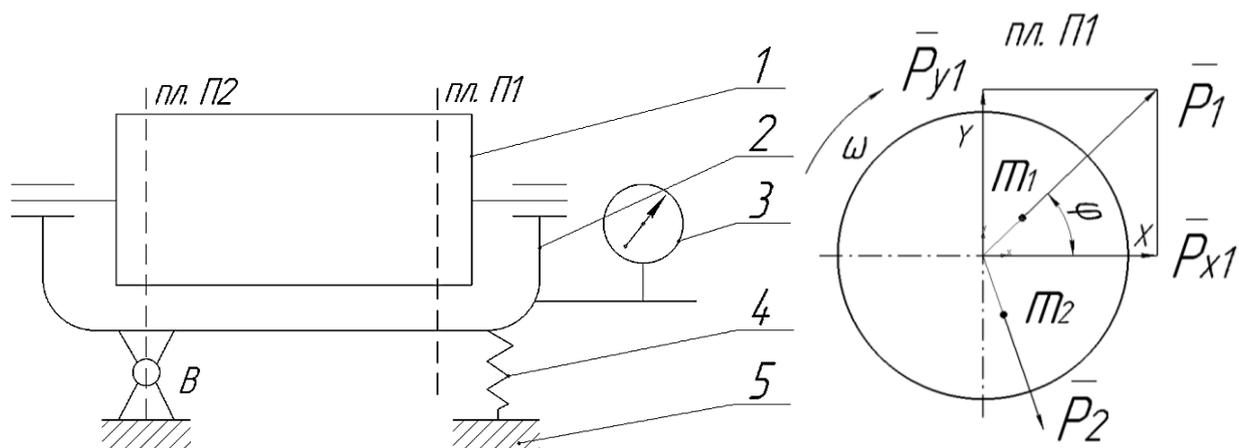


Рисунок 4.4 - Принципиальная схема системы В.В. Шитикова

При вращении звена вертикальная составляющая \overline{P}_{y1} центробежной силы инерции \overline{P}_1 неуравновешенных масс звена, приведенных в плоскости П1, будет создавать возмущающий момент относительно оси шарнира:

$$M_1 = P_{y1} \cdot L = P_1 \cdot L \cdot \sin \varphi = m_1 \cdot r_1 \cdot \omega^2 \cdot L \cdot \sin(\omega t) = D_1 \cdot \omega^2 \cdot L \cdot \sin(\omega t), \quad (4.17)$$

где L - расстояние массы m_1 до плоскости YOX;

r_1 - радиус вращения;

$D_1 = m_1 \cdot r_1$ - статический момент.

Сила $\overline{P_2}$ лежит в плоскости шарнира B , поэтому не создает возмущающего момента. Как видно, момент M_1 изменяется по гармоническому закону с круговой частотой ω , равной угловой скорости звена. Этот момент взаимодействия с моментом сил упругости звена 4 и силами инерции рамы (со звеном), определяет вынужденные колебания подвижной системы станка.

Если сообщить звену 1 скорость ω_{max} и затем дать ему возможность вращаться по инерции (режим выбега), то по мере уменьшения угловой скорости ω будут изменяться величина и частота изменения возмущающего момента M_1 . Соответственно будет изменяться и амплитуда колебаний рамы. При совпадении ω с собственной частотой колебаний системы станка наступит резонанс и амплитуда A колебаний рамы будет максимальной. Из теории колебаний известно, что амплитуда собственных колебаний A_c (в данном случае при резонансе $A_c = A_{max}$) пропорциональна амплитуде возмущающей силы (момента), следовательно, в нашем случае статическому моменту $D_1 = m_1 \cdot r_1$ неуравновешенных масс, т.е.

$$A_c = A_{max} = k \cdot M_{max} = k \cdot D_1 \cdot \omega^2 \cdot L = \frac{D_1}{\mu}, \quad (4.18)$$

где μ - коэффициент пропорциональности, или масштаб дисбаланса станка, зависящий от механических параметров станка.

Зная μ , по рассчитанной амплитуде A_{max} из (4.18) можно определить статический момент D_1 неуравновешенных масс звена. Статический момент противовеса D_{1II} должен быть равен статическому моменту неуравновешенных масс и направлен в противоположную сторону:

$$m_{1II} \cdot \overline{r_{1II}} = -\overline{D_1}.$$

Описание конструкции установки

Установка для балансировки роторов изображена на рисунке 4.5. Балансируемый ротор установлен в подшипниках 4 рамы 1. На оси ротора закреплены два отбалансированных диска 8 (плоскость II) и 9 (плоскость I) с прорезями для крепления грузов. На втулках дисков имеются градусные шкалы 11, позволяющие закреплять диски на валу под нужным углом по отношению к ротору.

Крепление дисков на валу осуществляется стопорными винтами 10. Левый диск 8 установлен в плоскости, проходящей через ось вращения рамы 1. Замер максимальной амплитуды колебаний производится стрелочным индикатором 5, который имеет специальное тормозное устройство, не позволяющее штоку возвращаться в нулевое положение.

Включение установки производится нажатием на рукоятку 12. При этом включается электродвигатель 6, шкив 13 прижимается к ротору и приводит его

во вращение. Если рукоятку отпустить, двигатель отключается и шкив отсоединяется от ротора, который продолжает вращаться по инерции (осуществляет выбег). Для уменьшения времени выбега служит тормоз-пластина 7, закреплённая на одном из подшипников. При вращении ротора 3 рама 1, связанная пружиной 2 со стойкой, начинает колебаться. Максимальная амплитуда этих колебаний при выбеге ротора в момент резонанса определяется по показаниям индикатора 5.

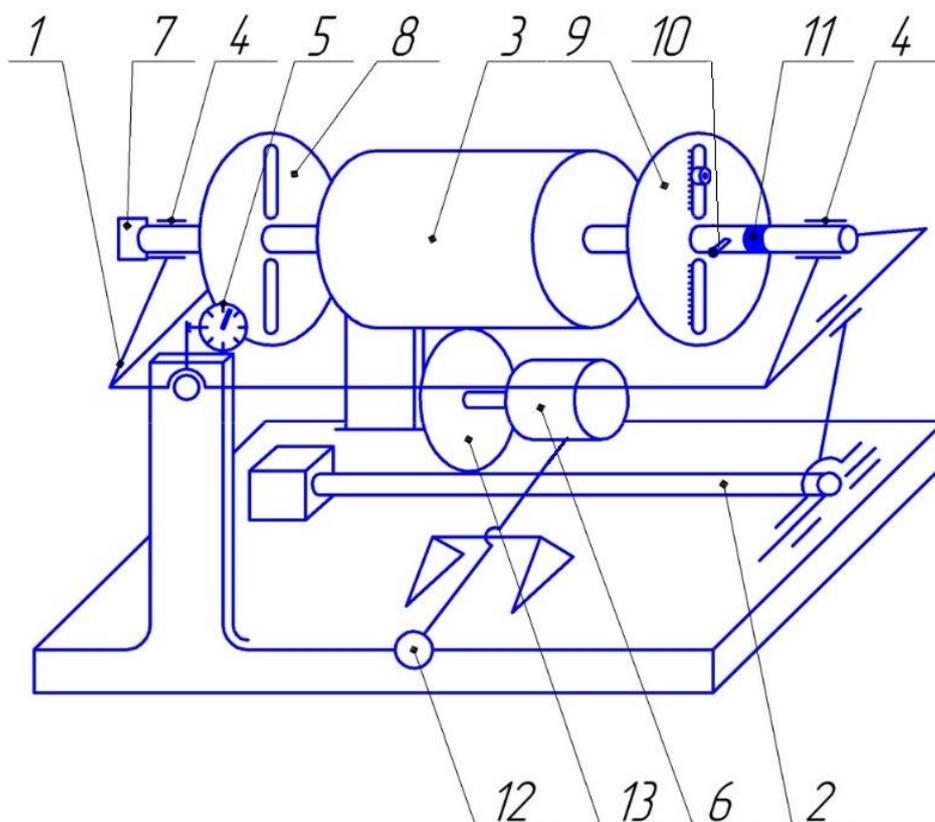


Рисунок 4.5 - Балансировочная установка ТММ 1К

Пусть A_1 - максимальная амплитуда колебаний рамы с ротором, вызванная центробежными силами инерции от неуравновешенной приведённой массы m_1 в плоскости I (рисунок 4.6, а). Положение неизвестной массы m_1 определяется радиусом r_1 и некоторым углом α от выбранной оси X-X.

Если закрепить добавочный груз массой m_∂ по линии X-X на расстояние r_∂ от оси, то при выбеге ротора наблюдается максимальная результирующая амплитуда колебаний A_2 (рисунок 4.6, б):

$$\bar{A}_2 = \bar{A}_1 + \bar{A}_\partial, \quad (4.19)$$

где \bar{A}_∂ - амплитуда колебаний, вызываемая добавочной массой.

Сняв добавочный груз m_∂ и поместив его на том же расстоянии по линии X-X, но с противоположной стороны от оси ротора, получим другую результирующую амплитуду колебаний \bar{A}_3 (рисунок 4.6, в). Параллелограммы амплитуд равны, как имеющие равные стороны и углы. Результирующие амплитуды \bar{A}_2 и \bar{A}_3 являются диагоналями этих параллелограммов.

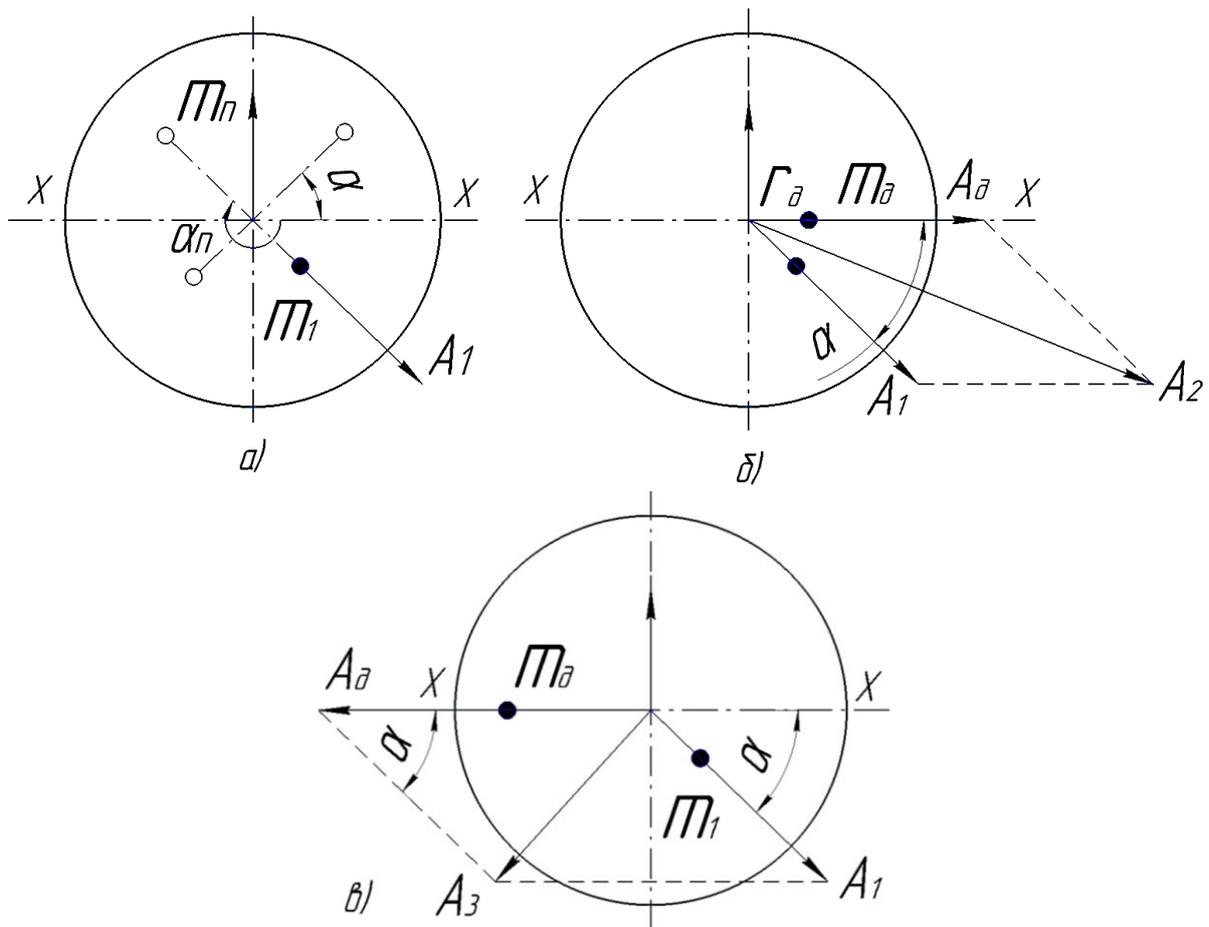


Рисунок 4.6 - Схема действия сил инерции при:
а) первом пуске; б) втором пуске; в) третьем пуске установки

По теореме о сумме квадратов диагоналей параллелограмма:

$$A_2^2 + A_3^2 = 2 \cdot A_1^2 + 2 \cdot A_\partial^2. \quad (4.20)$$

Откуда:

$$A_\partial = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2}{2} - A_1^2}. \quad (4.21)$$

Зная m_∂ и r_∂ , согласно выражению (4.21) можно определить масштаб дисбаланса станка μ :

$$\mu = \frac{D_\partial}{A_\partial} = \frac{m_\partial \cdot r_\partial}{A_\partial}. \quad (4.22)$$

Если известна масса противовеса $m_{1п}$, то его расстояние $r_{1п}$ от оси вращения:

$$r_{1п} = \frac{D_{1п}}{m_{1п}}, \quad (4.23)$$

где $D_{1п}$ – статический момент неуравновешенной массы в плоскости I (начальный дисбаланс).

$$D_{1П} = m_1 \cdot r_1 = \mu \cdot A_1 . \quad (4.24)$$

Для определения углового положения противовеса (рисунок 4.6, в):

$$A_3^2 = A_1^2 + A_0^2 - 2 \cdot A_1 \cdot A_0 \cdot \cos \alpha . \quad (4.25)$$

Откуда:

$$\cos \alpha = \frac{A_1^2 + A_0^2 + A_3^2}{2 \cdot A_1 \cdot A_0} . \quad (4.26)$$

Но одному значению $\cos \alpha$ соответствуют два угла: $+\alpha$ и $-\alpha$. Следовательно, противовес должен располагаться на одном из диаметров, определяемых углом α (рисунок 4.6, а). Действительный угол α_n установки противовеса определяется путём проверочных измерений амплитуд колебаний при постановке рассчитанного противовеса на один из углов: $+\alpha$, $-\alpha$, $180^\circ + \alpha$, $180^\circ - \alpha$.

Из-за неизбежных неточностей измерений, расчётов и установки противовеса не всегда удастся идеально уравновесить вращающиеся звенья. Поэтому после установки противовеса могут оставаться небольшие остаточные колебания с амплитудой A_0 , лежащей в допустимых пределах. Качество проведенной балансировки оценивается величиной остаточного дисбаланса D_0 :

$$D_0 = \mu \cdot A_0 . \quad (4.27)$$

Коэффициент остаточной неуравновешенности:

$$\delta = \frac{A_0}{A_1} \quad (4.28)$$

Порядок выполнения работы:

1. Подготовить установку к работе: выставить станину винтами по уровню горизонтально, правый диск 9 по шкале лимба установить на 0; легким нажатием на шток индикатора 5 привести его в соприкосновение с контактами винтом рамы и поворотом за накатку корпуса шкалу индикатора выставить на 0.

2. Замерить амплитуду A_1 или A_c от собственной неуравновешенности ротора в плоскости I: рукояткой 12 включить электродвигатель, разогнать ротор и отпустив рукоятку, дать ротору возможность свободного выбега; привести шток индикатора в соприкосновение с рамой; после прохождения рамы с ротором через резонанс записать показания амплитуды A_1 . Измерения A_1 произвести трижды и определить A_{1cp} . Результаты занести в таблицу 4.1.

3. Задаться массой добавочного груза m_0 (из комплекта) и радиусом установки r_0 . Добавочный груз закрепляется в одной из прорезей правого диска 9 на расстояние r_0 по шкале прорези и трижды замеряется амплитуда A_2 , вычисляется A_{2cp} . Результаты занести в таблицу 4.1.

4. Ослабив винт 10, повернуть диск 9 на 180° затем снова закрепить винт. Замерить трижды амплитуду A_3 и вычислить A_{3cp} . Результаты занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1- Результаты измерения максимальных амплитуд колебаний

Амплитуда, мм	Измерение				Масса добавочного груза $m_{\delta} = z$. Радиус приложения добавочного груза $r_{\delta} = cм$. Статический момент $m_{\delta} \cdot r_{\delta} = z \cdot cм$.
	1	2	3	среднее	
A_1					
A_2					
A_3					

5. Произвести необходимые вычисления и определить A_{δ} и μ по формулам (4.21) и (4.22).

6. В плоскости противовеса определить параметры противовеса по формулам: радиус установки r_{1n} (4.23), дисбаланс D_{1n} (4.24) и угол α (4.26).

7. Определить действительный угол установки противовеса: в одной из прорезей диска 9 установить рассчитанный противовес. Устанавливая диск последовательно на углы $+\alpha$, $-\alpha$, $180^{\circ} + \alpha$, $180^{\circ} - \alpha$ замерить для каждого случая амплитуды колебания A_k . Результаты занести в таблицу 4.2.

Таблица 4.2- Результаты измерений контрольных амплитуд

Углы на диске	$+\alpha$	$-\alpha$	$180^{\circ} + \alpha$	$180^{\circ} - \alpha$
	Амплитуда A_k			

Углом противовеса α_n будет тот из четырех углов, при котором A_k будет наименьшим.

8. Определить показатели качества проведенной балансировки в плоскости I: величину остаточного дисбаланса по (4.27) и коэффициент остаточной неуравновешенности по (4.28).

Уравновешивание в плоскости II не производят.

9. Сделать вывод на основании произведенных вычислений.

Контрольные вопросы

1. Что является причиной неуравновешенности вращающихся звеньев, к чему она приводит?
2. В чём состоит условие полной уравновешенности звеньев?
3. Назовите виды неуравновешенности звеньев?
4. Что называют статической неуравновешенностью?
5. Какую неуравновешенность называют динамической?
6. Дайте определение понятию «балансировка».
7. Как должны размещаться противовесы при динамической балансировке?
8. Нарисуйте схему станка В.В. Шитикова и объясните принцип его работы.
9. В какой момент выбега ротора наступает резонанс рамы станка?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: ознакомление с синтезом кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя.

Оборудование: прибор ТММ-21 по синтезу кулачков, заготовки чертежной бумаги диаметром 210 мм, чертежные инструменты.

Основные положения теории

Кулачковым называется трехзвенный механизм с высшей кинематической парой входное звено которого называется кулачком, а выходное - толкателем (или коромыслом).

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования вращательного или поступательного движения кулачка в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение толкателя.

Кулачковые механизмы широко используются в самых различных машинах, где требуется автоматически осуществлять согласованные движения выходных звеньев. Например, в металлорежущих станках, в автоматах и автоматических линиях, для привода клапанов двигателей и других энергетических машин; во многих приборах и аппаратах. Однако основным недостатком кулачковых механизмов - возможность возникновения больших контактных напряжений в высшей паре, что не позволяет применять их в главных кинематических цепях для передачи большой мощности. Поэтому кулачковые механизмы, как правило, используют во вспомогательных цепях, выполняющих функции управления, где передаваемые мощности невелики.

Простейший кулачковый механизм состоит из трёх звеньев: кулачка 1, штанги 2, на которой закреплён рабочий орган, и стойки 3 (рисунок 5.1, а, б). Обычно кулачок является ведущим звеном. Кулачок – это звено высшей кинематической пары, элемент которого имеет переменную кривизну.

Другое звено этой пары - штанга 2, имеет более простую форму и называется толкателем (рисунок 5.1, а) при возвратно-поступательном движении или коромыслом 2 (рисунок 5.1, д) при возвратно-качательном движении.

Кулачковые механизмы классифицируются по следующим признакам:

1 - по расположению звеньев в пространстве:

- плоские (рисунок 5.1, а...ж, и);
- пространственные (рисунок 5.1, з);

2 - по движению кулачка:

- вращательное (рисунок 5.1, а...е, з, и);
- возвратно-поступательное (рисунок 5.1, ж);

3 - по движению выходного звена:

- возвратно-поступательное (с толкателем) (рисунок 5.1, а...г, з, и);
- возвратно-качательное (с коромыслом) (рисунок 5.1, д, е, ж);

4 - по наличию ролика:

- с роликом (рисунок 5.1, в, д, ж, з, и);
- без ролика (рисунок 5.1, а, б, г, е,);

5 - по виду кулачка:

- дисковый (плоский) (рисунок 5.1, а...е, и);
- цилиндрический (рисунок 5.1, з);
- коноид (сложный пространственный);

6 - по форме рабочей поверхности выходного звена:

- плоская (рисунок 5.1, г, е);
- заостренная (рисунок 5.1, а);
- цилиндрическая;
- сферическая (рисунок 5.1, б);
- эвольвентная;

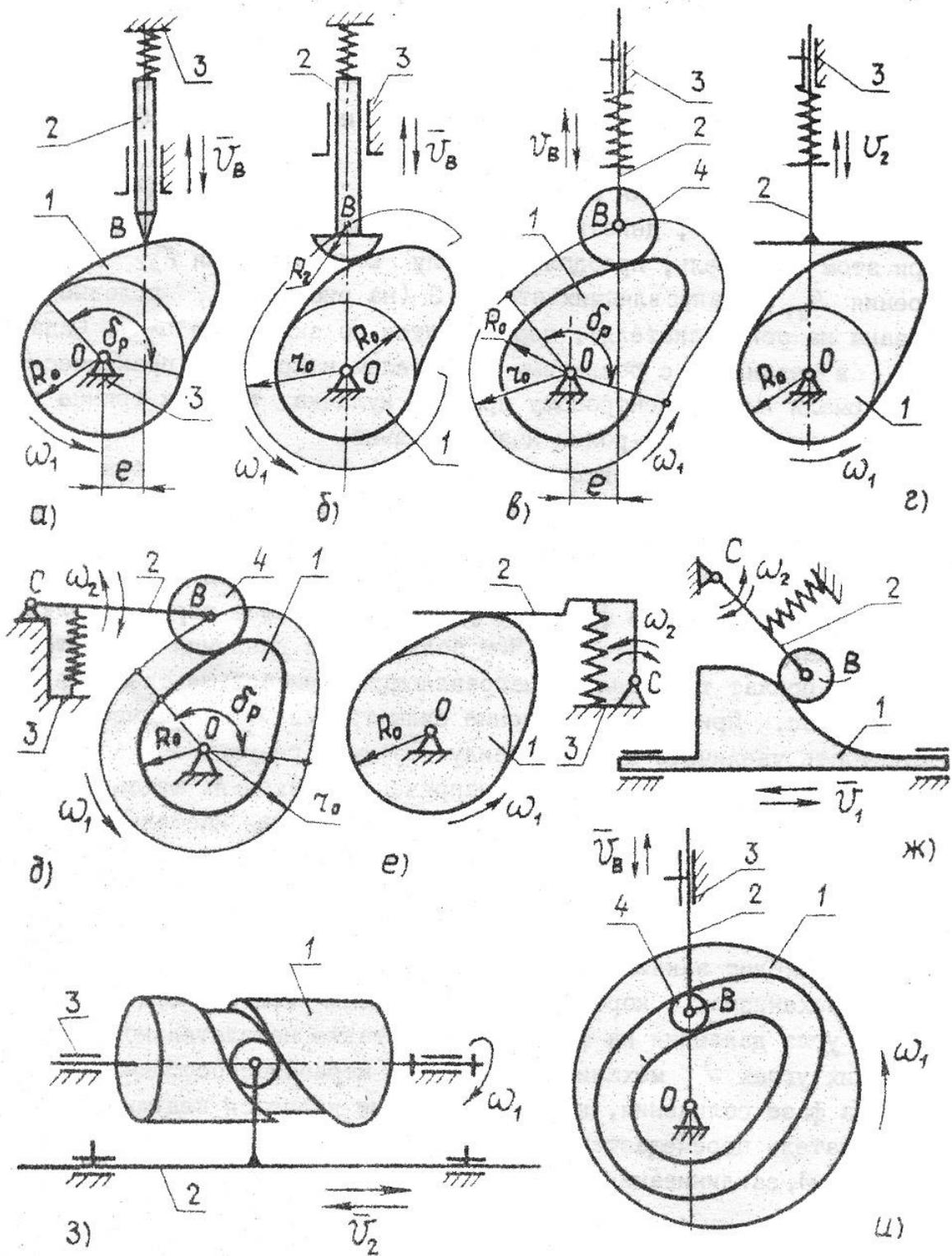


Рисунок 5.1- Виды кулачковых механизмов

7 - по способу замыкания элементов высшей пары:

- силовое - осуществляется обычно при помощи пружины (рисунок 5.1, а...ж);

- геометрическое - при помощи пазового кулачка или рамочного толкателя (рисунок 5.1, з, и).

Если ось поступательно движущегося толкателя не проходит через центр вращения кулачка ($e \neq 0$) (рисунок 5.1, а, в), то такой механизм называется нецентральный или дезаксиальный (смещённым), при $e=0$ – механизм центральный (рисунок 5.1, б, г, д, е).

Наибольшее распространение получили кулачковые механизмы с прямолинейно движущимся роликовым (рисунок 5.1, в) или плоским (рисунок 5.1, г) толкателем и с коромысловым роликовым толкателем (рисунок 5.1, д).

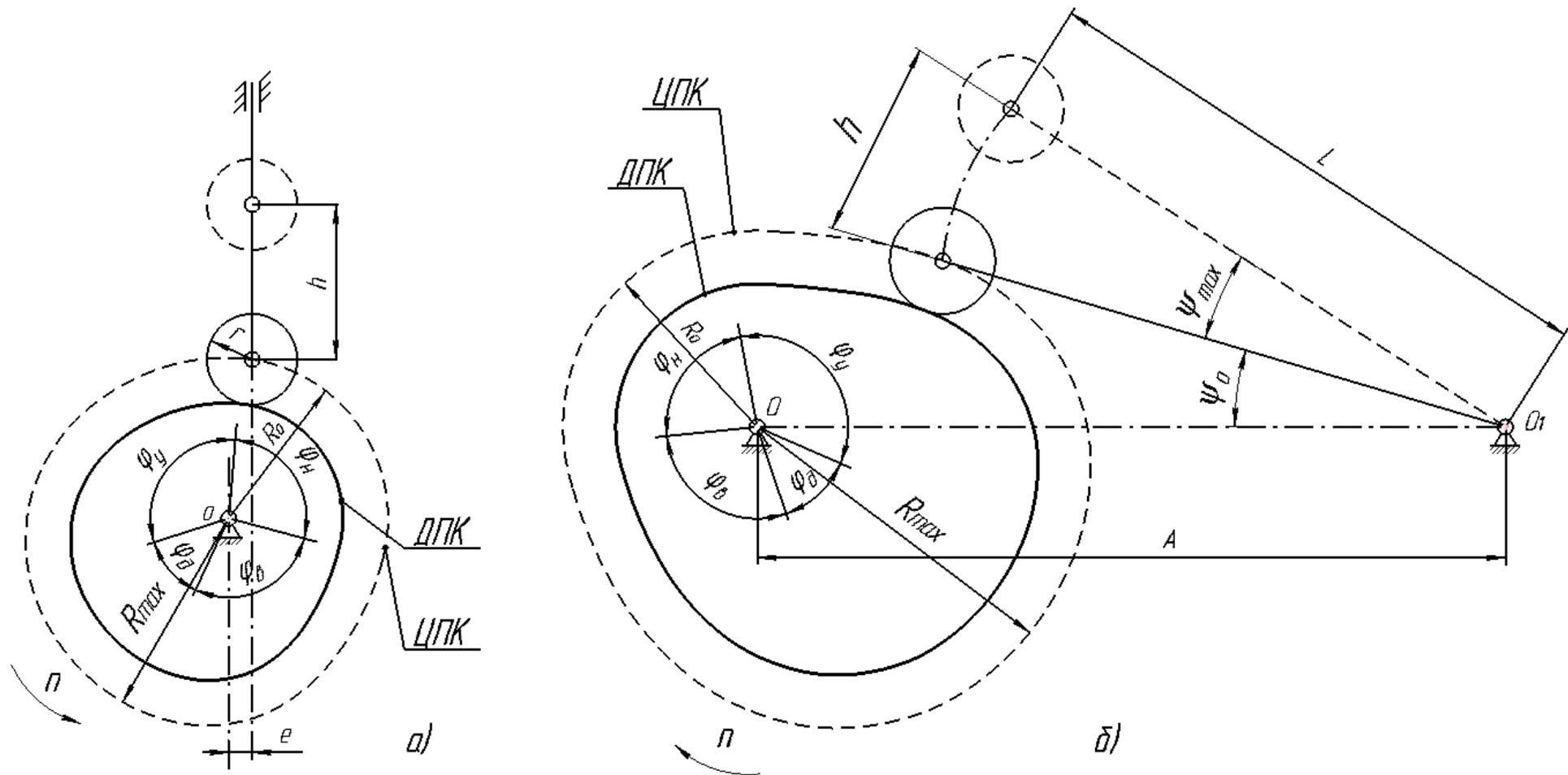
Необходимо различать два профиля кулачка: центровой (ЦПК) и действительный (ДПК). Центровой профиль кулачка представляет собой траекторию движения центра ролика относительно кулачка. Профиль, которого касается ролик, называется действительным. Следовательно, кривые, образующие центровой и действительный профили кулачка, – эквидистантны (рисунок 5.2).

Основные параметры профиля кулачка, радиус основной кулачковой шайбы R_0 (минимальный радиус профиля) и радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с самой удалённой точкой профиля R_{max} (рисунок 5.2, б).

Углы α между радиус-векторами, проведенными в точки начала и конца переменного профиля кулачка, называются полярными углами профиля. Они не всегда равны соответствующим углам поворота φ_p кулачка. Только в центральном механизме ($e=0$) эти углы совпадают. На протяжении одного оборота кулачка различают следующие фазы движения толкателя и соответствующие им центральные углы поворота кулачка: удаление φ_y , дальнего стояния φ_d , возвращения φ_e , ближнего стояния φ_b . Сумма углов $\varphi_y + \varphi_d + \varphi_e$ называется рабочим углом кулачкового механизма φ_p (рисунок 5.2).

Основными геометрическими параметрами кулачкового механизма являются:

1 - Для механизмов с поступательно-движущимся толкателем (рисунок 5.2, а): максимальный ход толкателя h , величина дезаксиала e , радиус ролика толкателя r_p , фазовые углы поворота кулачка $\varphi_y, \varphi_d, \varphi_e, \varphi_b$.



а) с поступательно-движущимся толкателем; б) с качающимся толкателем
Рисунок 5.2 - Основные геометрические параметры кулачкового механизма

2 - Для механизмов с качающимся толкателем (рисунок 5.2, б): максимальное угловое перемещение коромысла ψ (или линейное $h = L \cdot \psi$) длина коромысла L , расстояние между осями вращения кулачка и коромысла A , фазовые углы поворота кулачка $\varphi_y, \varphi_d, \varphi_e, \varphi_b$.

Задачей синтеза кулачкового механизма является определение профиля кулачка по заданному закону движения толкателя. Законы движения толкателя, обычно, выбирают, учитывая конкретные особенности работы механизма. При этом стремятся уменьшить ускорения ведомого вала, а следовательно, и инерционные нагрузки. В большинстве случаев необходимо плавное изменение скорости и ускорения. Мгновенное изменение скорости по величине, при котором ускорение стремится к бесконечности, приводит к появлению *жестких ударов*. При таком изменении скоростей силы инерции теоретически мгновенно возрастают до бесконечности. Нежелательны также мгновенные скачки ускорений, вследствие которых возникают *мягкие удары*. Поэтому при проектировании (или синтезе) кулачковых механизмов обычно задаются законом изменения ускорения, а закон изменения перемещения ведомого звена получают в результате двукратного интегрирования заданного закона изменения ускорения.

В кулачковых механизмах наиболее часто применяемыми законами движения ведомого звена являются:

1. Закон изменения ускорения по синусоиде (рисунок 5.3, а).

При этом законе движения ведомого звена все три кривые, т.е. перемещение, скорость и ускорение, непрерывны. Следовательно, этот закон удовлетворяет требованиям работы на высоких скоростях: вибрации, износ, напряжение и шум получаются минимальными. Это так называемый безударный режим (мягкие и жёсткие удары отсутствуют).

2. Закон изменения ускорения по косинусоиде (рисунок 5.3, б).

При этом законе движения ведомого звена кривые перемещения и скорости непрерывны. Кривая ускорения в начале и в конце имеет скачкообразное изменение величины, что вызывает мягкие удары при больших скоростях, шум, вибрации и повышенный износ. При умеренных скоростях кулачковые механизмы с гармоническим законом движения ведомого звена работают удовлетворительно.

3. Параболический закон или закон постоянного ускорения (рисунок 5.3 в).

При этом законе жёсткие удары отсутствуют, так как кривая скорости непрерывна. Ускорение постоянно, но его мгновенное изменение на конечную величину вызывает мягкие удары. Этот закон не применяют для высоких скоростей, где он вызывает быстрый износ рабочей поверхности, шум, вибрацию и толчки.

Часто отрицательное ускорение стремятся уменьшить (чтобы уменьшить силу инерции на этом участке), делая участки разгона и замедления неодинаковыми.

4. Закон равномерно убывающего ускорения (рисунок 5.3, г).

Характеристики этого закона аналогичны характеристикам закона изменения ускорения по синусоиде. Применяют его для средних скоростей, чаще в комбинации с другими законами.

Рассмотренные выше законы движения могут быть заданы и аналитически (смотреть таблицу 5.1).

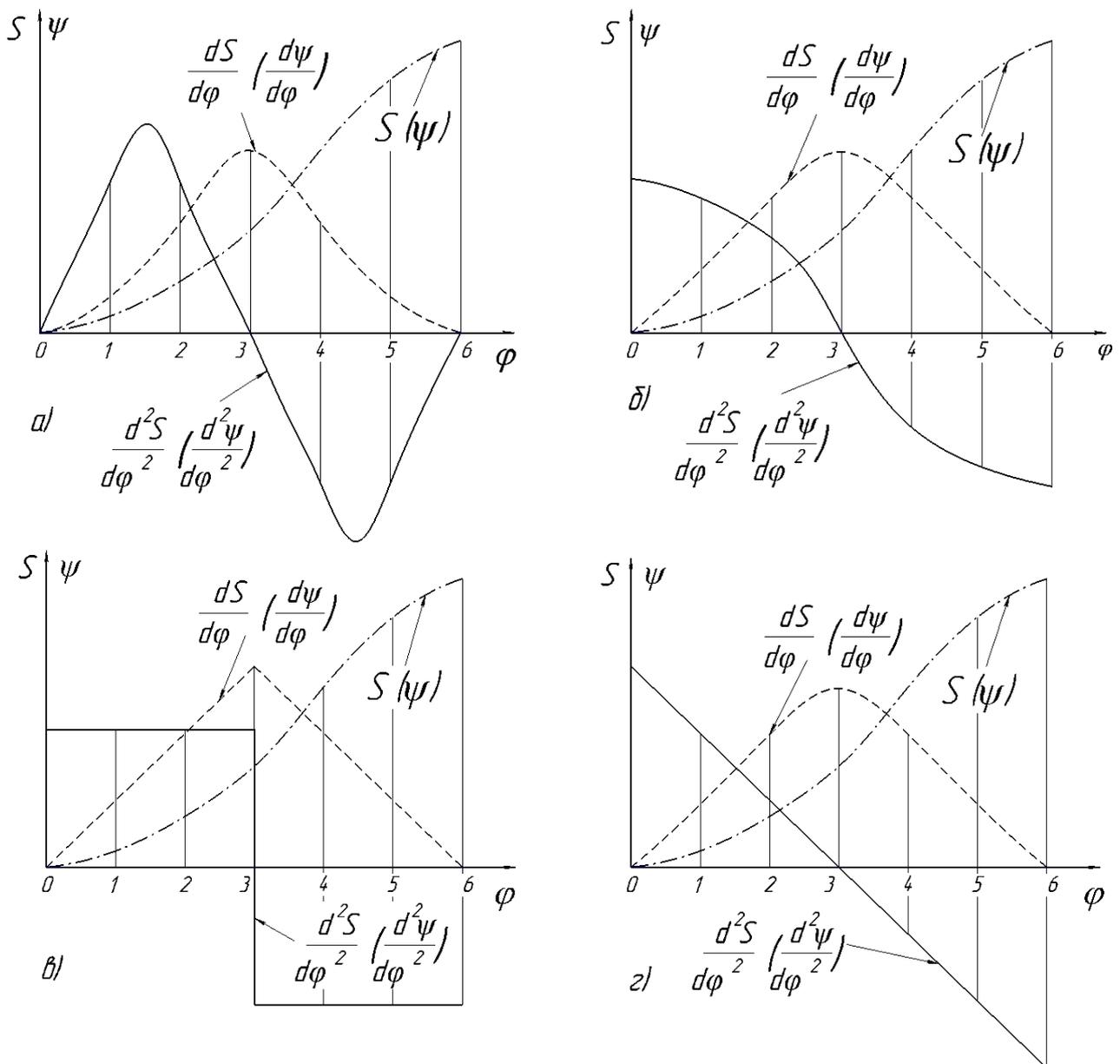
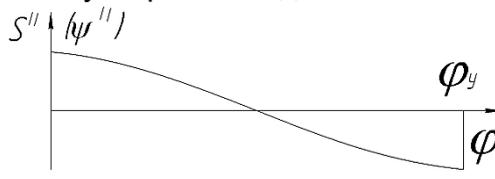
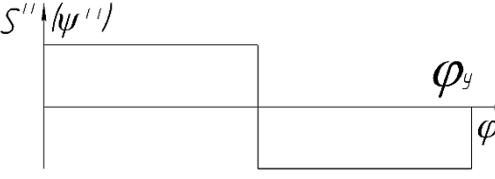
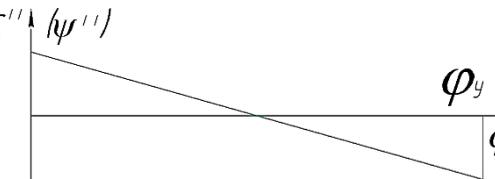


Рисунок 5.3 - Законы движения ведомого звена (графически)

Таблица 5.1 - Законы движения ведомого звена (аналитически)

Закон движения толкателя	
для механизма по рисунку 5.2, а	для механизма по рисунку 5.2, б
1	2
1. Закон изменения ускорения ведомого звена по синусоиде.	
$S_i = h \cdot \left[\frac{\varphi}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \left(2\pi \cdot \frac{\varphi}{\varphi_y} \right) \right]$	$\psi_i = \psi_{\max} \cdot \left[\frac{\varphi}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \left(2\pi \cdot \frac{\varphi}{\varphi_y} \right) \right]$

Продолжение таблицы 5.1

1	2
<p>2. Закон изменения ускорения ведомого звена по косинусоиде.</p> 	
$S_i = \frac{h}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\pi \cdot \varphi}{\varphi_y}\right) \right]$	$\psi_i = \frac{\psi_{\max}}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\pi \cdot \varphi}{\varphi_y}\right) \right]$
<p>3. Параболический закон (закон постоянного ускорения) ведомого звена.</p> 	
$0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$	
$S_i = 2 \cdot h \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)^2$	$\psi_i = 2 \cdot \psi_{\max} \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)^2$
$\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$	
$S_i = h - 2 \cdot h \cdot \left(\frac{\varphi_y - \varphi}{\varphi_y}\right)^2$	$\psi_i = \psi_{\max} - 2 \cdot \psi_{\max} \cdot \left(\frac{\varphi_y - \varphi}{\varphi_y}\right)^2$
<p>4. Закон равномерно убывающего ускорения ведомого звена.</p> 	
$S_i = h \cdot \left[3 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)^3 \right]$	$\psi_i = \psi_{\max} \cdot \left[3 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_y}\right)^3 \right]$

Ход работы

Построение профиля кулачка выполняется на приборе ТММ-21 (рисунок 5.4).

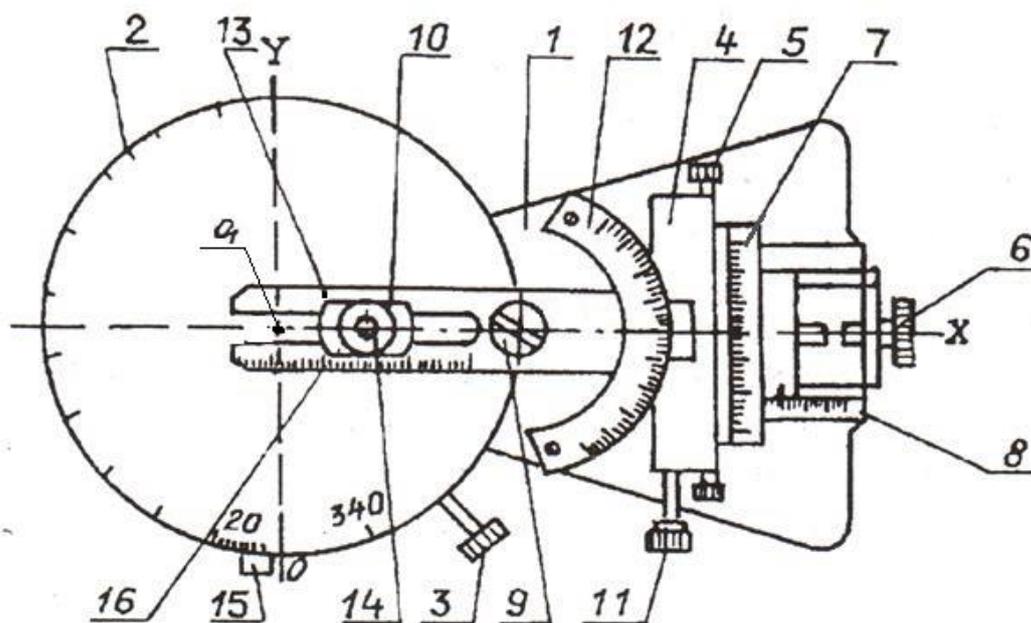


Рисунок 5.4 – Установка ТММ-21

Установка ТММ-21 (рисунок 5.4) состоит из основания 1 с установленным на нее круглым диском 2, имеющим деление через 1° . На диск накладывается круг чертежной бумаги (заготовка), на котором строится профиль кулачка. При помощи фрикционного устройства 3 диск 2 может поворачиваться вокруг оси O_1 . Углы поворота диска отсчитываются по градуированной шкале и указателю 15. В правой части установки есть корпус 4, на оси 9 которого установлена направляющая (толкатель) 13. К ней прикреплен сектор 12 с делениями в градусах. Поступательное движение направляющей 13 вдоль оси O_1X осуществляется перемещением каретки 7 вдоль направляющих 8 при помощи винта 6. Величина перемещения каретки определяется по шкале, нанесенной на направляющей 8. Корпус 4 вместе с направляющей 13 при помощи винта 5 перемещается вдоль оси O_1Y . Величина перемещения фиксируется по шкале, нанесенной на каретке 7. Вращение направляющей 13 вокруг оси 9 осуществляется червячной передачей 11, а угол поворота определяется по шкале на секторе 12. В пазу направляющей 13 установлен ползун 10 с закрепленной иглой и кнопкой 16, а также устройством 14 для вычерчивания окружностей ролика.

Таблица 5.2 - Исходные данные для поступательно движущегося толкателя (рисунок 5.2, а)

Вариант	r_0 , мм	h , мм	e , мм	φ_y , град	φ_d , град	φ_v , град
1.	35	40	10	90	40	90
2.	30	34	8	120	60	120
3.	40	35	12	90	100	90
4.	32	45	8	100	55	100
5.	38	30	9	120	35	120
6.	36	42	14	100	70	100
7.	33	45	15	90	60	90
8.	40	35	11	120	40	120
9.	37	44	16	100	75	100
10.	39	32	13	60	100	60

Таблица 5.3 – Исходные данные для коромыслового толкателя (рисунок 5.2, б)

Вариант	A, мм	L, мм	Ψ_0 , град	Ψ_{\max} , град	Φ_u , град	Φ_d , град	Φ_v , град
1.	75	40	15	30	90	40	90
2.	80	45	20	32	120	60	120
3.	85	50	22	34	90	100	90
4.	95	60	18	36	100	55	100
5.	105	70	21	38	120	35	120
6.	115	80	14	40	100	70	100
7.	120	85	16	38	90	60	90
8.	110	75	17	36	120	40	120
9.	100	65	21	34	100	75	100
10.	100	60	23	32	60	100	60

Порядок выполнения работы

1. Установить диск 2, корпус 4, сектор 12 так, чтобы все указатели совпали с нулевым делением шкал, а на каретке 7- с делением 12 на шкале направляющей 8.

2. Установить бумажный круг на диск 2 и настроить прибор по заданным значениям.

3. Вычислить значения перемещения толкателя (закон движения толкателя при удалении и возвращении симметричны) в функции угла поворота и построить диаграмму $\psi = f(\varphi)$ или $S = f(\varphi)$.

4. Пользуясь диаграммой, последовательно поворачивая диск 2 через 15° – 20° и соответственно углам поворота, вращать или перемещать толкатель 13.

5. После каждой установки диска 2 и толкателя 13 на бумажном круге нанести циркулем 14 окружность, изображающую ролик. Провести внутреннюю огибающую к окружностям и получить действительный профиль кулачка. Соединив центры ролика, построить центровой профиль.

6. Нанести на заготовку заданные углы, радиусы кулачка и ролика. Подписать профили кулачка.

Контрольные вопросы

1. Что называется кулачковым механизмом? Какие виды кулачковых механизмов вы знаете?

2. Приведите основную классификацию кулачковых механизмов?

3. Назовите основные геометрические параметры кулачкового механизма?

4. В чём заключается задача синтеза кулачкового механизма?

5. Назовите основные законы движения ведомого звена в кулачковом механизме?

6. Как построить центровой и действительный профили кулачка в механизме с поступательно движущимся толкателем?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6 ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА (ПЕРЕДАЧА «ВИНТ-ГАЙКА»)

Цель работы: ознакомиться с винтовыми механизмами. Определить зависимость коэффициента полезного действия винтовой пары от величины осевой и эксцентричной нагрузки на гайку.

Оборудование: лабораторная установка ДП–18А, набор грузов.

Основные положения теории

Винтовые механизмы используются для преобразования вращательного движения в поступательное. Для преобразования поступательного движения во вращательное эти механизмы используются редко (механизм перемещения пленки фотоаппарата).

Достоинствами таких механизмов являются высокая точность и плавность поступательного перемещения, простота конструкции и изготовления, компактность, надежность в работе, возможности получения самотормозящей передачи и создания значительных усилий при малых перемещениях. **Недостатки** механизмов винт – гайка: большие потери на трение в винтовой паре, что обуславливает низкий КПД и повышенный износ.

Механизмы «винт – гайка» применяют для перемещения магнитных и оптических головок считывания и записи информации в дисководах ЭВМ; настройки волноводов; фокусировки окуляров и объективов; перемещения кареток и суппортов станков; в измерительных и регулировочных устройствах; перемещения рабочих органов роботов, испытательных машин и т.д.

Основными элементами механизмов «винт – гайка» являются винт 1 и гайка 2 (рисунок 6.1, а). Винт представляет собой цилиндр, на части которого нарезана резьба. Материалы винта и гайки должны обладать низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью и хорошо обрабатываться.

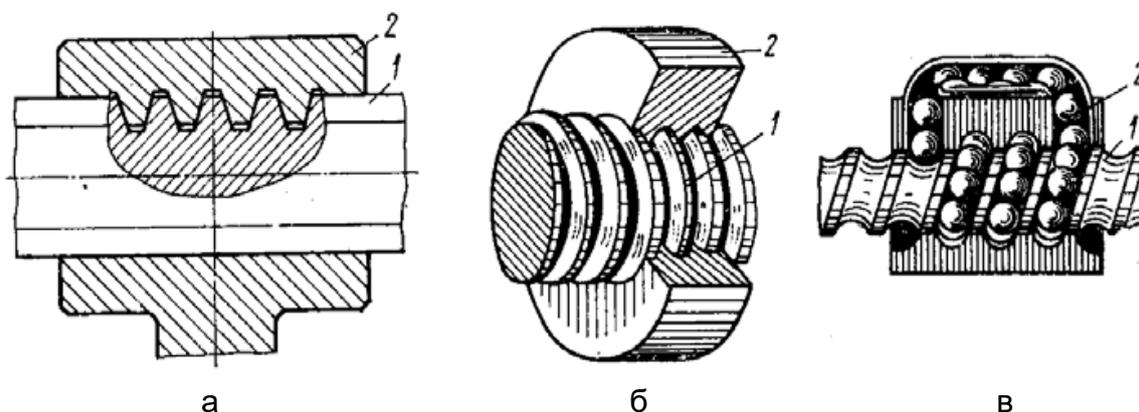


Рисунок 6.1 – Механизмы «винт-гайка»

Изготавливают винты обычно из сталей 45 и 50, а в кинематических передачах – из пластмасс. Гайка представляет собой втулку или корпус с резьбой в отверстии. Для уменьшения трения скольжения (рисунок 6.1, б) гайки изготавливают из пластмасс, оловянистых бронз типа БрОЦС 6-6-3, латуни Л60...62.

С целью уменьшения потерь на трение применяют механизмы «винт – гайка» с трением качения (рисунок 6.1, в). В этой более сложной конструкции резьба заменена винтовыми канавками кругового профиля. Канавки на винте и гайке образуют замкнутую винтовую поверхность, ограничивающую полость, в которую помещаются шарики. Контакт между винтом и гайкой осуществляется посредством шариков. При вращении винта шарики увлекаются в направлении его поступательного движения, попадают в отводной канал в гайке и снова возвращаются в полость между винтом и гайкой.

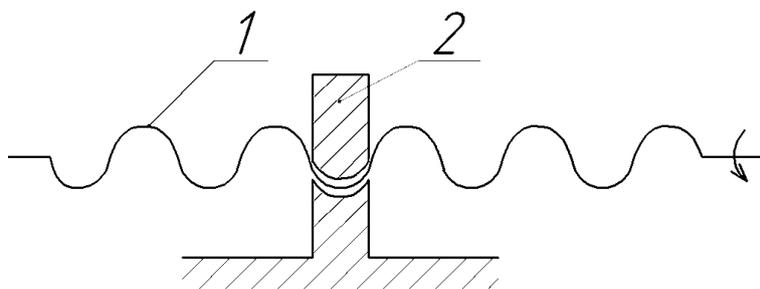


Рисунок 6.2 – Двухзвенный механизм

Простейшие винтовые механизмы могут состоять из двух и трех звеньев. Наибольшее распространение получили трехзвенные схемы. Рассмотрим возможные кинематические схемы винтовых механизмов:

– двухзвенный механизм (рисунок 6.2). Винт 1 вращается и одновременно движется поступательно, гайка 2 неподвижна. Механизмы с такой схемой обладают наибольшей точностью получения линейных перемещений при ограниченной величине этих перемещений (до 50 мм). Применяют эту схему в измерительных устройствах (микрометры), механизмах настройки волноводов;

– трехзвенный механизм (рисунок 6.3). Ведущий винт 1 образует со стойкой вращательную пару и винтовую пару с гайкой 2, которая движется поступательно по неподвижным направляющим. Механизмы с такой схемой обладают меньшей точностью, но значительным линейным перемещением гайки.

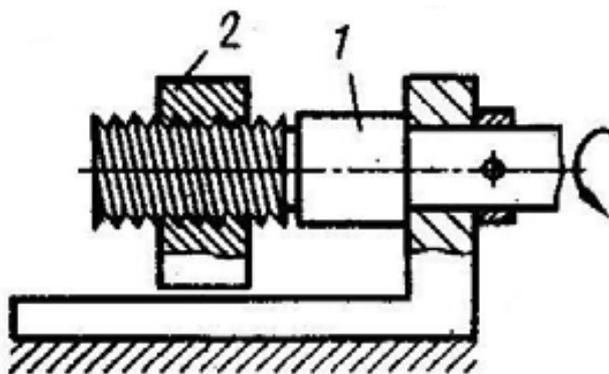


Рисунок 6.3 – Трехзвенный механизм

В механизмах «винт – гайка» с трением скольжения резьба нанесена непосредственно на детали винтовой пары. Характеризуется резьба винта (гайки) следующими геометрическими параметрами (рисунок 6.5): $d(D)$ – наружный диаметр резьбы; $d_1(D_1)$ – внутренний диаметр резьбы; $d_2(D_2)$ – средний диаметр резьбы; p – шаг резьбы – расстояние, измеренное вдоль оси резьбы, между параллельными сторонами соседних витков; p_h – ход резьбы, для однозаходной $p_h=p$, а для многозаходной – $p_h = z_p \cdot p$, где z_p – число заходов; h – рабочая высота профиля; α – угол профиля, угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения.

γ – угол подъема резьбы (рисунок 6.4) образован касательной к винтовой линии в точке на среднем диаметре резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы, и определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_2} \quad (6.1)$$

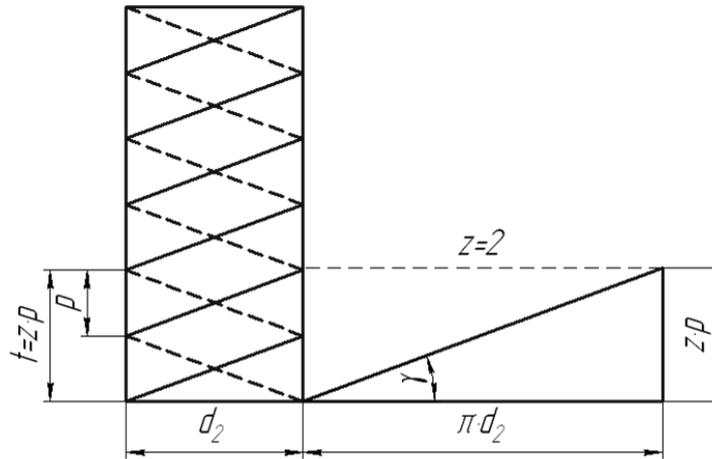


Рисунок 6.4 – Развертка резьбы

В винтовых механизмах используют цилиндрические резьбы с треугольным (метрическая), трапецеидальным и прямоугольным профилем.

Метрическая резьба (рисунок 6.5, а) имеет профиль равностороннего треугольника с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Вершины и впадины резьбы для уменьшения концентрации напряжений притуплены по прямой или по дуге.

Радиальный зазор в резьбе делает ее негерметичной. Метрические резьбы делятся на резьбы с крупным (основным) и мелким шагом. Метрическая резьба обеспечивает лучшее направление винта или гайки в винтовых механизмах из-за малого радиального смещения по сравнению с трапецеидальной резьбой. В механизмах «винт – гайка» с шагами резьбы до 1 мм применяют только метрические резьбы из-за сложности изготовления с такими шагами ходовых резьб трапецеидального и прямоугольного профилей.

Трапецеидальная резьба (рисунок 6.5, б) – основная резьба в механизмах ходовых механизмах «винт – гайка». Ее профиль – равнобокая трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Резьба имеет меньшие по сравнению с резьбой треугольного профиля потери на трение, больший КПД, обеспечивает высокую точность осевого перемещения ведомого звена. Широко применяется для реверсивных передач.

Прямоугольная резьба (рисунок 6.5, в) с профилем в форме квадрата имеет самый высокий КПД, так как угол профиля резьбы $\alpha = 0$. Резьба обладает пониженной прочностью. При износе образуются осевые зазоры, которые трудно устранить. Резьба применяется в малонагруженных передачах «винт–гайка» (перемещение головок записи и считывания информации в дисководах).

Упорная резьба (рисунок 6.5, г) имеет профиль неравнобокой трапеции с углом $\alpha = 30^\circ$. Рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° , КПД этой резьбы выше, чем КПД трапецеидальной резьбы. Рекомендуется применять эту резьбу в механизмах «винт–гайка» при значительных односторонних осевых нагрузках.

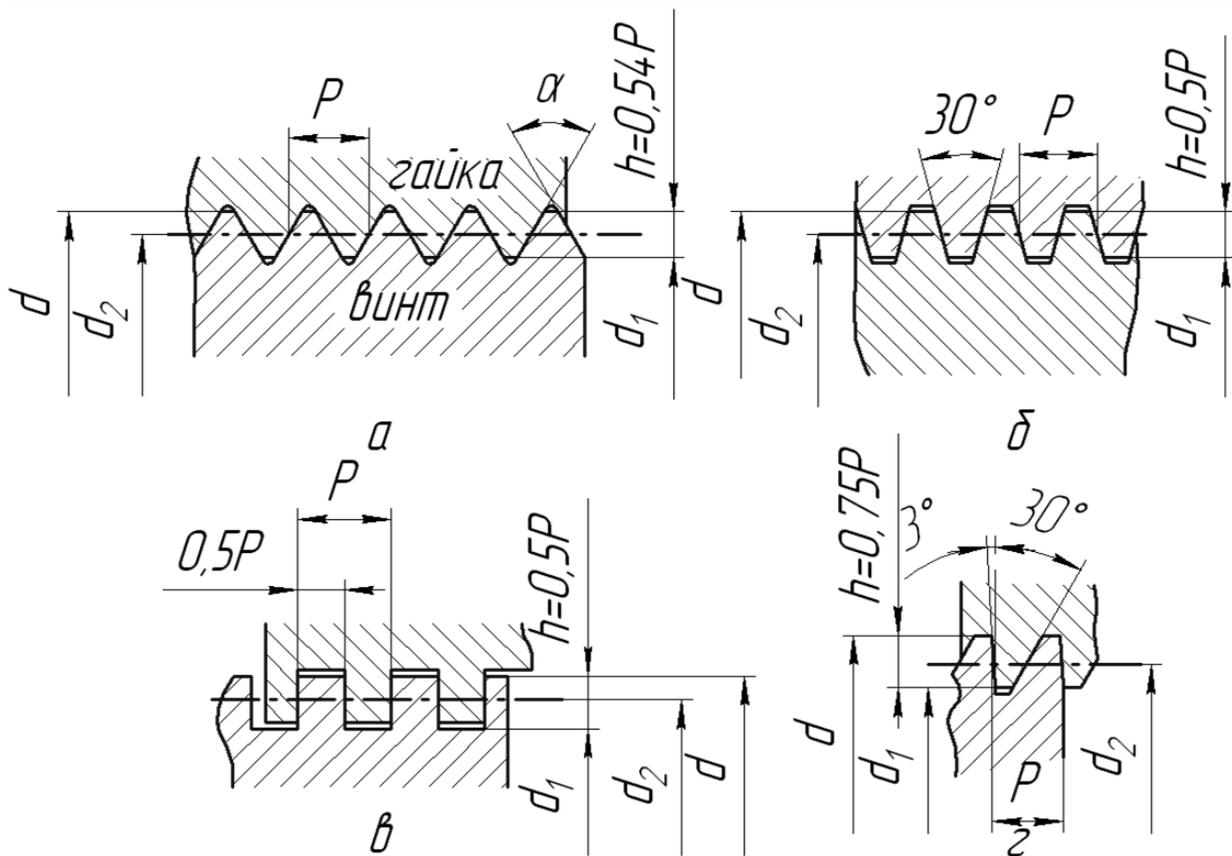


Рисунок 6.5 – Цилиндрические резьбы, используемые в винтовых механизмах

Наибольшее применение в винтовых механизмах получили прямоугольные, трапецеидальные и метрические резьбы. Прямоугольную и трапецеидальную резьбы рекомендуют применять с шагом $p > 1$ мм, метрическую – в механизмах с мелкими шагами ($p \leq 1,0$).

КПД винтовых механизмов рассчитывают по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho_m)}, \quad (6.2)$$

где γ – угол подъема винтовой линии; ρ_m – приведенный угол трения.

Для резьбы приведенный угол трения

$$\rho_m = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\alpha/2)}, \quad (6.3)$$

где f' – приведенный коэффициент трения скольжения;

f – коэффициент трения-скольжения между материалами винта и гайки;

α – угол профиля резьбы.

Для прямоугольной резьбы $\alpha = 0$ и $f' = f$, для трапецеидальной резьбы $\alpha = 30^\circ$ и $f' = 1,04 \cdot f$, для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$ и $f' = 1,15 \cdot f$, т.е. при прочих равных условиях приведенный коэффициент трения у трапецеидальной резьбы на 4%, а у метрической резьбы на 15% больше, чем у прямоугольной. Но прямоугольная резьба менее прочна и износостойка, для нее трудна выборка

радиальных и осевых зазоров, она, в отличие от метрической и трапецеидальной, не стандартизована.

Формула (6.2) используется для вычисления КПД винтового механизма при действии осевой нагрузки на гайку.

При эксцентричной нагрузке Q , действующей параллельно оси винта и приложенной к гайке на расстоянии a от оси (рисунок 6.6), КПД вычисляют по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho) + fa / H}, \quad (6.4)$$

где H – высота гайки (размеры a и H в миллиметрах).

КПД определяется прежде всего углом γ подъема винтовой линии. Учитывая зависимость (6.1), угол подъема связан с шагом p , числом z заходов и со средним диаметром d_2 резьбы. При увеличении шага, числа заходов резьбы КПД механизма повышается.

Средний диаметр d_2 (в миллиметрах) для трапецеидальной резьбы (рисунок 6.4, б) равен

$$d_2 = d - 0,5p, \quad (6.5)$$

где d – номинальный диаметр;
 p – шаг резьбы.

Передача движения от гайки к винту возможна при $\gamma > \rho$, при $\rho > \gamma$ передача движения от гайки к винту невозможна, механизм будет самотормозящимся.

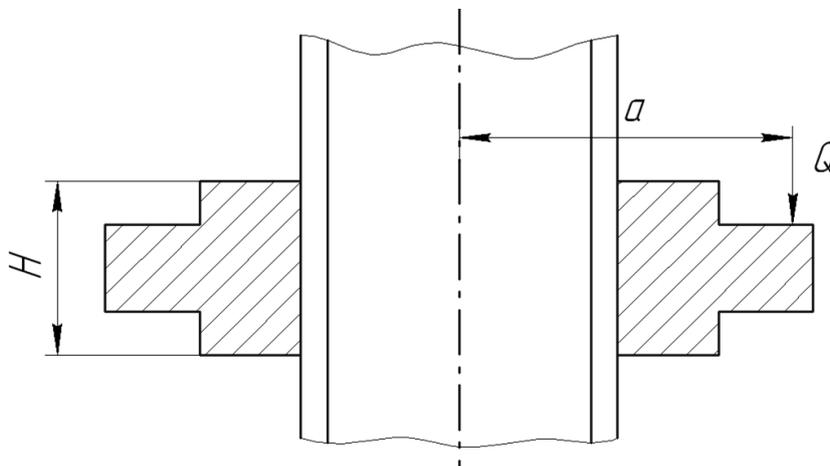


Рисунок 6.6 – Эксцентричное приложение нагрузки Q на гайку

Описание лабораторной установки

Основные узлы установки (рисунок 6.7) монтируются на основании 1, на котором крепится стойка 2. Электродвигатель 5 с редуктором 4 на подшипниках качения крепится в кронштейне 3. Приводной вал редуктора 6 соединен с винтом 10. При работе вращается винт, а гайка 11, связанная ползуном с пазом стойки, совершает поступательное движение вверх-вниз. Винт изготовлен из стали 45, а гайка – из бронзы БрОЦС 5-5-5 с трапецеидальной резьбой

Tr 14x2 ($d = 14$; $p = 2$; $z = 1$). Движущий момент определяется путем измерения реактивного момента. Корпус двигателя и редуктор свободно вращаются в шарикоподшипниках кронштейна. При вращении винта статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора. Рычаг 7, укрепленный на крышке редуктора, действует на плоскую пружину 8 и далее на индикатор 9. Индикатор 9, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину ее прогиба. По величине прогиба пружины определяют момент T_d , создаваемый двигателем, как

$$T_d = k \cdot \mu, \quad (6.6)$$

где k – количество делений индикатора 9;
 μ – цена деления индикатора.

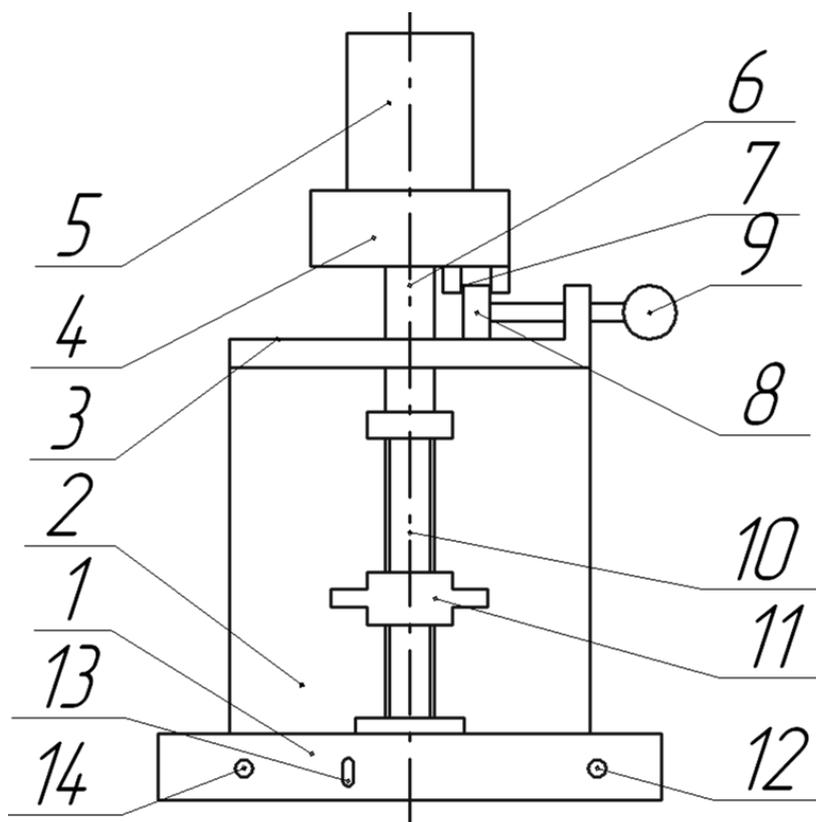


Рисунок 6.7 – Схема установки

Осевая нагрузка на гайку винтовой пары осуществляется грузами (4 шт. по 0,5 кг), которые устанавливают непосредственно на гайку 11. Эксцентричную нагрузку создают с помощью груза (с кольцом), подвешиваемого на одном из плеч гайки. Питание включают тумблером 13, при этом загорается сигнальная лампа 12. Рабочий цикл - ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и выключение двигателя происходит после нажатия кнопки 14.

Порядок выполнения работы

Исходные данные: $p = 2$ мм; $d_2 = 13$ мм; $f = 0,1$ – коэффициент трения/скольжения для пары сталь-бронза; $\alpha = 30^\circ$ – угол профиля трапецидальной резьбы; $H = 26$ мм.

1. Ознакомится с техникой безопасности при работе с установкой.

2. Установить силовое замыкание индикатора.
3. Проверить «нуль» индикатора.

Изменение КПД от величины действующей на гайку осевой нагрузки проводят в следующей последовательности:

4. Теоретический КПД определяют по формуле (6.2). При этом: $tg\gamma = \rho/(\pi d_2)$. Угол трения определяется по формуле (6.3).

5. Действительный КПД при проведении экспериментов определяют по формуле:

$$\eta = \frac{T_y}{T_\partial}, \quad (6.7)$$

где T_y – необходимый для осуществления движения гайки уравновешивающий момент, действующий в перпендикулярной к оси винта плоскости;

T_∂ – крутящий момент на валу двигателя, который определяется по формуле (6.6) путем измерения показаний индикатора.

Необходимый для движения гайки момент T_y при нагружении осевой силой Q должен быть:

$$T_y = Q \cdot tg(\gamma + \rho) \frac{d_2}{2}. \quad (4.8)$$

6. Установить на гайку один из грузов Q . Нажатием кнопки 14 (рисунок 6.7) включить электродвигатель. За время движения гайки вверх-вниз снять 3 – 4 показания k индикатора 9 и занести среднее значение показаний в таблицу 6.1. Измерения сделать отдельно для грузов определенной массы.

7. В таблицу 6.1 внести и результаты вычислений по формулам (6.6), (6.7) и (6.8).

Таблица 6.1 – Измерения и расчеты при осевой нагрузке

№ п/п	Q , Н	k	T_∂ , Н·м	T_y , Н·м	η_∂

Определение действительного КПД η_∂ при действии на гайку эксцентрично расположенной нагрузки проводят в следующей последовательности

8. Подвесить груз $Q = 10$ Н с кольцом на гайку при величине плеча смещения груза относительно оси винта $a = 50$ мм. Нажатием кнопки 14 (рисунок 6.7) включить электродвигатель. За время движения гайки вверх-вниз снять по 3 – 4 показания k индикатора и занести среднее значение показаний в таблицу 6.2.

9. Для выбранного значения a вычислить по формуле (6.4) величину теоретического КПД η механизма. Величину действительного КПД η_∂ для выбранного значения плеча a определяют по формуле (6.7). Вращающий момент T_∂ электродвигателя рассчитывают по формуле (6.6). Необходимый для движения гайки вращающий момент T_y при эксцентрично расположенной нагрузке Q и приложенной к гайке на расстоянии a должен быть:

$$T_y = Q \left[\operatorname{tg}(\gamma + \rho) + f \frac{a}{H} \right] \left(\frac{d_2}{2} \right), \quad (6.9)$$

Измерение проводят для 4 различных по величине значений a .

10. Данные измерений и расчетов заносят в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 – Измерения и расчеты при эксцентричной нагрузке

№ п/п	a , мм	k	T_∂ , Н·м	T_y , Н·м	η_∂	η

Содержание отчёта

1. Цель работы.
2. Формулы для определения теоретического КПД η , необходимого T_y и действительного T_∂ вращающего момента.
3. Таблицы результатов экспериментов (таблицы 6.1 и 6.2).
4. Графики действительного η_∂ КПД при осевом нагружении гайки $\eta = f(Q)$.
5. Графики теоретического η и действительного η_∂ КПД при эксцентричной нагрузке $\eta = f(a)$.
6. Сделать вывод.

Контрольные вопросы

1. Назначение винтовых механизмов.
2. Достоинства передач «винт – гайка».
3. Недостатки передач «винт – гайка».
4. Из каких материалов изготавливают звенья винтовых передач?
5. Почему применяют трапецеидальную и прямоугольную резьбы с шагом более 1 мм в передачах «винт – гайка»?
6. Как изменяется КПД с увеличением числа заходов резьбы?
7. При каком условии винтовой механизм будет самотормозящимся?
8. Как и почему изменяется КПД с увеличением эксцентричной нагрузки на гайку?

Учебное издание

Составители:

Мartiновская Оксана Владимировна

Жук Александр Сергеевич

Добряник Юрий Алексеевич

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по выполнению лабораторных работ №4, №5, №6
для студентов специальностей

1- 36 01 01 «Технология машиностроения»

*и 1- 36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»*

Ответственный за выпуск: *Мartiновская О.В.*

Редактор: *Боровикова Е.А.*

Компьютерная вёрстка: *Соколюк А.П.*

Корректор: *Никитчик Е.В.*

Подписано в печать 29.04.2016 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага «Performer».
Гарнитура «Arial». Усл. печ. л. 1,86. Уч. изд. л. 2,0. Заказ № 508. Тираж 40 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.