

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ. МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»
дневной формы обучения*

Часть 1



Могилев 2019

УДК 621.8
ББК 32.816
М 38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «21» ноября 2018 г.,
протокол № 4

Составитель канд. техн. наук, доц. Н. И. Рогачевский

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Изложены цель, задачи, содержание и порядок выполнения лабораторных работ.

Учебно-методическое издание

МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ. МЕХАНИКА

Часть 1

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Технический редактор С. Н. Красовская

Компьютерная верстка Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет», 2019



Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Кинематический анализ кулачковых механизмов.....	5
2 Лабораторная работа № 2. Кинематический анализ зубчатых механизмов.....	10
3 Лабораторная работа № 3. Построение эвольвентных колес методом обкатки.....	16
4 Лабораторная работа № 4. Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца.....	20
5 Лабораторная работа № 5. Изучение резьбовых соединений.....	23
6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	27
7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач.....	31
8 Лабораторная работа № 8. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора.....	34
9 Лабораторная работа № 9. Испытание ременной передачи. Структурный анализ рычажных механизмов	38
Список литературы.....	47



Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с рабочими программами по курсам «Механические детали и узлы электрооборудования автомобилей» и «Механика» для студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» (профиль – Электрооборудование автомобилей и тракторов).

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении и защите лабораторных работ.

При выполнении лабораторной работы № 9 «Испытание ременной передачи. Структурный анализ рычажных механизмов» по дисциплине «Механические детали и узлы электрооборудования автомобилей» студенты проводят испытание ременной передачи, а по дисциплине «Механика» – анализируют структуру рычажных механизмов.

В методических рекомендациях в краткой форме изложены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ, а также требования к выполнению отчета и вопросы для самоконтроля.

Отчет по лабораторной работе должен быть оформлен на отдельном листе либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой.

При выполнении лабораторных работ студенты соблюдают следующие меры безопасности:

- при проведении лабораторных работ обучающиеся работают с лабораторным оборудованием, элементы которого имеют сравнительно большую массу. При работе с оборудованием необходимо располагать его на столе в устойчивом положении во избежание падения;

- сборку и разборку механизмов проводить только в присутствии преподавателя в порядке, описанном в разделах «порядок выполнения работы», и только с помощью специального инструмента;

- затягивать болты резьбовых соединения следует плавно без рывков. При затяжке гайки не допускать перемещения по столу приспособления с испытуемым соединением;

- при установке индикаторов часового типа крепёжные винты сильно не зажимать;

- в лабораториях имеется электропитание от сети 220 и 380 В. Запрещается самовольно включать лабораторное оборудование, установленное в лаборатории, переключать тумблеры на этом оборудовании.



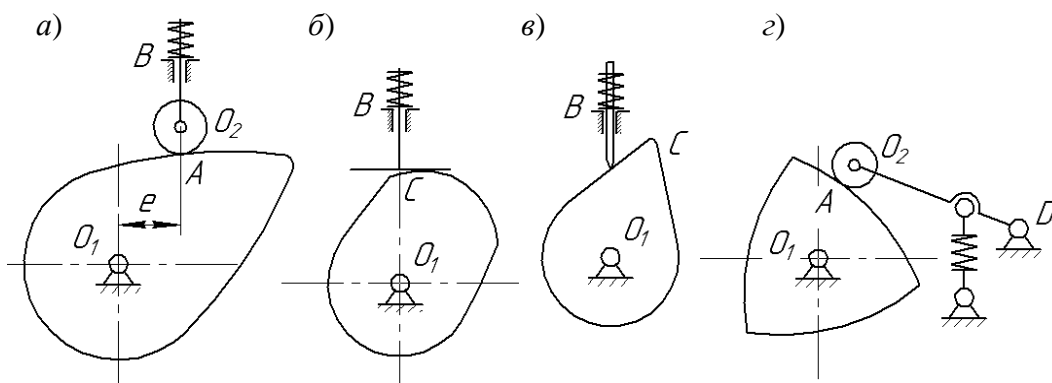
1 Лабораторная работа № 1. Кинематический анализ кулачковых механизмов

Цель работы: освоение методики и овладение практическими навыками кинематического анализа кулачковых механизмов.

Теоретические сведения.

Кулачковым механизмом называется механизм, в состав которого входит кулачок. Кулачком называется звено, имеющее элемент высшей пары, выполненное в виде поверхности переменной кривизны.

Кулачковый механизм может состоять из трёх или четырех звеньев: входного звена – кулачка, совершающего вращательное движение, выходного звена – толкателя или колебателя (которые могут включать в свой состав ролик) и стойки (рисунок 1.1). Выходное звено в кулачковом механизме называется толкателем при возвратно-поступательном его движении или коромыслом (колебателем) при возвратно-колебательном движении. Постоянное соприкосновение звеньев в кулачковой паре обеспечивается замыканием силовым (при помощи пружин) или геометрическим.



а – дезаксиальный кулачковый механизм с роликовым толкателем; *б* – центральный кулачковый механизм с плоским толкателем; *в* – центральный кулачковый механизм с игольчатым толкателем; *г* – кулачковый механизм с роликовым колебателем

Рисунок 1.1 – Кинематические схемы кулачковых механизмов

По форме элементов кинематической пары выходные звенья могут быть игольчатые (рисунок 1.1, *в*), роликовые (рисунок 1.1, *а*, *г*), плоские (рисунок 1.1, *б*), сферические (грибовидные).

Кулачковый механизм называется центральным, если ось толкателя проходит через центр вращения кулачка ($e = 0$) (см. рисунок 1.1, *б*, *в*), и дезаксиальным, если ось толкателя смещена относительно центра вращения кулачка на некоторую величину e , называемую дезаксиалом (см. рисунок 1.1, *а*).

Достоинством кулачковых механизмов является способность воспроизводить движения выходных звеньев по сложным законам. Наличие высшей пары, обуславливающей значительные удельные давления, а также необходи-

мость замыкания пары – недостатки этих механизмов.

Профилем кулачка называется кривая, полученная в сечении элемента кулачка плоскостью, перпендикулярной к его оси вращения. Профиль кулачка, которого касается ролик, называется действительным. Траектория центра ролика при движении его относительно кулачка называется центровым профилем. Центральной и действительный профили кулачка являются эквидистантными (равноотстоящими) кривыми (рисунок 1.2).

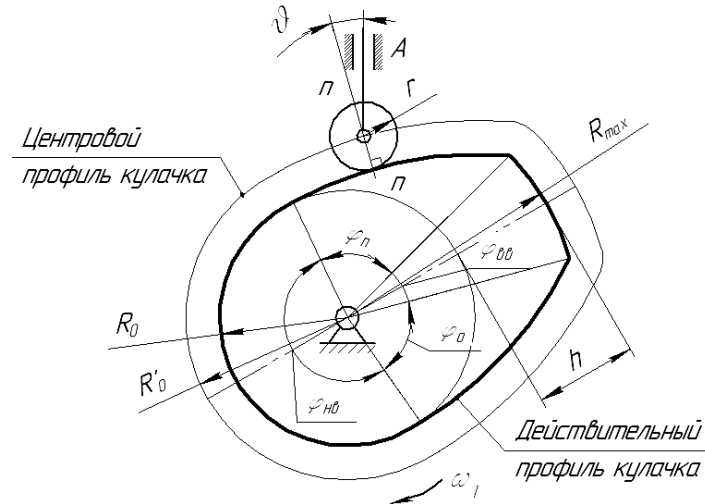


Рисунок 1.2 – Геометрические параметры кулачка

Минимальный радиус кулачка R_0 – радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с ближайшей точкой профиля кулачка (см. рисунок 1.2). Различают минимальный радиус R_0 действительного профиля и минимальный радиус R'_0 центрального профиля кулачка. $R'_0 = R_0 + r$ (где r – радиус ролика).

Максимальный радиус кулачка R_{\max} – радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с самой удалённой точкой профиля.

Подъём толкателя h – разность длин максимального R_{\max} и минимального R_0 радиусов кулачка.

При вращении кулачка на один оборот различают следующие фазы движения выходного звена и соответствующие им центральные углы поворота кулачка: подъёма φ_n , верхнего выстоя $\varphi_{вв}$, опускания φ_o , нижнего выстоя $\varphi_{нв}$ или холостой ход. При этом $\varphi_n + \varphi_{вв} + \varphi_o + \varphi_{нв} = 360^\circ$.

Сумма углов: $\varphi_p = \varphi_n + \varphi_{вв} + \varphi_o$ – рабочий угол кулачка.

Угол ϑ , заключённый между нормалью $n-n$ к профилю кулачка в точке касания и направлением движения выходного звена, называется *углом давления*.

Приведенные геометрические параметры кулачка показаны на рисунке 1.2.

Задачей кинематического анализа кулачковых механизмов является определение закона движения выходного звена по заданному закону движения кулачка и кинематической схеме механизма. В основу анализа кулачковых механизмов положен метод обращённого движения, который заключается в том, что

мысленно всему механизму сообщают вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $-\omega_1$, равной, но противоположно направленной угловой скорости кулачка. Тогда кулачок становится как бы неподвижным. Относительное вращение звеньев от этого не изменится, а перемещение выходного звена S будет таким, как и в истинном движении при неподвижной стойке. Таким образом, по кинематической схеме кулачкового механизма в обращённом движении определяются ряд положений выходного звена и соответствующие им перемещения, а затем строится диаграмма перемещений $S = f(\varphi)$ или $\psi = f(\varphi)$.

Порядок выполнения работы.

Вычерчивается действительный профиль обводкой контура заданной преподавателем модели кулачка, изображаются толкатель и стойка.

Для кулачковых механизмов с роликовым толкателем строится центровой профиль кулачка методом обкатки, для чего радиусом ролика r проводят дуги, центры которых лежат на действительном профиле кулачка.

Дуга окружности радиуса R_0 (для механизмов с центральным толкателем) или R'_0 (при роликовых толкателях) делится на 24 части, принимается начало отсчёта (точку на окружности минимального радиуса R_0 или R'_0), пронумеровываются позиции: 0, 1, 2, 3, ..., 24 в обращённом движении.

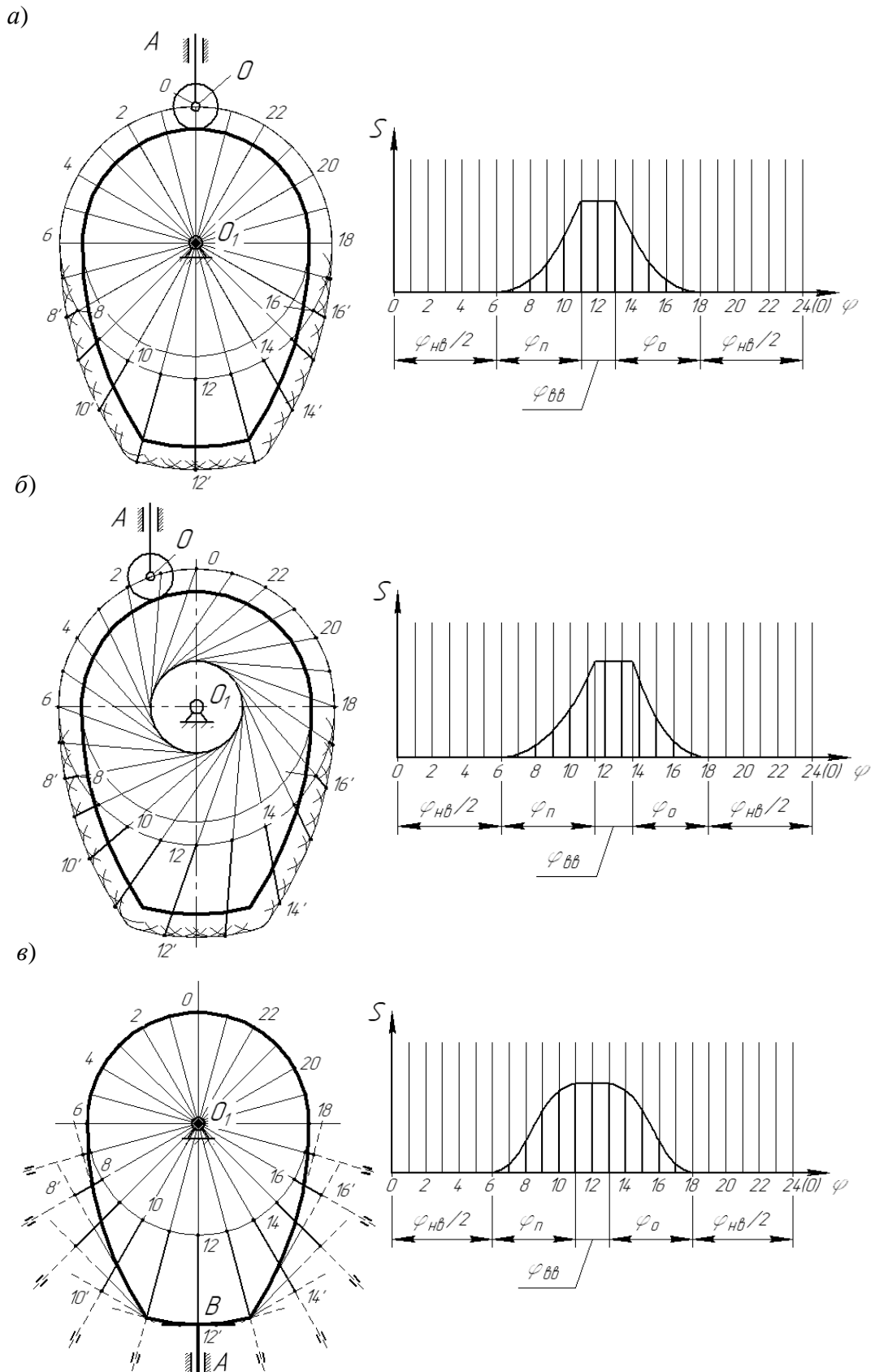
Если механизм дезаксиальный, то из центра вращения кулачка проводится окружность дезаксиала радиусом, равным величине дезаксиала e .

Определяются перемещения толкателя в каждом положении:

– для центрального механизма с роликовым толкателем перемещение толкателя в каждом положении определяется как расстояние, измеренное по радиус-вектору кулачка от окружности минимального радиуса центрального профиля кулачка (0–0', 1–1', ..., 23–23') при повороте кулачка на соответствующий угол (рисунок 1.3, а);

– для дезаксиального механизма с роликовым толкателем проводятся через точки деления (0, 1, 2, ..., 24) касательные к окружности дезаксиала e против угловой скорости кулачка, которые и являются текущими положениями оси толкателя в обращённом движении. Точки 0, 1, 2, ... пересечения этих касательных с центровым профилем кулачка определяют текущие положения центра ролика. Отрезки по касательным от окружности минимального радиуса центрального профиля кулачка до центрального профиля (например, б–б') представляют собой перемещения толкателя в соответствующих положениях (рисунок 1.3, б);

– если механизм с плоским толкателем, то проводят через точки деления лучи из центра вращения кулачка; на данных лучах строятся положения тарелки толкателя исходя из того, что плоскость тарелки в каждом положении перпендикулярна к оси толкателя и должна касаться профиля кулачка. Перемещения толкателя в соответствующих положениях определяют как расстояния от плоскости тарелки толкателя (0–0', 1–1', ..., 23–23') до окружности центрального профиля кулачка (рисунок 1.3, в).



a – дезаксиальный кулачковый механизм с роликовым толкателем; *б* – центральный кулачковый механизм с роликовым толкателем; *в* – центральный кулачковый механизм с плоским толкателем

Рисунок 1.3 – Кинематический анализ кулачковых механизмов

Строится диаграмма перемещения в прямоугольной системе координат, для чего на оси абсцисс откладывают отрезок, соответствующий повороту кулачка на один оборот $\varphi = 360$ (или на рабочий угол φ_p), и делят его на столько равных частей, на сколько разделена окружность радиуса R'_0 или R_0 (или φ_p). По оси ординат в точках деления (0, 1, 2, 3, ..., 24) откладывают в масштабе соответствующие им перемещения толкателя (1–1', 2–2', ...), полученные на профиле кулачка. Соединив концы отрезков плавной кривой, получим диаграмму перемещения толкателя (см. рисунок 1.3).

Отчет должен включать:

- цель работы;
- геометрические параметры кулачкового механизма (таблица 1.1) для заданной модели кулачка в соответствии с вариантом заданных исходных данных (таблица 1.2);
- кинематическую схему кулачкового механизма с определением подъема толкателя в различных положениях (см. рисунок 1.3);
- диаграмму перемещения толкателя (см. рисунок 1.3).

Таблица 1.1 – Геометрические параметры кулачкового механизма

Номер варианта	R_0	R'_0	e	r	R_{max}	h	Угол			
							φ_n	$\varphi_{вв}$	φ_0	φ_p

Таблица 1.2 – Исходные данные

Номер варианта	Номер кулачка	Дезаксиал, мм	Диаметр ролика, мм	Номер варианта	Номер кулачка	Дезаксиал, мм	Диаметр ролика, мм
1	1	0	20	8	3	15	20
2	1	15	20	9	3	Плоский толкатель	
3	1	Плоский толкатель		10	4	0	20
4	2	0	20	11	4	15	20
5	2	15	20	12	4	Плоский толкатель	
6	2	Плоский толкатель		13	5	0	20
7	3	0	20	14	5	15	20

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое кулачок?
- 2 Что такое кулачковый механизм?
- 3 Какие бывают кулачковые механизмы?
- 4 Какое звено называется толкателем в кулачковом механизме?
- 5 Какое звено называется коромыслом в кулачковом механизме?



6 Что такое центровой профиль кулачка?

7 Как определяются перемещения толкателя в центральном кулачковом механизме?

8 Как определяются перемещения толкателя в дезаксиальном кулачковом механизме?

9 Как определяются перемещения толкателя в кулачковом механизме с плоским толкателем?

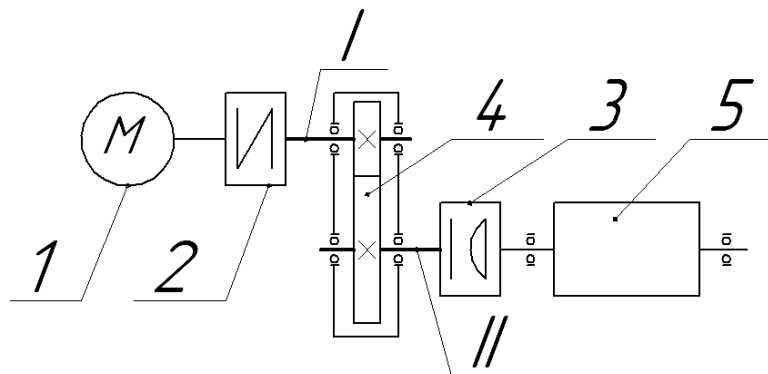
10 Что такое угол давления в кулачковом механизме?

2 Лабораторная работа № 2. Кинематический анализ зубчатых механизмов

Цель работы: определение передаточного отношения по заданной схеме и известным числам зубьев колеса.

Теоретические сведения.

Среди существующего множества механизмов наибольшую сферу применения в технике нашли зубчатые механизмы, состоящие из зубчатых колес. Эти механизмы используются в приводах для передачи вращения от двигателя к рабочему органу с понижением, реже повышением частоты вращения (рисунок 2.1).



1 – двигатель; 2, 3 – муфты; 4 – зубчатая передача (механизм); 5 – рабочий орган;
I – входной (ведущий) вал; II – выходной (ведомый) вал

Рисунок 2.1 – Кинематическая схема привода

Зубчатый механизм, уменьшающий частоту вращения, называется редуктором, а увеличивающий частоту вращения – мультипликатором.

Важнейшим параметром зубчатого механизма является передаточное отношение.

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей (частот вращения) звеньев, входного I к выходному II (см. рисунок 2.1):

$$i_{I\Pi} = \frac{\omega_I}{\omega_{\Pi}} = \frac{n_I}{n_{\Pi}}. \quad (2.1)$$

Для мультипликатора $i < 1$. Для редуктора $i > 1$.

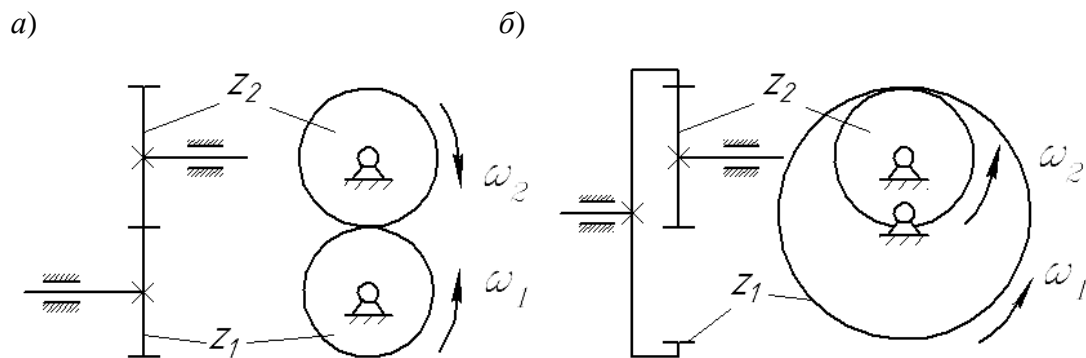
На практике численные значения i реализуют посредством различных видов зубчатых механизмов. Среди них выделяют два вида:

- 1) зубчатые механизмы с неподвижными осями колес – зубчатые ряды;
- 2) зубчатые механизмы, содержащие колеса с подвижными осями, – планетарные механизмы.

Зубчатый механизм, составленный из зубчатых колес с неподвижными осями, называется зубчатым рядом.

Зубчатый ряд, состоящий из двух колес и стойки, есть рядовая передача.

Основные схемы рядовых передач представлены на рисунке 2.2.



а – передача с внешним зацеплением; б – передача с внутренним зацеплением

Рисунок 2.2 – Схемы рядовых передач

Значение передаточного отношения рядовой передачи обратно пропорционально числу зубьев колес:

$$i_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.2)$$

Знак перед дробью позволяет учесть направление вращения колес. Для внешнего зацепления принят знак «минус», учитывающий противоположность вращения колес (рисунок 2.2, а), для внутреннего зацепления (рисунок 2.2, б) принят знак «плюс».

Передаточное отношение любого зубчатого ряда равно произведению передаточных отношений всех передач, входящих в него:

$$i_{1n} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}. \quad (2.3)$$

Например, для кинематической схемы, показанной на рисунке 2.3, передаточное отношение определится по выражению

$$i_{1n} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5}\right) \cdot \left(-\frac{z_7}{z_6}\right) = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_7}{z_5}. \quad (2.4)$$

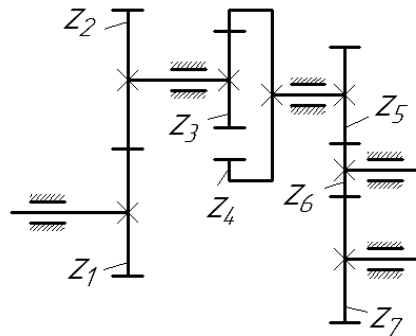


Рисунок 2.3 – Кинематическая схема зубчатого ряда

Зубчатый механизм, в котором присутствуют зубчатые колеса с подвижными осями вращения, называется планетарным зубчатым механизмом.

В планетарном механизме обязательно имеются колеса с подвижной осью. Эти колеса z_{g1} и z_{g2} (рисунок 2.4) называются сателлитами. Подвижное звено, в котором помещена ось сателлита, называется водилом h . Кроме того, в планетарной передаче есть два центральных колеса: подвижное центральное z_a называется солнечным, а неподвижное z_b – опорным. Геометрическая ось центральных колес и водила общая. Типовые схемы планетарных передач представлены на рисунке 2.4.

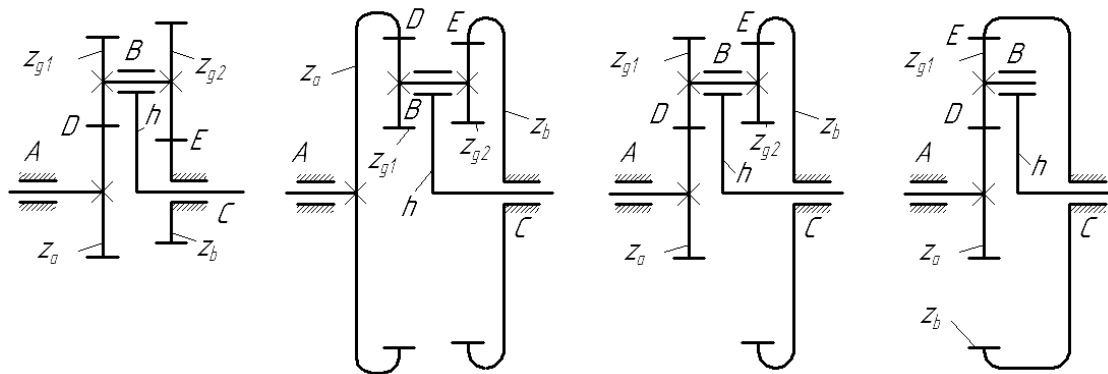


Рисунок 2.4 – Типовые схемы планетарных передач

Степень подвижности рассчитываемых передач равна 1. Докажем это, используя формулу Чебышева:

$$W = 3k - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1, \quad (2.5)$$

где k – число подвижных звеньев, $k = 3$;

p_1 – число одноподвижных пар (A, B, C), $p_1 = 3$;

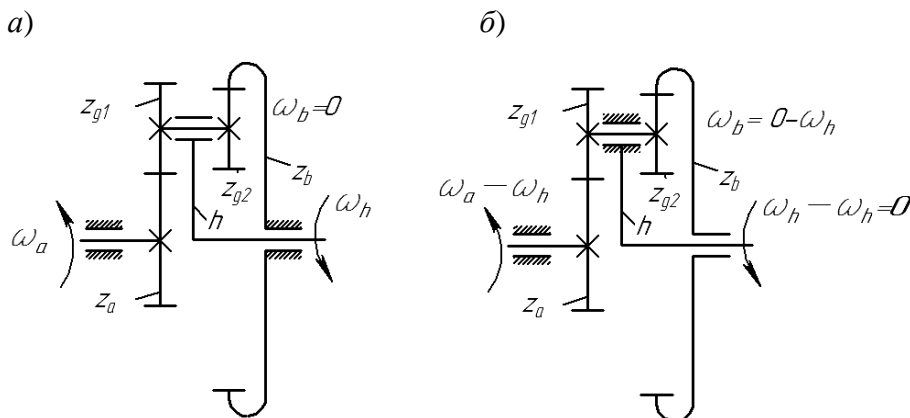
p_2 – число двухподвижных пар (D, E), $p_2 = 2$.

Для планетарных механизмов в обозначении передаточного отношения указывается, от какого звена к какому звену передается движение, например, обозначение передаточного отношения i_{ah}^b означает, что в планетарном механизме движение передается от ведущего звена (солнечного колеса a) к ведомому звену (водице h) при неподвижном опорном колесе b .

Задача кинематического анализа планетарных передач состоит в определении передаточного отношения i_{ah}^b либо i_{ha}^b при заданных числах зубьев.

Эта задача решается путем приведения планетарного механизма к рядовому методом обращенного движения (метода Виллиса), который заключается в следующем. Условно всем звеньям механизма (рисунок 2.5, *a*) мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью $-\omega_h$, равной, но противоположной по направлению угловой скорости водила h . При этом водило как бы остановится, и планетарная передача превратится в зубчатый ряд (рисунок 2.5, *б*), передаточное отношение которого может быть выражено отношением чисел зубьев колес.

Проиллюстрируем метод обращенного движения для механизма, представленного на рисунке 2.5, *a*.



a – планетарный механизм; *б* – обращённый механизм

Рисунок 2.5 – Кинематический анализ планетарного механизма

Передаточное отношение данного механизма может быть определено через угловые скорости ведущего звена (солнечного колеса a) и ведомого звена (водицы h) по выражению

$$i_{ah}^b = -\frac{\omega_a}{\omega_h}. \quad (2.6)$$

При этом знак «минус» указывает, что направления вращения солнечного колеса a и водила h противоположны.

Сообщаем всем звеньям механизма угловую скорость, равную по величине и обратную по направлению угловой скорости водила $-\omega_h$. При этом водило останавливается, а опорное колесо начинает вращаться и движение будет передаваться

от солнечного колеса a (имеющего угловую скорость $\omega_a - \omega_h$) к опорному колесу b (имеющему угловую скорость $\omega_b = 0 - \omega_h = -\omega_h$) (см. рисунок 2.5, б).

Передаточное отношение i_{ah}^b обращенного механизма можно посчитать через угловые скорости ведущего и ведомого звеньев и через числа зубьев колес:

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = \left(-\frac{z_{g1}}{z_a} \right) \cdot \frac{z_b}{z_{g2}}. \quad (2.7)$$

Преобразуем выражение (2.7):

$$-\frac{\omega_a}{\omega_h} + \frac{\omega_h}{\omega_h} = \left(-\frac{z_{g1}}{z_a} \right) \cdot \frac{z_b}{z_{g2}}. \quad (2.8)$$

Выражаем из (2.8) величину $-\frac{\omega_a}{\omega_h}$, которая является, согласно выражению (2.6), искомым передаточным отношением рассматриваемого планетарного механизма. Получаем

$$-\frac{\omega_a}{\omega_h} = -1 + \left(-\frac{z_{g1}}{z_a} \right) \cdot \frac{z_b}{z_{g2}} \quad (2.9)$$

или

$$i_{ah}^b = 1 + \frac{z_{g1}}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_{g2}}. \quad (2.10)$$

Если в планетарном механизме ведущим звеном является водило h , то при использовании метода обращенного движения учитывают выражение

$$i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b}. \quad (2.11)$$

То есть если в механизме, представленном на рисунке 2.4, a , ведущим звеном является водило h , то передаточное отношение определится по выражению

$$i_{ha}^b = \frac{1}{1 + \frac{z_{g1}}{z_a} \cdot \frac{z_b}{z_{g2}}}. \quad (2.12)$$



Порядок выполнения работы.

Для выданного преподавателем механизма составить кинематическую схему (примеры кинематических схем изображены на рисунке 2.4), обозначить звенья и кинематические пары.

Проверить степень подвижности механизма по формуле Чебышева (выражение (2.5)).

Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.

Составить кинематическую схему обращенного механизма.

Вычислить передаточное отношение, используя метод обращенного движения.

Проверить правильность подсчитанного передаточного отношения опытным путем. Для этого определить угол поворота выходного вала $\varphi_{\text{вых}}$, повернув входной вал на 360° . Обратить внимание на направления вращения входного и выходного валов.

$$i_{\text{опытн}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{\varphi_{\text{вх}}}{\varphi_{\text{вых}}}. \quad (2.13)$$

Отчет должен включать:

- цель работы;
- кинематические схемы планетарного и обращенного механизмов;
- числа зубьев колес;
- проверку степени подвижности механизма;
- определение передаточного отношения планетарного механизма (расчетные зависимости и расчеты);
- определение передаточного отношения опытным путем.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Назначение зубчатых механизмов.
- 2 Что такое редуктор?
- 3 Для чего служит мультипликатор?
- 4 Что такое передаточное отношение?
- 5 Два вида зубчатых механизмов.
- 6 Какой механизм называется зубчатым рядом?
- 7 Как вычислить значение передаточного отношения рядовой передачи, рядового механизма при известных числах зубьев колес?
- 8 В чем отличие планетарных зубчатых механизмов от рядовых?
- 9 Назовите все звенья планетарной передачи.
- 10 Что такое обращенный механизм?
- 11 Как определить передаточное отношение опытным путем?



3 Лабораторная работа № 3. Построение эвольвентных колес методом обкатки

Цель работы: изучение геометрии эвольвентных колес, нарезаемых без смещения и с положительным смещением зубчатой рейки.

Теоретические сведения.

Зубчатые колеса, применяемые в машиностроении, имеют эвольвентный профиль зуба.

Эвольвента (развертка) окружности есть кривая, центры кривизны которой лежат на окружности. Эвольвента окружности полностью определяет геометрию зуба.

Основные параметры эвольвентного колеса следующие (рисунок 3.1):

- число зубьев z ;
- окружность впадин диаметром d_f ;
- окружность вершин диаметром d_a ;
- основная окружность диаметром d_b ;
- делительная окружность диаметром d (делит зуб на две части: головку и ножку);
- высота головки зуба h_a ;
- высота ножки зуба h_f ;
- высота зуба $h = h_a + h_f$;
- толщина зуба S ;
- делительный шаг зубьев p ;
- модуль зубьев m (отношение делительного шага к числу π).

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (3.1)$$

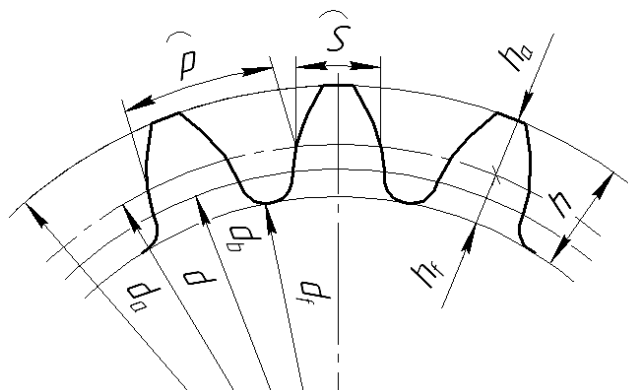


Рисунок 3.1 – Геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса

Модуль измеряется в миллиметрах и регламентирован ГОСТ 9563–74.

Предельной формой зубчатого колеса при числе зубьев $z = \infty$ является зубчатая рейка. Исходный контур рейки и его параметры по ГОСТ 13755–68

изображены на рисунке 3.2. Для рейки все окружности переходят в параллельные прямые, а эвольвентный профиль зуба – в прямую с углом наклона $\alpha = 20^\circ$.

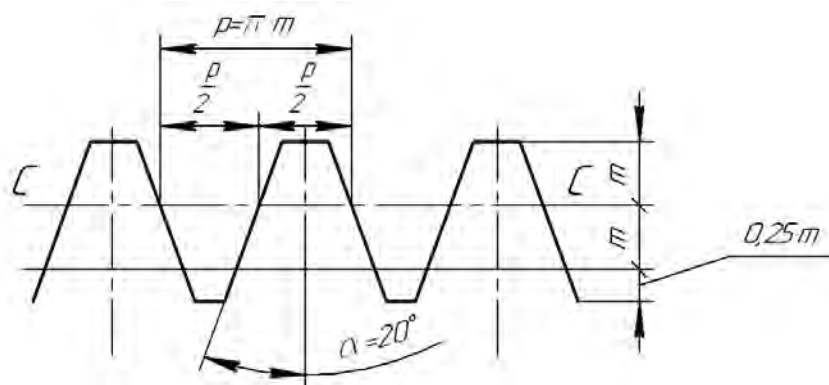


Рисунок 3.2 – Основные параметры профиля зуба зубчатой рейки

Прямая CC называется средней линией рейки.

Различают два способа изготовления зубчатых колес: копирование и обкатка.

При способе копирования режущий инструмент, который копирует форму впадины, врезается в заготовку и фрезерует одну впадину, затем заготовка поворачивается на соответствующий угол и выполняется следующая впадина и т. д. Данный способ применяют редко из-за высокой погрешности шага зубьев и необходимости наличия большого парка фрез.

При способе обкатки инструментом служит червячная фреза, имеющая в продольном сечении форму зубчатой рейки. Способ обкатки состоит в том, что при обработке инструмент и заготовка получают относительное движение такое же, как при зацеплении рейки (шестерни) с колесом. Способ обкатки позволяет изготовить одним и тем же инструментом колеса с любым числом зубьев. Поэтому наиболее распространен.

Для получения зубчатых передач меньших габаритов колеса должны иметь малые числа зубьев. Вместе с тем в процессе изготовления колес с числами зубьев $z < 17$ часть зуба у основания срезается режущей кромкой инструмента. В результате получается колесо с подрезанным зубом. Подрез зуба ослабляет его ножку и уменьшает эвольвентную часть профиля. Поэтому для устранения подрезания зубьев выполняют коррегирование (смещение).

Смещением X (рисунок 3.3) называется расстояние между средней линией рейки CC и делительной окружностью:

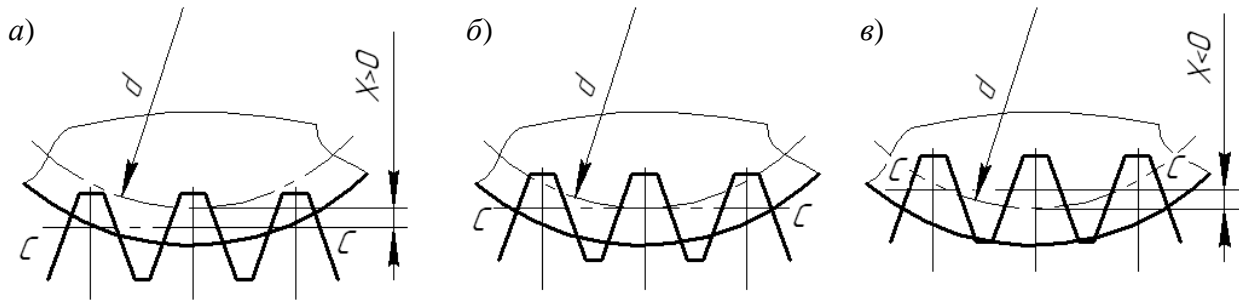
$$X = x \cdot m, \quad (3.2)$$

где x – коэффициент смещения.

При нарезании колес средняя линия рейки CC может занимать три различные позиции по отношению к заготовке:

- 1) средняя линия CC катится без скольжения по делительной окружности $x = 0$ (рисунок 3.3, б);
- 2) средняя линия CC смещена от центра колеса $x > 0$ (рисунок 3.3, а);

3) средняя линия CC смещена к центру колеса $x < 0$ (рисунок 3.3, в).



а – положительное смещение; б – нулевое колесо; в – отрицательное смещение

Рисунок 3.3 – Схемы колес со смещением

Соответственно различают три вида колес: нулевые, положительные, отрицательные.

Смещение инструмента влияет на толщину зуба S и на соотношение высоты ножки и головки зуба. Поэтому этот прием применяется для усиления отдельных элементов колеса. В частности, при $x > 0$ ножка зуба становится короче и толще, а значит, прочнее.

Расчет размеров смещенных и нулевых колес при заданном модуле m и числе зубьев колес z производят по формулам, приведенным в [1].

Зубчатые колеса с $z < 17$ проектируют только положительными. Минимальный коэффициент смещения инструмента рассчитывают из условия отсутствия подрезания по формуле

$$x = \frac{17 - z}{17}. \quad (3.3)$$

Максимальное смещение инструмента ограничено условием получения $S_a \geq 0,3m$. В противном случае зуб может оказаться заостренным.

Порядок выполнения работы.

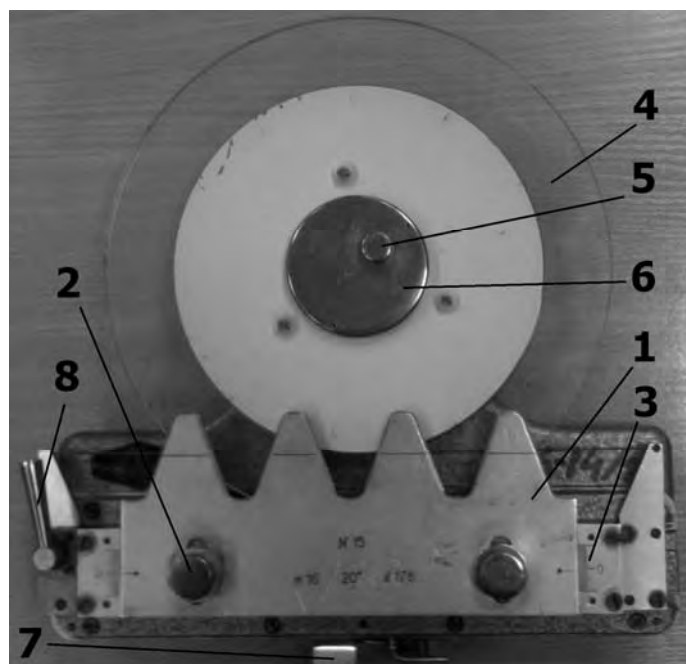
Работа выполняется с использованием прибора ТММ-42 для вычерчивания профилей зубьев (рисунок 3.4), который имитирует процесс нарезания эвольвентных профилей смещенных и несмещенных колес по методу обкатки.

На рейке 1 указаны ее модуль m , угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ и делительный диаметр нарезаемого колеса d . Рейка с помощью винтов 2 устанавливается по шкале 3 в нулевое положение. При этом средняя линия CC рейки касается делительной окружности, при нарезании получают нулевое колесо. Освободив винты 2, рейке можно дать нужный сдвиг относительно отметки «0» шкалы 3 и вычертить зубья смещенного колеса.

Заготовка нарезаемого колеса (бумажный круг) крепится на диск 4 винтом 5 прижимного фланца б.

Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи храповика, приводимого в движение от рычага 7. При нажатии рычага 7 рейка

подается влево на 4...5 мм, одновременно происходит поворот диска 4.



1 – рейка; 2 – винты; 3 – шкала; 4 – диск; 5 – винт; 6 – фланец прижимной; 7 – рычаг; 8 – рукоятка

Рисунок 3.4 – Прибор ТММ-42

Работа выполняется в следующем порядке:

- вычислить размеры колес;
- закрепить бумажный круг на диске 4 прибора;
- установить рейку в нулевое положение – риска на рейке должна совпадать с нулевой отметкой шкалы. Перевести рейку в исходное крайнее правое положение, освободив рычаг 8;
- очертить зубья рейки остро заточенным карандашом;
- нажимом на рычаг 7 передвинуть рейку влево на один шаг и вновь очертить зубья рейки. Повторять операции до тех пор, пока рейка не дойдет влево до упора. На половине заготовки получится два–три хорошо очерченных зуба нулевого колеса;
- перевести рейку в исходное положение;
- освободив винты 2, отодвинуть рейку от оси заготовки на величину рассчитанного смещения (по шкалам) и вновь закрепить;
- вращением рукоятки 8 влево до отказа освободить диск с бумажным кругом и повернуть его чистым полем к рейке. Рукоятку 8 вернуть в правое положение;
- сняв бумажный круг, прочертить циркулем делительную и основную окружности и измерить по ним окружные толщины зубьев для обоих колес. Сравнить полученные величины с расчетными;
- провести на чертеже окружности вершин и впадин. Для нулевого и смещенного колес их размеры различны;

- проверить зуб колеса со смещением на заострение, замерив S_a^x ;
- оформить отчет и приложить к нему бумажный круг с вычерченными профилями зубьев.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- модуль рейки;
- угол профиля рейки;
- диаметр делительный;
- расчет размеров колес.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое эвольвента и как она образуется?
- 2 Какие элементы эвольвентного колеса являются расчетными?
- 3 Что такое модуль?
- 4 Сколько модулей высота зуба исходного контура, шаг?
- 5 Что такое средняя линия рейки?
- 6 Какие методы применяют при зубофрезеровании?
- 7 Почему метод обкатки наиболее распространен?
- 8 Что такое смещение?
- 9 Какое колесо называют нулевым, положительным, отрицательным?
- 10 Как рассчитать размеры нулевого колеса, если известны m и z ?
- 11 Какие колеса необходимо проектировать положительными и почему?
- 12 Как рассчитать минимальную величину смещения?
- 13 Почему требуется выполнять условие $S_a^x \geq 0,3 \cdot m$?
- 14 Каковы преимущества эвольвентных колес?



4 Лабораторная работа № 4. Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца

Цель работы: ознакомление с конструкцией биениемера. Освоение приемов наладки прибора и отсчета отклонений. Вычисление действительной величины радиального биения. Анализ графика изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

Сведения о конструкции биениемера и радиальном биении зубчатого венца.

Биениемер (рисунок 4.1) состоит из основания 1 , во втулках которого находятся с возможностью осевого перемещения центры 2 и 3 , фиксируемые резьбовыми рукоятками 4 и 5 . Осевой натяг конусов центров и конических центровых отверстий оправки 6 контролируемого колеса 7 создается вращением винта 8 и прижимной пружины центра 2 . На основании 1 посредством призмы 9 и вин-

тов 10 установлена измерительная стойка 11, клемма которой удерживает многооборотный индикатор часового типа 12, на торце измерительного стержня 13 которого закреплен измерительный наконечник 14.

Радиальным биением F_{rr} зубчатого венца называется наибольшая в пределах зубчатого колеса разность расстояний $R_{наиб}$ и $R_{наим}$ от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура зуба или впадины, условно наложенного на профили зубьев колеса.

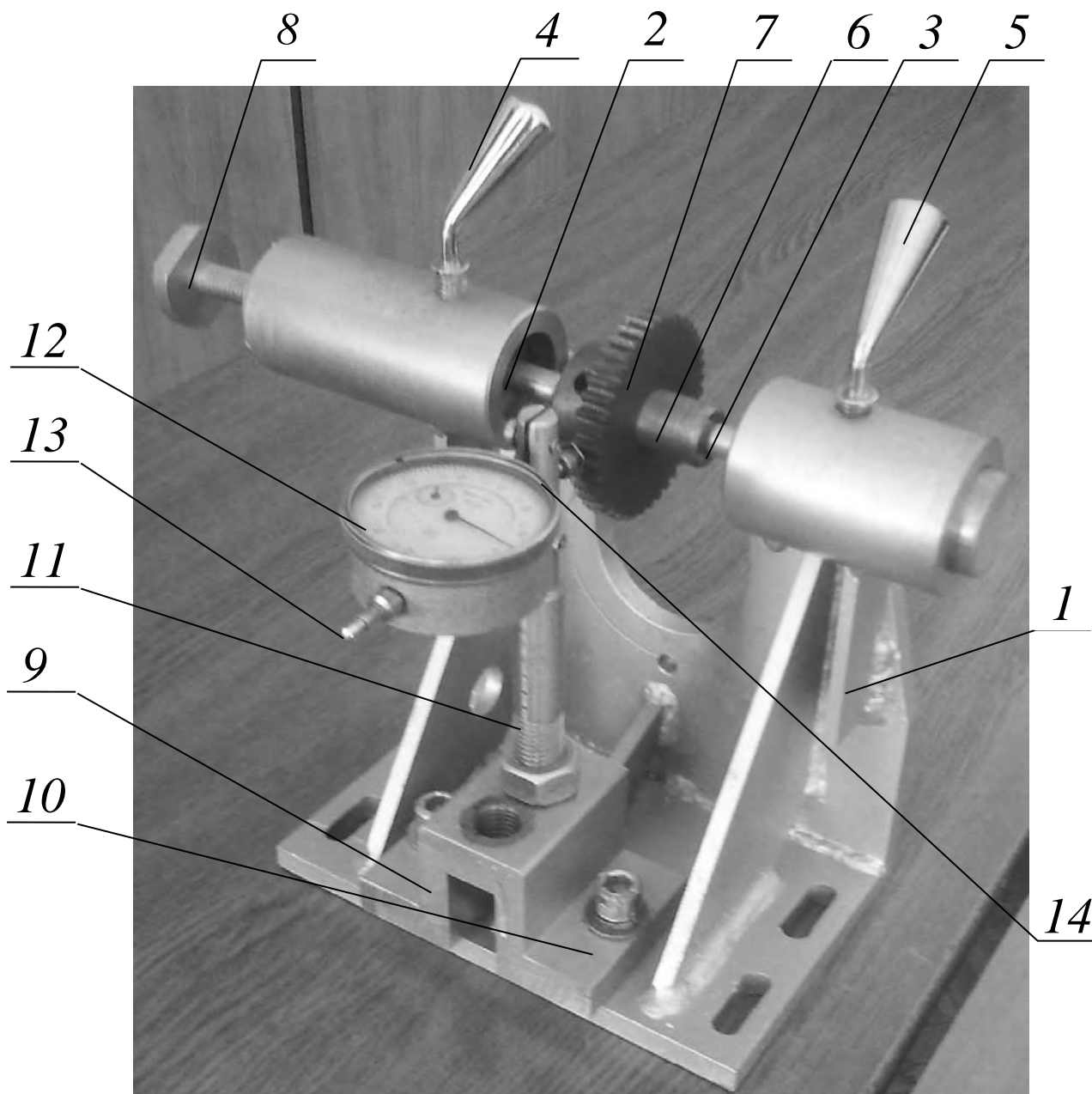


Рисунок 4.1 – Биениемер

Порядок выполнения работы.

На торце измерительного стержня 13 (см. рисунок 4.1) индикатора часового типа 12 закрепляют измерительный наконечник 14, соответствующий модулю m проверяемого колеса 7, ориентировочное значение которого

определяют по формуле

$$m = d_a / (z + 2),$$

где d_a – диаметр окружности вершин зубьев проверяемого колеса 7 (измеряют микрометром или штангенциркулем);

z – число зубьев проверяемого колеса.

Округляют значение m до ближайшей величины из стандартного ряда, мм: 0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5;

Определяют диаметр делительной окружности проверяемого колеса по формуле

$$d = m \cdot z.$$

Значения параметров z , d_a , m , d , степень точности колеса и допуск на радиальное биение F_r зубчатого венца по ГОСТ 1643–81 заносят в бланк отчета. В центрах 2 и 3 устанавливают на оправке 6 проверяемое колесо 7.

Индикатор часового типа 12 перемещают в клемме измерительной стойки 11 до натяга в 1,5...2 мм измерительного наконечника 14 стержня 13 с впадиной между зубьями колеса 7. Шкалу индикатора устанавливают на «ноль».

Посредством стержня 13 измерительный наконечник 14 выводят из впадины между зубьями колеса 7.

Зубчатое колесо поворачивают так, чтобы следующая впадина находилась против измерительного наконечника.

Измерительный наконечник 14 вводят в контакт с боковыми поверхностями зубьев колеса 7, снимается показание прибора и заносится в отчетный бланк, составленный по форме таблицы 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты измерения радиального биения F_{rr}

Номер впадины	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
F_{rr} , мкм																	

Указанные действия последовательно повторяют для каждой впадины зубчатого колеса. Все снятые показания индикатора заносятся в отчетный бланк.

Действительное значение радиального биения определяют как разность между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора.

По результатам измерений на бланке отчета строят график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

Сравнивая действительное значение радиального биения F_{rr} с допустимым F_r по ГОСТ 1643–81, дают заключение о годности колеса по этому показателю, результат заносят в отчет.



Отчет должен включать:

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами измерений;
- график $F_{rr} = f(z)$;
- заключение о годности колеса;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 По эксплуатационному назначению на какие основные группы делятся цилиндрические зубчатые передачи?
- 2 Назовите степени точности цилиндрических зубчатых колес и передач.
- 3 Назовите три группы показателей норм точности.
- 4 Что такое исходный контур зубчатого колеса?
- 5 Что называется радиальным биением зубчатого колеса?
- 6 Какую норму точности зубчатого колеса определяет радиальное биение венца?

5 Лабораторная работа № 5. Изучение резьбовых соединений

Цель работы: ознакомление с основными типами резьбовых соединений: с конструктивными формами болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб. Ознакомление с основными способами стопорения резьбовых соединений.

Типы соединений.

Различают три основных типа резьбовых соединений. Соединение болтом или винтом с гайкой – болтовое соединение (рисунок 5.1, *а*). Соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие, – винтовое соединение (рисунок 5.1, *б*). Соединение шпилькой с гайкой и с резьбовым отверстием – соединение шпилькой (рисунок 5.1, *в*). При выборе одного из этих трех вариантов учитывают прочность материала соединяемых деталей, частоту сборки и разборки деталей.

При многократной сборке и разборке во избежание повреждения резьбы в корпусной детали предпочтительны варианты по рисункам 5.1, *а* или *в*.

По форме стержня болты изготавливают для постановки в отверстие с зазором (рисунок 5.2, *а*) и без зазора (рисунок 5.2, *б*).

Болты нормальной точности широко применяются в общем машиностроении, в основном для скрепления деталей, нагруженных статически. Болты повышенной точности изготавливаются из более качественных сталей и применяются при больших вибрационных нагрузках в двигателестроении, станкостроении.



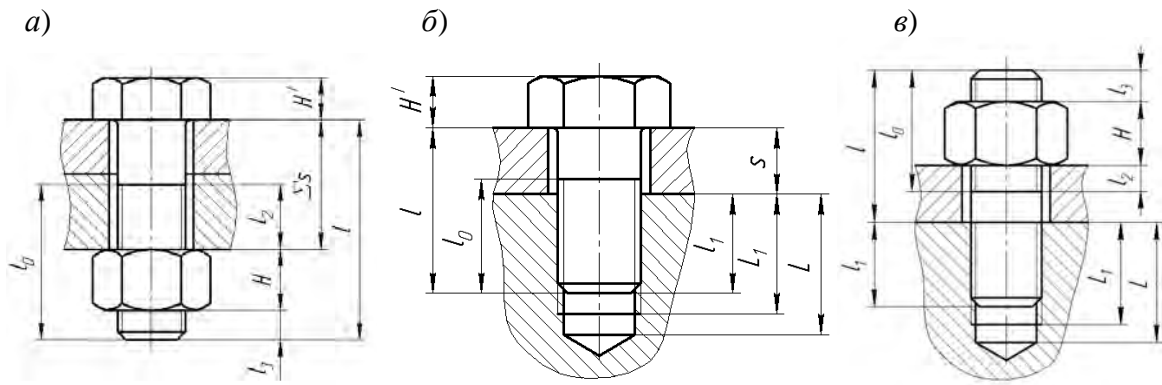


Рисунок 5.1 – Типы резьбовых соединений

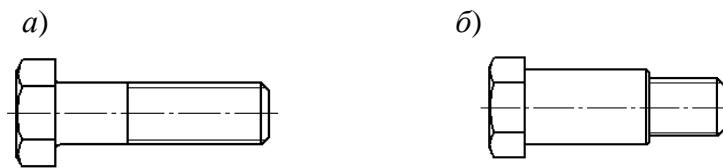
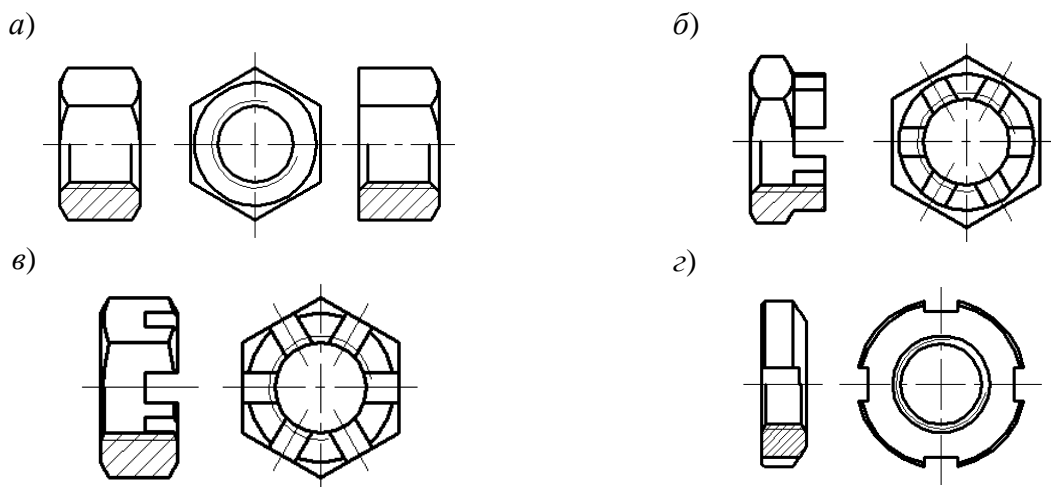


Рисунок 5.2 – Формы стержней болтов

Болты, устанавливаемые в отверстия без зазора (см. рисунок 5.2, б), – болты с шестигранной уменьшенной головкой для отверстия после развертки, применяются при больших поперечных (сдвигающих) нагрузках в целях уменьшения габаритов соединения. Такие болты одновременно могут выполнять функцию штифтов.

Основные типы гаек.

Гайки шестигранные бывают с нормальным и уменьшенным размером под ключ, высокие и низкие (рисунок 5.3, а). Гайки прорезные (рисунок 5.3, в) и гайки корончатые (рисунок 5.3, б) выполняют с прорезью под шпильки.



а – гайки шестигранные; б – гайки корончатые; в – гайки шестигранные прорезные; г – гайки круглые шлицевые

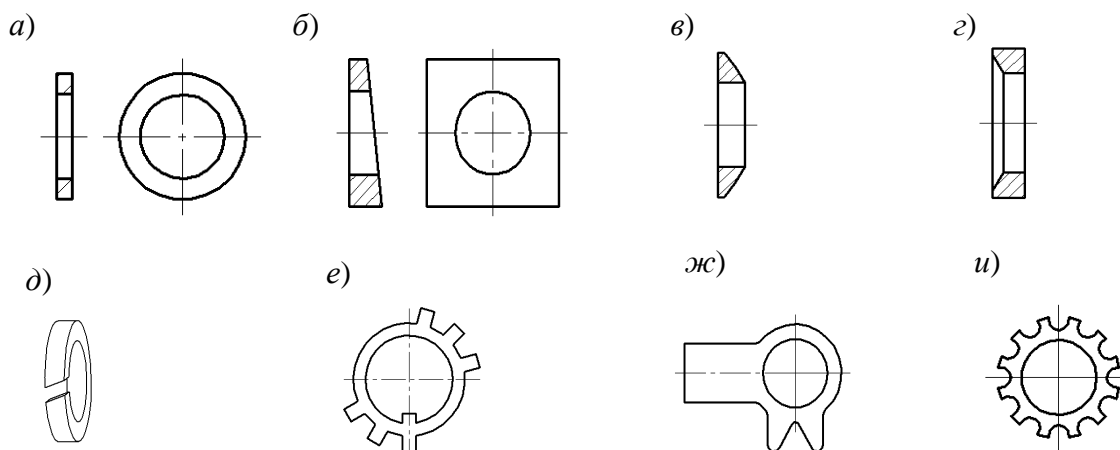
Рисунок 5.3 – Типы гаек

Гайки круглые выполняют с прорезями под ключ (рисунок 5.3, *з*) и применяют, главным образом, для закрепления деталей на валах.

Основные типы шайб.

Все типы шайб можно разделить на две основные группы:

- 1) шайбы подкладные (рисунок 5.4, *а–г*);
- 2) шайбы стопорные (рисунок 5.4, *д–и*).



а – простая; *б* – косая; *в* – сферическая; *г* – коническая; *д* – пружинная; *е* – многолапчатая; *жс* – с лапкой; *и* – вырубная с наружными зубьями

Рисунок 5.4 – Типы шайб

Шайба простая (см. рисунок 5.4, *а*) ставится под гайку или головку винта с целью предохранения чистых поверхностей деталей от повреждения при завинчивании гайки (винта) и уменьшения смятия деталей гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала.

Шайбы косые (см. рисунок 5.4, *б*) используются для устранения изгиба стержня болта при опоре гайки на полки прокатных профилей.

Шайба сферическая (см. рисунок 5.4, *в*) в комплекте с шайбой конической (см. рисунок 5.4, *г*) обеспечивает самоустановку гаек (головок болтов), поэтому осевая нагрузка распределяется строго по оси стержня болта.

Шайбы пружинные (см. рисунок 5.4, *д*) применяют для стопорения гайки или головки винта относительно корпуса (предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания).

Шайбы стопорные многолапчатые (см. рисунок 5.4, *е*) служат для закрепления круглых гаек (см. рисунок 5.3, *з*) относительно вала. Внутренний выступ входит в паз на валу, один из наружных выступов загибается в шлиц гайки.

Шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 5.4, *жс*) применяют для закрепления гайки или головки винта относительно корпуса путем пластических деформаций: шайбу загибают на деталь и на грань гайки или головки винта.

Шайбы стопорные вырубные с наружными зубьями (см. рисунок 5.4, *и*).

В технике применяют следующие способы стопорения резьбовых соединений: – создание дополнительных сил трения на торце гайки или головке болта.

Преимуществом стопорения дополнительными силами трения является возможность фиксировать детали в любом положении;

– стопорение специальными элементами. Такое стопорение обеспечивает жесткое соединение, создает надежность.

При стопорении дополнительными силами трения широко применяются пружинные шайбы (см. рисунок 5.4, *д*), которые благодаря упругости и врезанию острых кромок в гайку и корпусную деталь противодействуют самоотвинчиванию. Аналогичный принцип положен в основу работы вырубных шайб с наружными зубьями (см. рисунок 5.4, *и*).

Для стопорения специальными элементами применяют шайбы стопорные с лапкой (см. рисунок 5.4, *ж*).

Порядок выполнения работы.

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- изучить теоретические сведения;
- выполнить эскизы трех типов резьбовых соединений с указанием основных соотношений и размеров;
- выполнить эскиз болта (винта), выданного преподавателем, определить его основные размеры и обозначить их на эскизе;
- записать условное обозначение болта (винта), выданного преподавателем.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскизы трех типов резьбовых соединений с указанием основных соотношений и размеров;
- эскиз болта (винта), выданного преподавателем;
- условное обозначение винта или болта;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Виды соединений. Чем они отличаются и как обосновывается их выбор?
- 2 Какие бывают конструктивные формы болтов?
- 3 Какие бывают конструктивные формы головок болтов и винтов?
- 4 Перечислите основные типы гаек и укажите их особенности.
- 5 Перечислите основные типы шайб и укажите их особенности.
- 6 Что такое самоторможение для резьбы?
- 7 Для чего нужно стопорение резьбы?
- 8 Перечислите способы стопорения резьбы.
- 9 Из какого материала изготавливают резьбовые детали, чем обосновывается выбор материала?
- 10 Какие параметры зашифрованы в условном обозначении болта?
- 11 Что мы можем узнать из класса прочности резьбовой детали?



6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора, определение параметров зубчатого зацепления, измерение габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Описание конструкции редуктора.

Редуктор – это механизм, предназначенный для увеличения момента и снижения частоты вращения при передаче движения ведущего вала к ведомому. Вид редуктора определяется количеством и видом передач, входящих в его состав. Например, если в состав редуктора входят две цилиндрические зубчатые передачи, то такой редуктор называется цилиндрическим двухступенчатым.

Основным параметром редуктора является передаточное отношение, которое показывает, во сколько раз скорость выходного вала редуктора меньше, чем входного. Наиболее распространены зубчатые редукторы, обладающие высоким КПД и достаточной долговечностью [1].

Ответственным узлом редуктора является его корпус. Он проектируется на основании многих требований, учитывающих технологию изготовления корпуса и монтажа передачи, удобства осмотров и ремонта при эксплуатации. Так как корпус воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее работе, и внешние силовые факторы (активный момент на быстроходном валу, реактивный момент на тихоходном валу, консольные нагрузки на концах валов, вес и силы инерции вращения деталей в период пуска и остановки), действующие на болты, с помощью которых редуктор присоединен к раме или фундаменту, то он должен быть достаточно жестким. Для увеличения жесткости корпуса редуктора в месте расположения подшипниковых опор в конструкции корпуса предусмотрены специальные элементы – ребра жесткости.

На корпусах редукторов предусматривают элементы для строповки при транспортировке и во время монтажа.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников. Кроме того, с помощью смазки производится охлаждение деталей и предохранение их от коррозии. Емкость масляной ванны должна быть достаточной для обеспечения необходимого отвода тепла к стенкам корпуса и чтобы продукты износа не вовлекались в повторное обращение, а оставались на дне ванны. Для слива масла предусматривают сливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Заливка масла выполняется, как правило, через смотровое окно. Контроль уровня масляной ванны чаще всего производят жезловым маслоуказателем.

Уплотнение быстроходного и тихоходного валов зубчатых передач предназначено для предотвращения вытекания масла из корпуса, а также для защи-



ты от попадания грязи вовнутрь корпуса.

Нагревание воздуха в корпусе работающего редуктора сопровождается повышением давления. Чтобы предотвратить при нагревании протечки масла через разъемы корпуса и уплотнения валов, а при остывании – засасывание загрязненного воздуха внутрь, предусматривают вентиляцию корпуса. При смазке зубчатых колес окунанием для вентиляции достаточно поставить пробку-отдушину.

Зубчатые колеса могут быть насадными или выполненными за одно с валом – вал-шестерни. Если зубчатые колеса изготовлены с применением литых заготовок и вращаются с частотой свыше 500 об/мин, то они должны быть отбалансированы. Балансировка зубчатых колес производится, как правило, выполнением отверстий в ступице зубчатого колеса.

Расчет параметров зубчатых колес.

Числа зубьев зубчатых колес определяют подсчетом.

Модуль определяют в зависимости от нормального основного шага. Нормальный основной шаг p_n определяют как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе: $p_n = W_{z_{n+1}} - W_{z_n}$.

Одна длина W_{z_n} измеряется, согласно рисунку 6.1, при числе зубьев в длине общей нормали Z_n , а вторая длина $W_{z_{n+1}}$ – при числе зубьев в длине общей нормали Z_{n+1} .

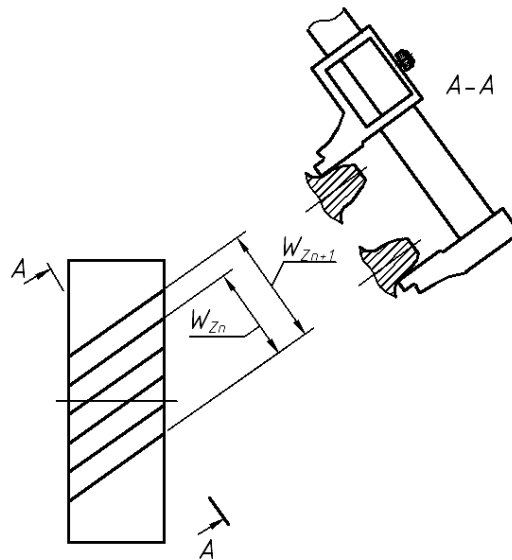


Рисунок 6.1 – Измерение длины общей нормали для определения шага

Определение p_n лучше производить на ведомом зубчатом колесе, а не на шестерне, т. к. в этом случае погрешность измерений W_{z_n} , возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше.

Начальное межосевое расстояние передачи a_w измеряют с точностью до 0,01 мм, а измеренное расстояние уточняют у преподавателя.

Полагая, что $a = a_w$, рассчитывают делительный угол наклона линии зуба с точностью до 1 метрической секунды по формуле

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot a}.$$

В этом случае предполагается зацепление, при котором коэффициенты смещения $x_1 = x_2$, $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta}.$$

Для зубчатых колес, нарезанных без смещения ($x_1 = x_2 = 0$), диаметры вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m_n; \quad d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m_n.$$

Диаметры впадин шестерни и колеса

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m_n; \quad d_{f_2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m_n.$$

Измеряют ширину зубчатых колес в передаче. Определяют коэффициент ширины ψ_{bd} и коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}; \quad \psi_{ba} = \frac{b_1}{a}.$$

Определяют направление линии зубьев зубчатых колес. Правым называют такое направление линии зуба, точка на которой движется по часовой стрелке при удалении вдоль зуба, если смотреть на колесо со стороны торца. Левым – против часовой стрелки.

Рассчитывают передаточное число: $U = \frac{z_2}{z_1}$.

Коэффициент перекрытия учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче. Такие качества передачи обеспечиваются перекрытием работы одной пары зубьев работой другой пары. Для этого каждая пара зубьев должна войти в зацепление до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

О величине перекрытия судят по коэффициенту перекрытия. Для колес с косыми зубьями коэффициент перекрытия ε_γ определяется суммой коэффициентов торцового ε_α и осевого ε_β перекрытий:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta;$$



$$\varepsilon_{\alpha} = \left[0,95 - 1,6 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos\beta) \cos\beta; \quad \varepsilon_{\beta} = \frac{b_2 \cdot \sin\beta}{p_n}.$$

Для прямозубых колес ($\beta = 0$) коэффициента осевого перекрытия не существует.

Порядок выполнения работы.

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- вычертить эскиз общего вида редуктора с проставленными замеренными размерами;
- рассчитать основные параметры зубчатых колес тихоходной передачи;
- сформулировать выводы по результатам работы.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскиз общего вида редуктора с замеренными размерами;
- расчеты основных параметров зубчатых колес;
- выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?
- 3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
- 4 Какие силовые факторы действуют на корпус редуктора?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?
- 6 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 7 Для чего служит система смазки?
- 8 Для чего делают уплотнение валов?
- 9 Для чего зубчатые колеса балансируют?
- 10 Как определяется нормальный модуль зубьев?
- 11 Как определить направление линии зуба?
- 12 Каков физический смысл коэффициента перекрытия?
- 13 Какие размеры называют габаритными и присоединительными?
- 14 Почему входной и выходной валы редуктора имеют разные диаметры?
- 15 Как определяется передаточное отношение редуктора?



7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач

Цель работы: изучение назначения и областей применения планетарных передач, их конструкции и назначения элементов. Закрепление навыков практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

Назначение и применение планетарных передач.

Планетарные передачи используются для:

- редуцирования скорости вращательного движения в качестве силовых передач с малыми удельными габаритами и массой, а также кинематических передач с большими передаточными отношениями;
- сложения и разложения движений, в том числе в качестве передаточных механизмов с автоматическим изменением скорости в станках, автомобилях и других машинах, а также многоступенчатых планетарных коробок скоростей, управляемых поочередным торможением звеньев.

Преимуществами планетарных передач являются [1]:

- малые габариты и масса (вследствие распределения нагрузки между сателлитами), благодаря чему нагрузка на зубьях зубчатых колес уменьшается в несколько раз; большое передаточное число в одной ступени;
- использование передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной несущей способностью;
- возможность получения в результате термообработки более высокой твердости рабочих поверхностей зубьев, т. к. вследствие небольших размеров зубчатых колес риск коробления уменьшается;
- меньший шум, возникающий при работе, что объясняется плавностью внутреннего зацепления, меньшими размерами зубчатых колес, замыканием сил и передач на корпус меньших сил;
- более высокие компоновочные возможности, что облегчает встраивание их в электродвигатели, ходовые колеса, барабаны, шкивы.

Недостатки планетарных передач:

- необходимость более высокой точности изготовления;
- большое число деталей и сложность сборки.

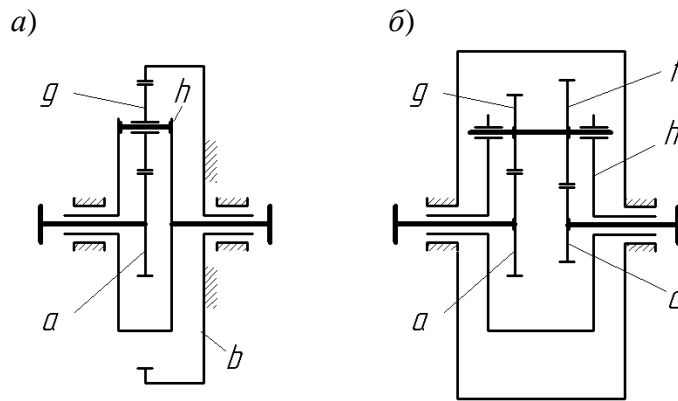
Конструкция планетарных передач.

Механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из зубчатых колес подвижна, называется планетарным механизмом.

Звено планетарного механизма, в котором установлены зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями, называется водилом и обозначается буквой h .

Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси, называются сателлитами и обозначаются буквой g . Сателлит с одним зубчатым венцом называется одновенцовым сателлитом (рисунок 7.1, а), с двумя – двухвенцовым (рисунок 7.1, б).





a – с одновенцовым сателлитом; *б* – с двухвенцовым сателлитом

Рисунок 7.1 – Кинематическая схема планетарного редуктора

Планетарный механизм может иметь один или несколько сателлитов одинакового размера. Число сателлитов определяется числом полюсов зацепления одного из центральных колес. Ось, вокруг которой в абсолютном или относительном движении вращается водило, называется основной осью.

Зубчатые колеса, зацепляющиеся с сателлитами и имеющие оси, совпадающие с осью водила, называются центральными колесами. Центральные колесо могут быть внешнего и внутреннего зацепления. Центральное колесо внешнего зацепления называется солнечным и обозначается буквой *a*. Центральное колесо внутреннего зацепления называется коронным и обозначается буквой *b*.

Если одно из центральных колес планетарной передачи установлено неподвижно, то оно называется опорным.

Чаще всего ведущим (или ведомым) валом передачи служит вал солнечного колеса, а ведомым (или ведущим) – вал водила.

Передача, получаемая из планетарного механизма остановкой водила, называется передачей с невращающимся водилом или обращенным механизмом.

Планетарные механизмы, в которых подвижны все три основных звена, называются дифференциальными передачами или дифференциалами.

Кинематика планетарных передач.

При определении передаточного отношения планетарных передач используется метод Виллиса (метод остановки водила) [2].

Он заключается в сообщении всему механизму угловой скорости, равной угловой скорости водила, но направленной в противоположном направлении. Рассмотрим данный метод применительно к планетарной передаче, показанной на рисунке 7.1, *a*.

Передаточное отношение для данной передачи при передаче движения от солнечного колеса *a* к водилу *h* при остановленном коронном колесе *b* определяется по выражению

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Согласно методу Виллиса, сообщаем всему механизму угловую скорость, равную угловой скорости водила, но направленную в противоположном направлении. При этом получаем обращённый механизм, в котором движение передаётся от солнечного колеса a к коронному колесу b при остановленном водиле h . Передаточное отношение обращённого механизма определяется по выражению

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h}.$$

В рассматриваемом механизме угловая скорость коронного колеса b $\omega_b = 0$, следовательно,

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} \quad \text{или} \quad i_{ab}^h = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Соответственно,

$$i_{ab}^h = 1 - i_{ah}^b \quad \text{или} \quad i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h.$$

Обращённый механизм представляет собой обычную зубчатую передачу, в которой движение передаётся от солнечного колеса a к коронному колесу b через паразитную шестерню g . Следовательно, передаточное отношение обращённого механизма i_{ab}^h при известных числах зубьев всех звеньев планетарной передачи будет определяться выражением

$$i_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}.$$

Порядок выполнения работы.

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- вычертить схему планетарного редуктора с указанием габаритных и присоединительных размеров;
- вычертить кинематическую схему редуктора;
- вычислить размеры зубчатых колес и параметры зубчатых передач;
- сформулировать выводы по результатам работы.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- схему планетарного редуктора с указанием размеров;



- кинематическую схему редуктора;
- таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач;
- ВЫВОДЫ.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Основные элементы планетарного редуктора и их назначение.
- 2 Из каких элементов состоят планетарные передачи редуктора?
- 3 Как определить передаточное отношение редуктора?
- 4 Как определить модуль зацепления в I и II ступенях редуктора?
- 5 Как определить угол наклона зубьев зубчатых колес?
- 6 Как осуществляются контроль наличия и смена масла в редукторе?
- 7 Как осуществляется смазка колес в планетарном редукторе?
- 8 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

8 Лабораторная работа № 8. Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора, способом регулировки подшипников и червячного зацепления. Получение навыков в инженерных расчетах червячных передач.

Общие сведения о червячных редукторах.

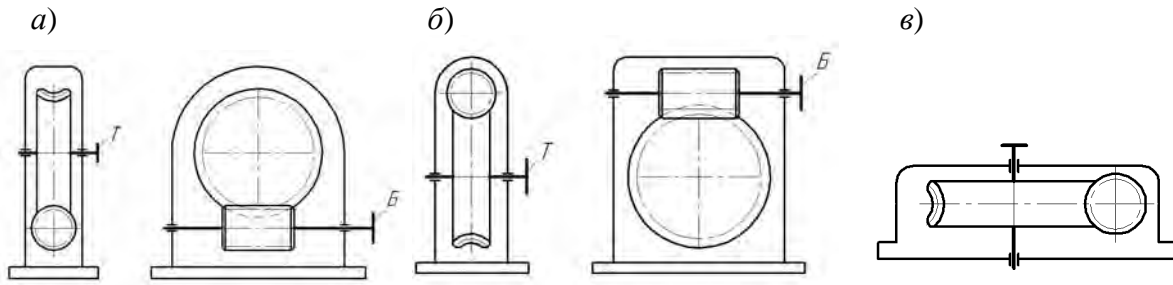
Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами, дают возможность получать в одной ступени большие передаточные отношения ($i = 8 \dots 80$), обладают низкой виброакустической активностью и шумностью, высокой плавностью работы. К недостаткам червячных редукторов следует отнести низкие значения КПД (при числе заходов червяка: $z_1 = 1 - \eta = 0,7 \dots 0,75$; $z_1 = 2 - \eta = 0,75 \dots 0,82$; $z_1 = 4 - \eta = 0,82 \dots 0,92$); меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес [1].

Компоновочные возможности червячного редуктора сводятся к положению червячной пары в пространстве. Различают червячные редукторы с нижним (рисунок 8.1, *а*), верхним (рисунок 8.1, *б*) и боковым (рисунок 8.1, *в*) расположением червяка.

Выбор схемы червячного редуктора обусловлен удобством компоновки привода. При окружных скоростях червяка до 6 м/с предпочтительнее нижнее расположение червяка. При больших скоростях возрастают потери на перемешивание масла, и в этом случае рекомендуется располагать червяк над колесом.

Практически червячные редукторы применяются для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт. Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать $i \approx 4000$.





а – редуктор с нижним расположением червяка; *б* – редуктор с верхним расположением червяка; *в* – редуктор с боковым расположением червяка

Рисунок 8.1 – Червячные редукторы

В ряде случаев червячные передачи входят в состав червячно-цилиндрических и цилиндро-червячных редукторов. Оба типа этих редукторов имеют ортогональное расположение быстроходного и тихоходного валов. Червячно-цилиндрические редукторы имеют червячную быстроходную ступень и одну либо две цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора развернутой схемы. Эти редукторы имеют большие передаточные отношения и низкий уровень виброактивности. Червяк обычно располагают внизу, что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки.

Цилиндрично-червячные редукторы выполняют двухступенчатыми, их передаточные отношения меньше, а уровень виброактивности выше (т. к. быстроходная ступень – цилиндрическая зубчатая), чем у червячно-цилиндрических редукторов.

Конструкция червячного редуктора.

В червячном редукторе червячная передача состоит из червяка, расположенного сверху или снизу, и червячного колеса. Червяк представляет из себя винт. Винтовой выступ червяка называется витком.

Опоры червяка и вала колеса состоят из роликовых (реже шариковых) радиально-упорных подшипников, зазоры в которых можно регулировать.

Корпус редуктора изготавливается из чугуна. Его конструкция должна обеспечивать легкую постановку в него узлов червяка и червячного колеса, а также возможность регулировки зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла. Корпус червячных редукторов (реже крышки подшипников), как правило, изготавливается ребристым. При этом искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы редуктора.

Смазка осуществляется жидким маслом. Способ смазки – картерный, непроточный, общий для червячного зацепления и подшипников. Заливка масла в редуктор выполняется через верхний смотровой люк, слив масла – через отверстие в нижней части корпуса редуктора, закрываемое резьбовой пробкой. Контроль уровня масла в кратере редуктора производится щупом.

В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения.

Назначение уплотнений – предотвратить попадание механических частиц в подшипники и зацепления через зазор между крышками и валом и вытекание смазки из редуктора.

В крышке, закрывающей верхний смотровой люк, сделано отверстие или установлена пробка-отдушина для выравнивания давления воздуха в редукторе с атмосферным. В противном случае при нагревании во время работы воздух выдавливал бы через уплотнения масло, создавая подтеки, а при остывании после работы засасывал бы эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные.

Проектный расчет червячной передачи.

Проектный расчет служит для определения размеров передачи, при которых не возникает опасность повреждения венца червячного колеса.

При проектировочном расчете определяют межосевое расстояние a_w :

$$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{ПП} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \left(\frac{q}{z_2} \right)}}$$

где T_2 – момент на валу червячного колеса, Н·м;

z_2 – число зубьев червячного колеса;

q – коэффициент диаметра червяка;

$[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса, МПа;

$E_{ПП}$ – модуль упругости материалов червяка и колеса (при выполнении венца червячного колеса из бронзы $E_{ПП} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа).

Определение параметров архимедова червяка и червячного колеса, изготовленных стандартным режущим инструментом, производят посредством замеров отдельных элементов червяка и червячного колеса штангенциркулем. Измерение каждого элемента нужно выполнять не менее трех раз. Разность между максимальным и минимальным значениями будет указывать на возможную ошибку при замерах.

Измеряют на червяке расстояние p_1 (расстояние между двумя одноименными точками в начале витка и в конце по делительному диаметру) и, поделив на число шагов в этом расстоянии, определяют расчетный шаг p . Измеряют диаметр вершин витков червяка d_{a1} , диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} .

Расчетный модуль червяка в осевом сечении

$$m = \frac{p}{\pi}$$

Значение m округляют до стандартного по ГОСТ 9672–74.

Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m},$$

где d_1 – делительный диаметр червяка, мм, $d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m$;

h_a^* – коэффициент высоты головки витка ($h_a^* = 1$ по ГОСТ 19036–81).

Значение q округляют до стандартного по ГОСТ 9672–74.

Передаточное отношение

$$i = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 – число заходов червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

Проверка правильности зацепления.

Для правильного червячного зацепления необходимо, чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через ось вращения червяка. Это определяется по пятну контакта. Чтобы получить пятно контакта, на рабочую поверхность витка червяка наносят очень тонкий слой краски. Проворачивают червяк, создавая рукой реактивный момент на валу колеса.

Через люк наблюдают отпечаток краски (пятно контакта) на рабочей поверхности зуба червячного колеса. Пятно контакта должно быть расположено симметрично относительно средней плоскости червячного колеса. Если же пятно контакта смещено вправо или влево, то необходимо вынуть часть прокладок из-под подшипниковой крышки с одной стороны червячного колеса и поставить их под другую крышку. При этом червячное колесо с валом и подшипниками относительно кожуха переместится в сторону вынутых прокладок.

После этого протирают поверхности от краски, еще раз наносят тонкий слой краски на рабочую поверхность витка червяка. Смотрят положение нового пятна контакта. Прокладки переставляют до получения симметричного расположения пятна контакта относительно средней плоскости червячного колеса. После юстировки червячного зацепления закрывают все крышки на редукторе, вставляют маслоуказатель и заворачивают сливную пробку.

Порядок выполнения работы.

При выполнении лабораторной работы необходимо:

– измерить и рассчитать элементы редуктора, червяка и червячного колеса (расстояние от опорной поверхности нижнего фланца редуктора до верхней кромки выходного конца быстроходного вала H_1 ; то же для тихоходного вала H_2 , диаметры выходных концов валов редуктора D_1 и D_2 , число заходов червяка z_1 , диаметр вершин витков червяка d_{a1} , расчетный шаг червяка p , длину нарезанной части червяка b_1 , число зубьев червячного колеса z_2 , диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} , наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} , ширину венца червячного колеса b_2 , межосевое расстояние a_w , модуль m , делительный диаметр червяка d_1 , коэффициент диаметра червяка q , передаточное отношение i , коэффициент смещения червяка x);

- вычертить эскизы редуктора и деталей с проставленными замеренными размерами;
- сформулировать выводы по результатам работы.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- измеряемые и рассчитываемые элементы редуктора, червяка и червячного колеса;
- эскизы редуктора и деталей с проставленными замеренными размерами;
- выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Где применяются червячные редукторы?
- 2 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?
- 3 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 4 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?
- 5 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?
- 6 Как определяют модуль?
- 7 Как определяют коэффициент диаметра червяка?
- 8 Как регулируют подшипники?
- 9 Как регулируют червячное зацепление?
- 10 Каковы критерии работоспособности червячных передач?
- 11 Каковы критерии расчета червячных передач?

9 Лабораторная работа № 9. Испытание ременной передачи. Структурный анализ рычажных механизмов

Испытание ременной передачи

Цель работы: изучение работы ременной передачи, построение кривых скольжения и КПД и определение оптимальной загрузки передачи.

Теоретические основы ременной передачи.

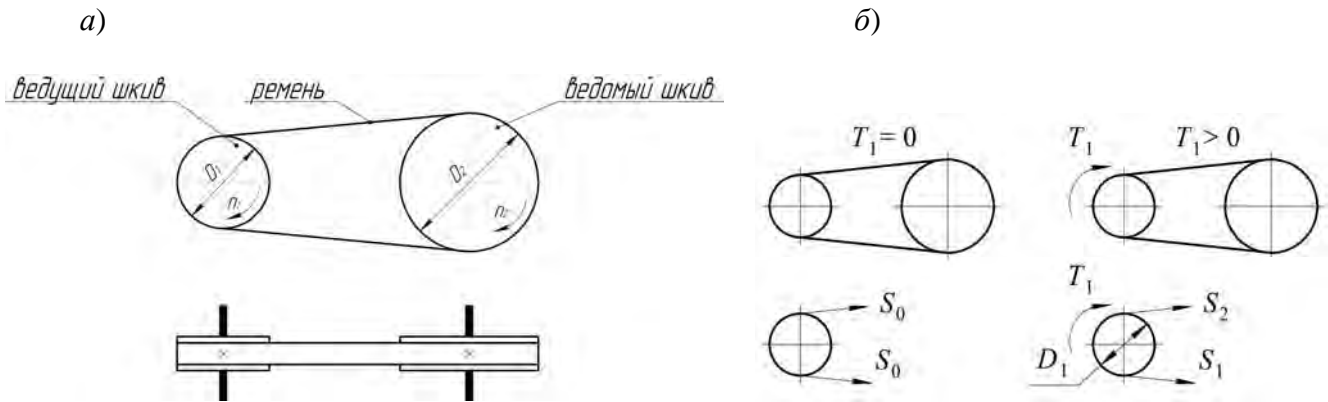
Схема ременной передачи изображена на рисунке 9.1, а. Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы [1]. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

Ременные передачи классифицируют по следующим основным признакам:

- по взаимному расположению звеньев передачи (открытые, перекрестные, угловые и т. д.);



- по виду поперечного сечения ремней (плоскоременные, клиноременные и круглоременные);
- по способу натяжения ремней (натяжение грузовое, винтовое или натяжными роликами).



a – схема ременной передачи; *б* – силы, действующие в ветвях ремня

Рисунок 9.1 – Ременная передача

При передаче крутящего момента T_1 усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 9.1, *б* показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ и под нагрузкой $T_1 > 0$.

Окружная сила на шкивах

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}.$$

Условие равновесия шкива

$$T_1 = \frac{D_1}{2} \cdot (S_1 - S_2),$$

где S_1 и S_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче, Н.

Откуда $S_1 - S_2 = F_t$.

Связь между S_0 , S_1 , и S_2 устанавливают исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной, как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что $S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0$. Отсюда следует

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} \quad \text{и} \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Скольжение в передаче.

Под действием окружной силы F_t ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьша-

ется на дуге обхвата, определяемой углом обхвата α , и станет равной нулю в некоторой точке C (рисунок 9.2). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу AC – дугой упругого скольжения. На дуге BC ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Чем больше F_t , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, т. к. $AC + BC = AB = \text{const}$.

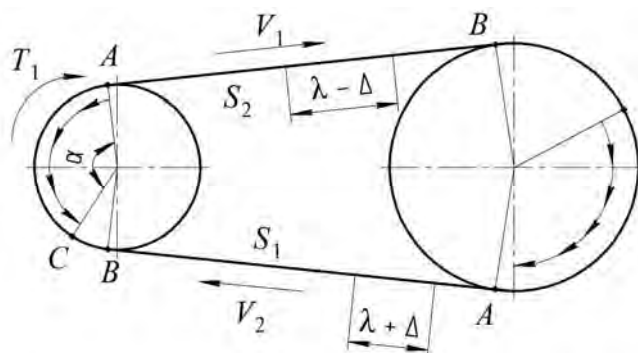


Рисунок 9.2 – Схема скольжения в ременной передаче

При увеличении F_t до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространится на весь угол обхвата – наступит буксование.

Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающих ветвей.

Отметим некоторый участок ремня длиной λ в ненагруженной передаче, а затем нагрузим ее. На ведущей ветви отмеченный участок удлинится до $\lambda + \Delta$, а на ведомой – сократится до $\lambda - \Delta$.

Определяя окружные скорости шкивов (для ведущего V_1 и для ведомого V_2) по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получим

$$V_1 = \frac{\lambda + \Delta}{\Delta t} < V_2 = \frac{\lambda - \Delta}{\Delta t},$$

где Δt – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

где D_1 и D_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно, мм;

n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов соответственно, мин^{-1} ;

V_1 и V_2 – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов соответственно, м/с.

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100 \%$$

Для случая $D_1 \neq D_2$

$$\varepsilon = \frac{n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1} \cdot 100 \%$$

Для случая $D_1 = D_2$

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

Передаточное число (как видно из формулы, не является постоянным)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}$$

КПД в ременной передаче

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100 \%$$

Кривые скольжения и КПД.

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 9.3).

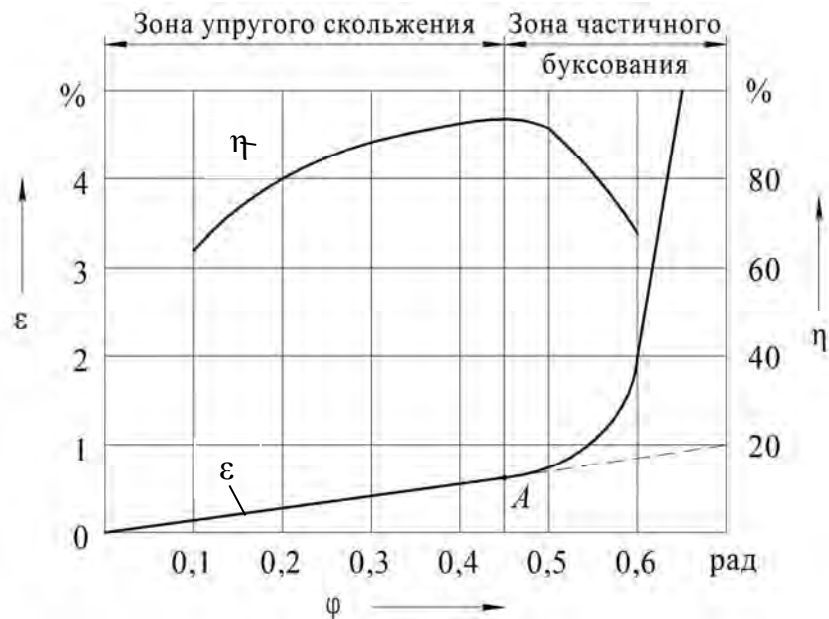


Рисунок 9.3 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения ε и КПД в зависимости от коэффициента тяги φ

По оси ординат отсчитываются коэффициент упругого скольжения ε и КПД η в процентах, а по оси абсцисс – нагрузка передачи, которая выражается через коэффициент тяги, который позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня S_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует загруженность передачи.

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{2 \cdot T_1}{D_1 \cdot 2 \cdot S_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot S_0},$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня (без учета центробежных сил).

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от φ_0 до φ_{\max} наблюдается как упругое скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией (продолжением OA).

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от него. Этому значению соответствует максимальное значение КПД.

Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например, при пуске. В этой зоне КПД резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из потерь: от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне и поэтому уменьшается с уменьшением диаметра шкива.

При загрузке передачи, близкой к φ_0 , среднее значение КПД обычно находится в интервале 0,95...0,97.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- графики $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$; $\eta = \eta(\varphi)$;
- рекомендации по оптимальной загрузке передачи;
- выводы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Где применяются ременные передачи?
- 2 Какие преимущества и недостатки ременных передач?
- 3 Чему равно передаточное число ременной передачи с учетом скольжения?



- 4 Назовите способы натяжения ремней.
- 5 Какие силы действуют на валы от ременной передачи?
- 6 Как определить КПД и коэффициент тяги ременной передачи и что они показывают?
- 7 Какие виды потерь существуют в ременной передаче?
- 8 Как определяется работоспособность ременной передачи?

Структурный анализ рычажных механизмов

Цель работы: освоение методики и овладение практическими навыками проведения структурного анализа плоских механизмов.

Теоретические сведения.

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Механизм состоит из звеньев, которые соединяются между собой подвижно. Жесткое соединение деталей образует одно звено. В каждом механизме одно звено неподвижно. Оно называется стойкой.

В механизмах различают входные, выходные и промежуточные звенья.

Входным звеном называется звено, которому задается движение.

Выходным звеном называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Остальные подвижные звенья называются соединительными или промежуточными.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется кинематической парой.

По форме элементов кинематические пары делятся на низшие и высшие. В низших парах звенья соприкасаются по поверхностям, а в высших – по линиям или в точках.

По числу степеней свободы (числу допускаемых относительных движений) все кинематические пары делятся на пять родов: одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные.

Одноподвижной парой называется кинематическая пара с одной степенью подвижности в относительном движении ее звеньев, двухподвижной – с двумя степенями подвижности и т. д. Условные обозначения некоторых кинематических пар по ГОСТ 2.770–68 и их классификация приведены в таблице 9.1.

Система звеньев, связанная между собой кинематическими парами, называется кинематической цепью.

Механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости, называется плоским. В плоском механизме могут быть пары только одно- и двухподвижные.

Механизм, звенья которого образуют только вращательные и поступательные пары, называется рычажным.

Таблица 9.1 – Классификация кинематических пар

Вид пары	Контакт звеньев	Подвижность пары	Подвид пары	Изображение	
Низшая	По поверхности	Одноподвижная	Вращательная (шарнир)		
			Поступательная (ползун)		
		Двухподвижные	Цилиндрическая		
		Трехподвижные	Сферическая		
			Плоскостная		
Высшая	В линии	Четырехподвижные	Цилиндр на плоскости		
	В точке	Пятиподвижные	Шар на плоскости		

Рычажные механизмы состоят из следующих звеньев:

- кривошип – звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси;
- коромысло – звено, совершающее неполный оборот вокруг неподвижной оси;
- шатун – звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями (совершает плоскопараллельное движение);
- ползун – звено рычажного механизма, совершающее вращательное движение;
- кулиса – звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим звеном кулисным камнем (совершающим составное движение) поступательную пару.

Анализ механизма начинается с составления его структурной схемы с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар по ГОСТ 2.770–68 (см. таблица 9.1).

Структурный анализ механизма состоит из решения следующих задач:

- выяснение характера движения звеньев и видов кинематических пар;
- определение степени подвижности механизма;

- разложение механизма на структурные группы;
- определение класса механизма и составление формулы его строения.

Степень подвижности механизма называется число обобщенных координат (каждой из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки).

Для плоских механизмов степень подвижности W механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева:

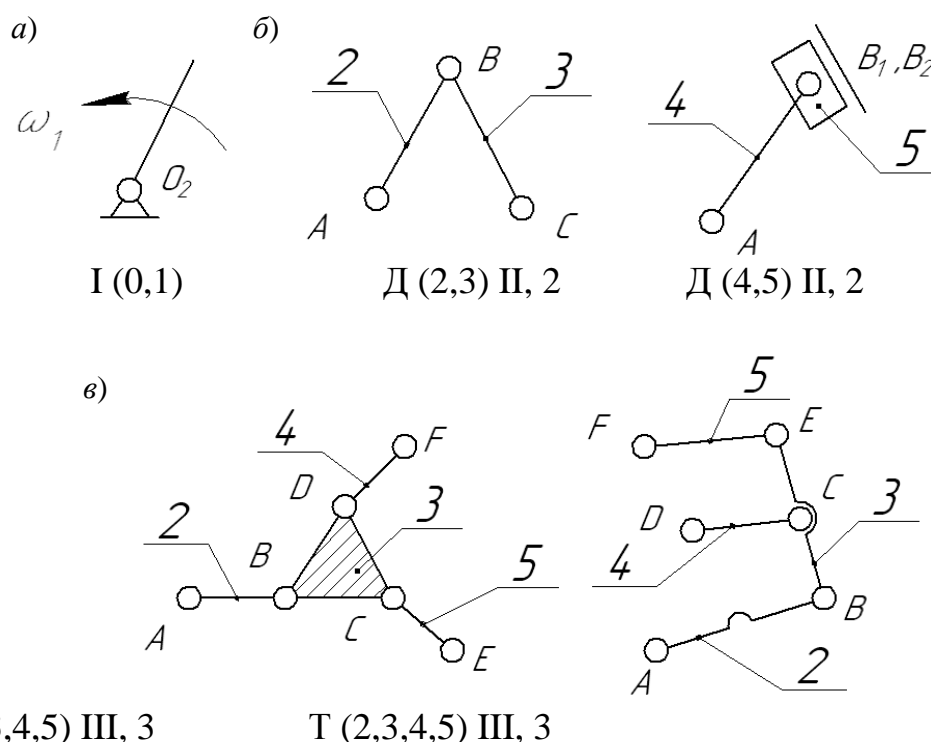
$$W = 3 \cdot k - 2 \cdot p_1 - p_2, \quad (9.1)$$

где k – число подвижных звеньев механизма;

p_1 – число одноподвижных пар;

p_2 – число двухподвижных пар.

Звено механизма, которому приписывается обобщенная координата, называется начальным звеном (рисунок 9.4, *a*). Как правило, начальное звено механизма выбирают совпадающим с входным звеном.



a – начальный механизм; *b* – диада; *v* – трехпроводок

Рисунок 9.4 – Начальный механизм и структурные группы

Структурная классификация плоских рычажных механизмов основана на работах Л. В. Ассур и И. И. Артоболевского и заключается в том, что любой механизм может быть образован из механизмов первого класса, представляющих собой начальные звенья со стойкой и присоединенных к ним структурных групп (групп Ассур). Структурной группой (группой Ассур) назы-

вается такая кинематическая цепь, которая после присоединения свободными элементами пар к стойке имеет нулевую степень подвижности. После присоединения этой группы к звеньям механизма степень подвижности его не изменяется. Учитывая, что в плоских рычажных механизмах все пары одноподвижные ($p_2 = 0$), из формулы (9.1) получим уравнение структурной группы

$$p_1 = \frac{3}{2} \cdot k. \quad (9.2)$$

Из уравнения (9.2) следует, что поскольку k и p_1 – целые числа, то структурная группа должна состоять из четного числа k подвижных звеньев, а число пар p_1 должно быть в полтора раза больше числа звеньев.

Согласно классификации И. И. Артоболевского, структурные группы делятся на классы II, III, IV, V и т. д., а классы – на порядки. Класс структурной группы определяется числом сторон замкнутого контура (многоугольника), входящего в состав этой группы, а порядок группы – числом внешних пар, которыми группа присоединяется к механизму первого класса или к другим звеньям механизма.

Структурная группа, состоящая из двух звеньев и трех кинематических пар, относится ко второму классу второму порядку и называется диадой или двухповодковой группой (рисунок 9.4, б). Каждое звено группы II класса входит только в две кинематические пары. В группах III класса имеются звенья, входящие в три пары. Такая группа называется трехповодковой группой (рисунок 9.4, в).

Для определения класса механизма необходимо всю кинематическую цепь, присоединенную к механизму I класса, разложить на структурные группы и определить их класс и порядок.

Класс механизма определяется высшим классом группы. Заканчивается структурный анализ составлением формулы строения механизма, т. е. последовательностью присоединения структурных групп к механизму I класса.

Порядок выполнения работы.

Ознакомиться с механизмом, выданным преподавателем, и установить его назначение (по преобразованию движения). Медленно вращая входное звено, выяснить характер движения звеньев, установить, какими кинематическими парами они соединены.

Составить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями по ГОСТ 2.770–68, выбрав положение механизма, при котором хорошо видно относительное расположение звеньев.

Пронумеровать на схеме звенья цифрами (стойку обозначить цифрой 0), кинематические пары обозначить заглавными буквами латинского алфавита. Заполнить таблицы звеньев и кинематических пар.

Подсчитать число подвижных звеньев и кинематических пар. Определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева.



Обозначить на схеме начальное звено стрелкой и разложить механизм на структурные группы. Разложение механизма на структурные группы следует начинать с отсоединения наиболее удаленной от начального звена группы, состоящей из двух звеньев и трех кинематических пар, т. е. группы II класса второго порядка (диады). Если это не удастся, то надо попытаться отделить группу следующего III класса. После отсоединения первой группы надо попытаться отделить вторую группу II или III класса (или более высокого класса) и так до тех пор, пока не останется начальное звено со стойкой, т. е. механизм I класса. Следует иметь в виду, что каждая кинематическая пара и каждое звено учитывается только один раз. Начертить в отсоединенном виде каждую группу отдельно, указать ее класс и порядок.

Написать формулу строения и определить класс механизма.

Отчет должен включать:

- структурную схему механизма;
- таблицу звеньев;
- таблицу кинематических пар;
- определение степени подвижности механизма;
- разложение механизма на структурные группы;
- формулу строения механизма.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что называется звеном, механизмом, кинематической парой, структурной схемой механизма, кинематической цепью?
- 2 Какие пары относятся к низшим и какие к высшим?
- 3 Как подразделяются кинематические пары по числу степеней свободы (по числу относительных движений звеньев)?
- 4 Какие механизмы называются рычажными?
- 5 Какое звено механизма называется входным и какое – выходным?
- 6 Какие задачи решаются в ходе структурного анализа механизмов?
- 7 Из каких составных частей состоит механизм?
- 8 Какое звено механизма называют начальным?
- 9 Что называется механизмом I класса?

Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва : Юрайт, 2016. – 408 с. : ил.
- 2 **Ступин, А. В.** Детали машин и механизмов / А. В. Ступин. – Старый Оскол : ТНТ, 2016. – 208 с. : ил.

