



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Конструирование и производство приборов»

ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРОВ

Лабораторный практикум

**Минск
БНТУ
2013**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Конструирование и производство приборов»

ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРОВ

Лабораторный практикум
для студентов специальностей 1-38 01 01 «Механические
и электромеханические приборы и аппараты»,
1-38 02 02 «Биотехнические и медицинские аппараты и системы»,
1-52 02 01 «Технология и оборудование ювелирного производства»

Минск
БНТУ
2013

УДК 681.2-2 (076.5) (075.8)
ББК 34.9я7
Д38

Составители :
П. О. Корзун, А. А. Новиков

Рецензенты :
Ф. Е. Савко, Е. Ф. Пантелеенко

Д38 **Детали и механизмы приборов :** лабораторный практикум для студентов специальностей 1-38 01 01 «Механические и электромеханические приборы и аппараты», 1-38 02 02 «Биотехнические и медицинские аппараты и системы», 1-52 02 01 «Технология и оборудование ювелирного производства» / сост. : П. О. Корзун, А. А. Новиков. – Минск : БНТУ, 2013. – 94 с.
ISBN 978-985-550-153-5.

Лабораторный практикум включает в себя теоретические основы по дисциплине «Детали и механизмы приборов», методику выполнения лабораторных работ, пример оформления работы, контрольные вопросы.

УДК 681.2-2 (076.5) (075.8)
ББК 34.9я7

ISBN 978-985-550-153-5

© Белорусский национальный
технический университет, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Лабораторная работа № 1</i> Соединения деталей приборов	4
<i>Лабораторная работа № 2</i> Исследование рычажных механизмов	12
<i>Лабораторная работа № 3</i> Изучение подшипников качения	23
<i>Лабораторная работа № 4</i> Изучение передач цилиндрическими зубчатыми колесами	32
<i>Лабораторная работа № 5</i> Изучение червячных передач	46
<i>Лабораторная работа № 6</i> Изучение фрикционных передач	60
<i>Лабораторная работа № 7</i> Исследование передачи винт-гайка	71
<i>Лабораторная работа № 8</i> Изучение мальтийского механизма	83

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИБОРОВ

Цель работы: изучение основных видов соединений деталей приборов; изучение и анализ разъемных и неразъемных соединений.

Оборудование и принадлежности

1. Изучаемая деталь (узел).
2. Линейка измерительная.
3. Штангенциркуль.

Теоретические положения

Приборы состоят из деталей. *Деталью* принято называть элемент конструкции, изготовленный из материала одной марки без применения операций сборки.

Число деталей в сложных машинах может достигать десятков и сотен тысяч. Некоторые совокупности совместно работающих деталей объединяются в отдельную конструкцию – сборочную единицу.

Сборочная единица (узел) – совокупность деталей, соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями (завинчиванием, сваркой и т. п.) и предназначенных для совместной работы.

Многие детали и узлы различных машин похожи, имеют одинаковые функциональные назначения и применяются почти во всех машинах – их называют деталями общего назначения.

Соединение деталей машин

Для выполнения своих функций детали машин соответствующим образом соединяются между собой. При этом детали образуют подвижные (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и др.) и неподвижные (болтовые, сварные, шпоночные и др.) соединения. Наличие подвижных соединений в машине обеспечивает относительное перемещение деталей, предусмотренное ее кинематической схемой, таким образом, взаимное положение между соединяемыми деталями может изменяться во время работы. При непод-

вижных соединениях взаимное расположение соединяемых деталей и узлов остается неизменным. Неподвижные соединения позволяют расчленить машину на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п.

Детали соединений образуют наиболее распространенную группу деталей машин. Работоспособностью соединений, как показывает практика, определяется надежность конструкции в целом. В машиностроении термин «соединение» принято относить только к неподвижным соединениям деталей машин.

По форме сопрягаемых поверхностей различают плоские, цилиндрические, конические, сферические, винтовые соединения.

Соединения по признаку возможности разборки делят на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения разбираются без разрушения деталей. К этому типу относятся резьбовые, шпоночные, штифтовые, зубчатые (шлицевые) и другие соединения.

Резьбовыми называют такие соединения (рисунок 1.1), в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовых крепежных деталей (болты, обычные и специальные гайки, винты, шпильки и др.)

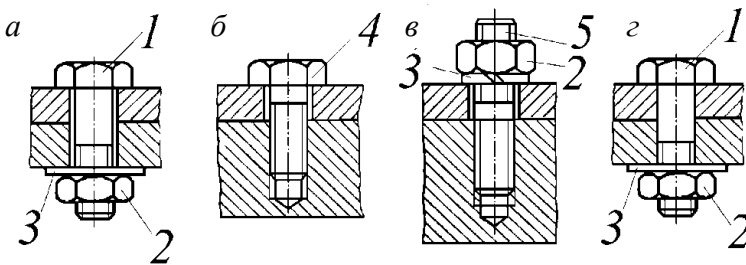


Рисунок 1.1 – Резьбовые соединения

Болт 1 представляет собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом (рисунок 1.1, *а*). За головку болт вращают или, наоборот, удерживают от вращения при соединении деталей. Между гайкой *2* и соединяемыми деталями ставят шайбу *3*.

Шайба – диск с отверстием, который подкладывается под гайку или головку болта для увеличения опорной поверхности. Это позволяет предотвратить повреждение детали вращающейся гайкой.

Винт 4 – это стержень обычно с головкой на одном конце и резьбой на другом конце, которым он ввинчивается в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей (рисунок 1.1, б).

Шпилька 5 представляет собой стержень, имеющий резьбу с обоих концов. При соединении шпилькой ее ввертывают в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец шпильки навинчивают гайку (рисунок 1.1, в).

Гайка 2 – это деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на болт (см. рисунок 1.1, а) или на шпильку (см. рисунок 1.1, в) и служащая для замыкания скрепляемых с помощью болта или шпильки деталей соединения.

Соединение болтом применяют для деталей сравнительно малой толщины, а также при многократной разборке и сборке соединений. Возможны варианты установки болтов с зазором (см. рисунок 1.1, а) и без зазора (рисунок 1.1, з) между болтом и соединяемыми деталями. При большой толщине соединяемых деталей предпочтительны соединения с помощью шпилек.

Из всех видов соединений, применяемых в машиностроении, резьбовые – самые распространенные. До 60 % деталей имеют резьбу, так как они наиболее надежны и удобны для сборки и разборки, имеют небольшие габариты и возможность фиксированного зажима в любом положении, просты в изготовлении.

В нашей стране и за рубежом существуют стандарты на наиболее распространенные виды резьбовых крепежных деталей.

Пример обозначения детали резьбового соединения:

Болт с диаметром резьбы 12 мм, размер под ключ $S = 18$ мм, длиной $l = 60$ мм с шагом 1,25 мм, с полем допуска 6g:

Болт M12 × 1,25-6g × 60 ГОСТ 7798.

Шпоночным называют соединение зацеплением с помощью шпонки двух соосных цилиндрических (конических) деталей (рисунки 1.2, 1.3). *Шпонкой 1* называют деталь в виде призматического (рисунок 1.2, а, б), круглого (рисунок 1.2, з) или клиновидного (рисунок 1.3) стержня, устанавливаемого в пазах вала и ступицы и препятствующего относительному повороту или сдвигу этих деталей. Шпонки применяют

преимущественно для взаимного соединения и передачи вращающего момента от вала к ступице и наоборот.

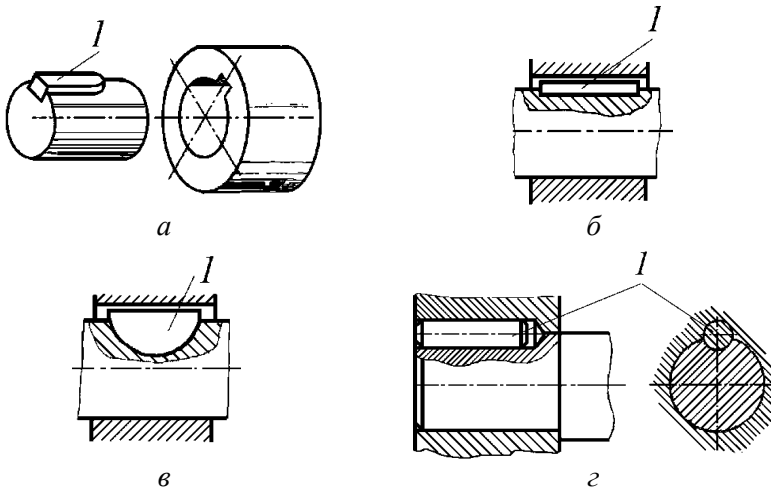


Рисунок 1.2 – Шпоночные соединения

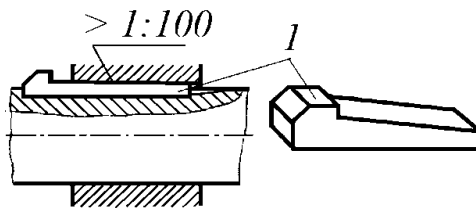


Рисунок 1.3 – Клиновые шпонки

Шпоночные соединения делятся на две группы: ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения осуществляются призматическими и сегментными шпонками (рисунок 1.2, в), которые не вызывают деформации ступицы и вала при сборке. Напряженные соединения осуществляются клиновыми и круглыми шпонками (*штифтами*), устанавливаемыми с натягом и вызывающими деформацию вала и ступицы при сборке. Применяют также штифты для точной ориентации одной детали относительно другой: цилиндрические (рисунок 1.4, а) и конические (рисунок 1.4, б) штифты.

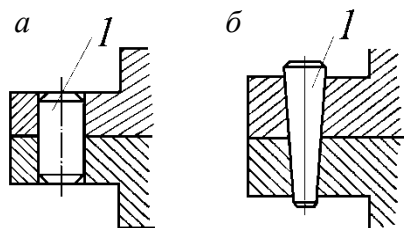


Рисунок 1.4 – Штифты

Шпонки этих типов регламентированы, их размеры выбирают по стандартам.

Достоинства этих соединений заключаются в простоте конструкции, невысокой стоимости изготовления, удобстве сборки и разборки. Однако канавки для шпонок существенно снижают прочность вала, так как создают значительную концентрацию напряжений.

Зубчатое (шлицевое) соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом 1 и входят в соответствующие пазы ступицы 2 детали (рисунок 1.5, а). В шлицевом соединении профиль сечения зубьев имеет прямоугольную, эвольвентную или треугольную форму (рисунок 1.5, б). Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными имеют некоторые преимущества: возможность передачи больших вращающих моментов в связи с большей поверхностью контакта соединяемых деталей, лучшее центрирование ступицы на валу, удобство сборки и разборки, большая усталостная прочность вала.

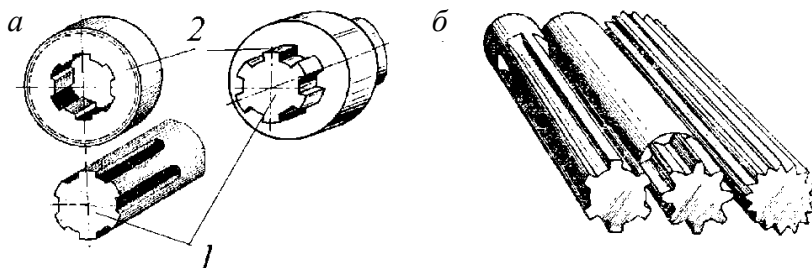


Рисунок 1.5 – Шлицевые соединения

Недостаток шлицевых соединений – высокая трудоемкость и стоимость их изготовления.

Все размеры зубчатых (шлицевых) соединений, а также допуски на них стандартизованы.

Неразъемные соединения – это соединения, при разборке которых элементы, связывающие их, разрушаются и тем самым становятся непригодными для дальнейшей работы. К соединениям такого типа относятся: заклепочные, сварные, прессовые, клеевые и др.

Заклепки представляют собой сплошной или полый цилиндрический стержень. *Заклепочные* соединения образуются постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых деталей и последующей расклепкой их.

Геометрические размеры заклепок стандартизованы. Основные типы заклепок, различаемые по форме головок, изображены на рисунке 1.6.

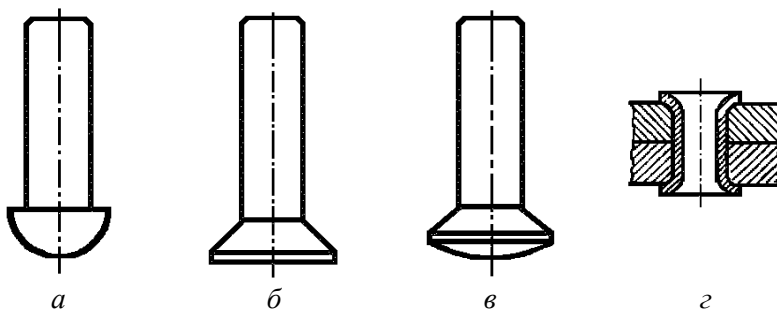


Рисунок 1.6 – Типы заклепок:

a – с полукруглой головкой; *б* – с потайной; *в* – с полупотайной; *г* – трубчатая

Заклепочные соединения применяют для изделий из листового, полосового материала или профильного проката при небольшой толщине соединяемых деталей; для скрепления деталей из разных материалов; деталей из материалов, не допускающих нагрева или несвариваемых; в конструкциях, работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок (авиация, водный транспорт, металлоконструкции мостов и т. д.). Заклепочные соединения вытесняются более экономичными и технологичными сварными и клеевыми соединениями, так как отверстия под заклепки ослабляют сечения де-

талей на 10–20 %, а трудоемкость изготовления и масса клепаной конструкции обычно больше.

Заклепки изготавливают из низкоуглеродистых сталей, цветных металлов или их сплавов. При выборе материалов желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были примерно равными.

Сварные соединения – это неразъемные соединения (рисунок 1.7, а), основанные на использовании сил молекулярного сцепления между частями свариваемых деталей при их нагревании или пластическом деформировании. Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, цветных сплавов и пластмасс. Замена клепаных конструкций сварными уменьшает их массу до 25 %, а замена литых конструкций сварными экономит до 30 % и более металла. Высокая производительность сварочного процесса и хорошее качество соединений обеспечили широкое распространение сварки в технике. Основные недостатки: наличие остаточных напряжений из-за неоднородности нагрева и охлаждения; возможность коробления деталей при сваривании; возможность существования скрытых (невидимых) дефектов (трещин, непроваров), снижающих прочность соединений.

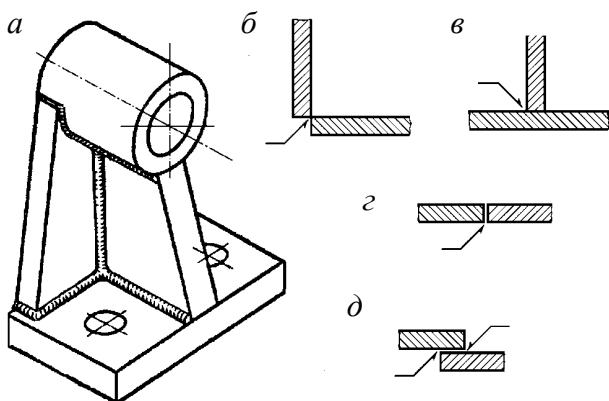


Рисунок 1.7 – Сварные соединения

В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений: угловые (рисунок 1.7, б), тавровые (рисунок 1.7, в), стыковые (рисунок 1.7, г), нахлесточные (рисунок 1.7, д).

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений стандартизованы.

Описание объекта исследования, приборов и оборудования

Для проведения лабораторной работы используются реальные объекты: детали машин и сборочные единицы (болты, гайки, шпонки, узлы).

Методика проведения эксперимента и обработка результатов

Студенты, под руководством и при непосредственном участии преподавателя, знакомятся с деталями машин общего назначения согласно классификации, используя при этом натурные образцы, макеты, лабораторные установки и плакаты. Преподаватель выдает студенту какую-либо деталь (узел) для эскизирования, при необходимости – мерительный инструмент.

Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Описание, составленное по данному методическому руководству, в котором надо представить названия, характеристики, назначение, рисунки деталей.
4. Эскиз детали или сборочной единицы (по усмотрению преподавателя), выполненный на листе формата А4 (А3) в соответствии с требованиями ЕСКД.

Контрольные вопросы

1. В чем отличие детали от сборочной единицы?
2. Какие типы соединений используют в машиностроении?
3. Какие соединения относят к разъемным (неразъемным)?

4. Какие детали используются в резьбовых соединениях и каково их назначение?
5. Каковы достоинства резьбовых соединений?
6. Какие виды шпонок Вы знаете?
7. Каковы достоинства и недостатки шпоночных соединений?
8. Какой профиль могут иметь зубья шлицевого соединения?
9. Почему некоторые виды соединений называют неразъемными?
10. Какими достоинствами обладают заклепочные соединения?
11. Каковы преимущества и недостатки сварных соединений?
12. Каковы основные виды сварных соединений?

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучение принципов действия и видов рычажных механизмов; определение основных параметров рычажных механизмов; выполнение кинематической схемы рычажного механизма.

Оборудование и принадлежности

1. Рычажный механизм.
2. Набор ключей.
3. Линейка измерительная.
4. Штангенциркуль.

Теоретические положения

Классификация рычажных механизмов. Общие требования

Под термином «рычаг» обычно понимают деталь конструкции, которая под действием силы P поворачивается или вращается относительно неподвижной опоры. Возникающий при этом крутящий момент $M = Pr$, где r – плечо рычага, т. е. расстояние от центра (оси) A вращения до линии действия силы P (рисунок 2.1).

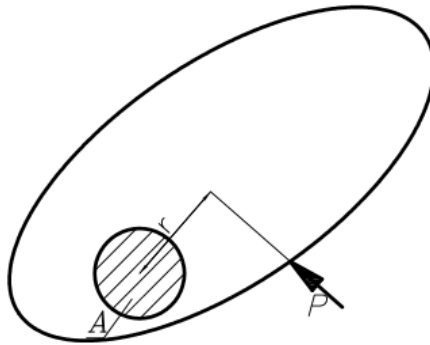


Рисунок 2.1 – К пояснению термина «рычаг»

Рычаг, имеющий возможность поворачиваться не менее чем на один полный оборот, называется *кривошипом*; рычаг с ограниченным углом поворота (менее 360°) обычно называется *коромыслом*. При помощи рычагов и кривошипов можно передавать вращательное движение с одного вала на другой, а также преобразовывать вращательное движение в прямолинейное и наоборот. Все передачи такого рода можно объединить в группу рычажных передач или, как их часто называют, рычажных механизмов.

В отличие от общего машиностроения, где ведущее звено (кривошип или кулачок) обычно совершает полное круговое движение, в приборах используются главным образом рычажные механизмы с ограниченным углом поворота ведущего звена, т. е. ведущее звено совершает качательное движение.

Классификация рычажных механизмов по виду преобразования представлена на рисунке 2.2.

При проектировании рычажных передаточных механизмов необходимо среди многообразия известных схем по возможности выбрать простую, наиболее отвечающую поставленной задаче и провести ее силовой и кинематический расчет.

Следует отметить, что в приборах в основном применяются синусные, тангенсные, двоянные тангенсные и поводковые рычажные механизмы, так как основной задачей этих механизмов является точность, а не передача крутящего момента.

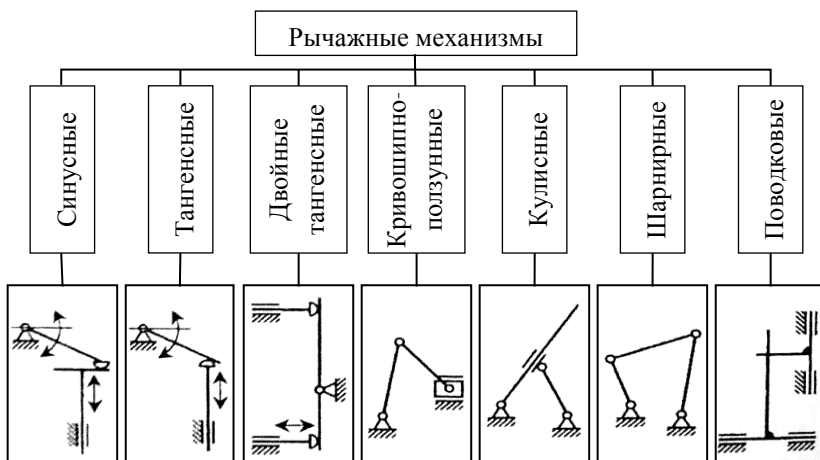


Рисунок 2.2 – Классификация рычажных механизмов

Синусный и тангенсный механизмы

Синусные и тангенсные механизмы применяются довольно широко в рычажных измерительных приборах, где они используются как приближенные механизмы для воспроизведения линейных зависимостей.

Синусный механизм

Синусные механизмы (рисунок 2.3) служат для преобразования поступательного движения во вращательное и состоят из толкателя 2, движущегося поступательно, и рычага 1 со сферическим наконечником, находящегося в колебательном движении. Ведущим звеном может являться как толкатель, так и рычаг.

Определим характеристику и передаточное отношение синусного механизма, т. е. зависимость между перемещением толкателя s и углом поворота рычага 1 на угол φ :

$$s = r \cdot \sin \varphi. \quad (2.1)$$

Как видно из этого уравнения, характеристика синусного механизма не зависит от радиуса сферического наконечника рычага.

Передаточное отношение для случая, когда ведущим является толкатель, найдем из следующего уравнения:

$$i = \frac{1}{r \cdot \cos \varphi}. \quad (2.2)$$

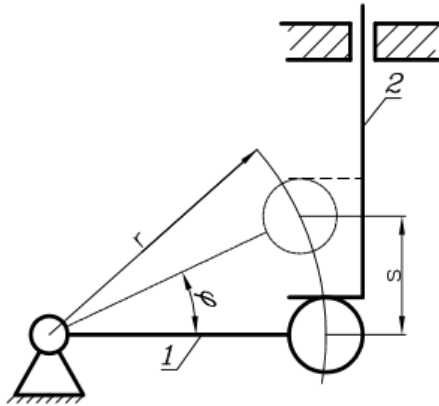


Рисунок 2.3 – Синусный рычажный механизм

Величина передаточного отношения остается постоянной. Его мгновенное значение определяется положением звеньев механизма (углом поворота φ).

Синусные механизмы применяют в рычажных скобах (рисунок 2.4, *а*), сильфонных манометрах (рисунок 2.4, *б*), центробежных тахометрах (рисунок 2.4, *в*) и других устройствах.

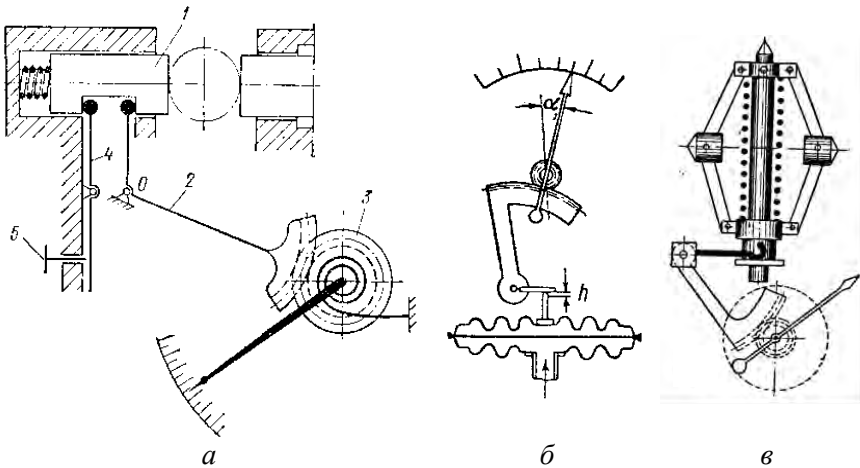


Рисунок 2.4 – Примеры применения синусных механизмов

Тангенсный механизм

Тангенсные механизмы применяются для тех же целей, что и синусные. В отличие от последних, в которых точка контакта при работе механизма перемещается по плоской поверхности толкателя, в тангенсных механизмах она скользит по рабочей поверхности рычага.

На рисунке 2.5 показана схема тангенсного механизма, характеристика которого определяется следующей зависимостью:

$$s = d \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (2.3)$$

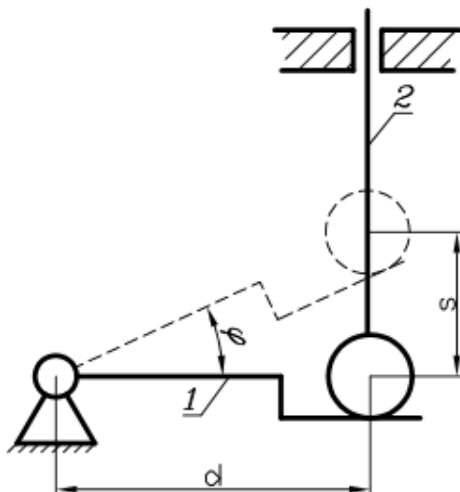


Рисунок 2.5 – Тангенсный механизм

Передаточное отношение тангенсного механизма для случая, когда ведущим является толкатель:

$$i = \frac{\cos^2 \varphi}{d - R \cdot \sin \varphi}, \quad (2.4)$$

где R – радиус наконечника толкателя.

Примером использования тангенсного механизма является конструкция оптиметра (рисунок 2.6).

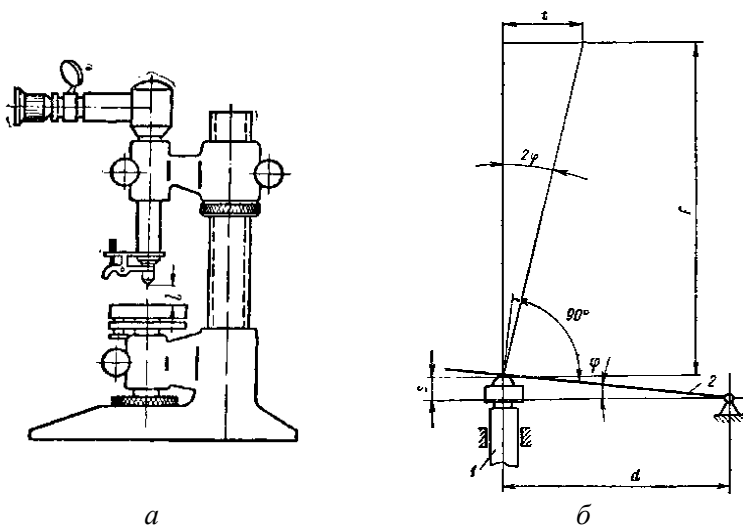


Рисунок 2.6 – Оптиметр:
a – общий вид; *б* – принцип действия

Двойной тангенсный механизм

На рисунке 2.7 показана схема рычажного механизма, представляющего собой комбинацию двух тангенсных механизмов. Он состоит из рычага *2*, передающего движение от ведущего толкателя *1* к ведомому толкателю *3*.

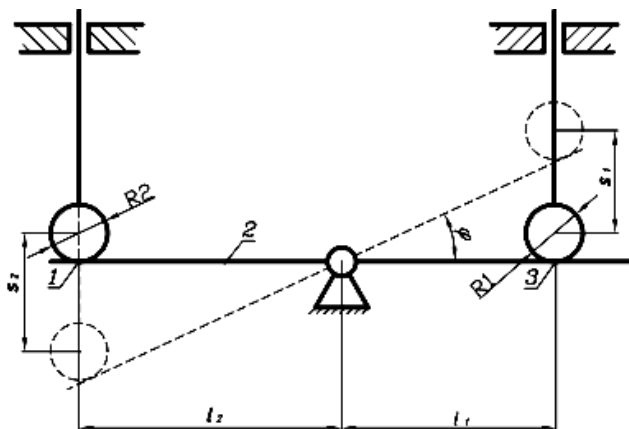


Рисунок 2.7 – Двойной тангенсный механизм

Передаточное отношение для любого положения рычага остается постоянным:

$$i = \frac{l_2}{l_1} = \text{const.} \quad (2.5)$$

Погрешность передаточного отношения для механизмов этого типа не зависит от температурных изменений, так как при изменении плеч рычагов их отношение остается постоянным и будет определяться изгибом рычагов и ошибками изготовления плеч l_1 и l_2 .

В реальной конструкции рычажного механизма стержни, соприкасающиеся с рычагом, обычно имеют сферический наконечник. При повороте рычага на угол φ точка касания смещается. В результате передаточное отношение изменяется. Пусть вначале рычаг находится в горизонтальном положении и его передаточное отношение $i_0 = l_2 / l_1$. При повороте рычага на угол φ точки касания стержней и рычага сместятся, в результате чего возникнет погрешность перемещения. В рассматриваемом случае уменьшение ошибки передаточного отношения достигается уменьшением радиусов R_1 и R_2 , поэтому применяют ножевые опоры, которые имеют малый радиус закругления порядка 0,5–5 мкм.

Еще одним способом компенсации конструктивной погрешности передаточного отношения является использование сферических наконечников, радиусы которых пропорциональны длинам плеч рычагов.

Простейшим примером двойного механизма являются рычажные весы (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Рычажные весы

Поводковые механизмы

Поводковые механизмы относятся к пространственным механизмам. Их применяют в различных измерительных приборах для преобразования вращательного движения ведущего звена во вращательное движение ведомого звена. Последнее находится под определенным углом к ведущему звену.

В поводковом механизме (рисунок 2.9) движение с ведущего вала 1 передается на ведомый вал 2 с помощью поводков 3 и 4, представляющих собой стержни любого диаметра, оси которых либо перпендикулярны к осям валов 1 и 2, либо одна из осей (чаще ось ведущего поводка) наклонена под углом $\gamma \neq 90^\circ$. Точки пересечения A и B осей поводков с осями соответствующих валов находятся на расстояниях a и b от точки пересечения валов O . При повороте ведущего вала 1 на угол α ведомый вал 2 поворачивается на угол β , в общем случае равный углу α .

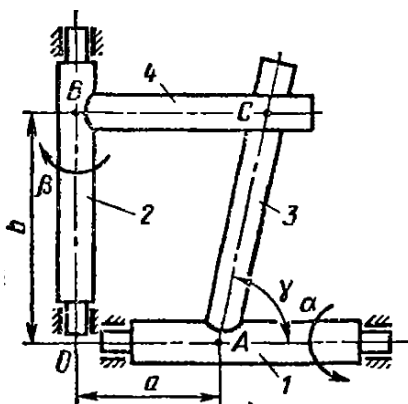


Рисунок 2.9 – Поводковый механизм

Характеристика поводкового механизма имеет вид

$$\beta = \arctg \frac{b \operatorname{tg} \alpha}{a + \frac{b}{\cos \alpha} \operatorname{ctg} \gamma}. \quad (2.6)$$

Тогда передаточное отношение всего механизма определяется по формуле

$$i = \frac{\frac{a}{b} + \cos \alpha \cdot \operatorname{ctg} \gamma}{\cos^2 \alpha \left(\frac{a^2}{b^2} - 1 \right) + 2 \frac{a}{b} \cos \alpha \operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg}^2 \gamma + 1}. \quad (2.7)$$

Передаточное отношение не является величиной постоянной и зависит от ряда параметров механизма. К их числу относятся: угол поворота ведущего поводка α , отношение длин поводков, угол наклона ведущего поводка γ .

Поводковые механизмы благодаря простоте изготовления применяются в приборах, заменяя зубчатые механизмы с коническими колесами при ограниченных углах поворота. Несмотря на наличие трения скольжения в точке контакта поводков, КПД этих механизмов достаточно высок и составляет 92–96 %.

Лабораторная установка

Для проведения лабораторной работы используется лабораторная установка, схема которой представлена на рисунке 2.10.

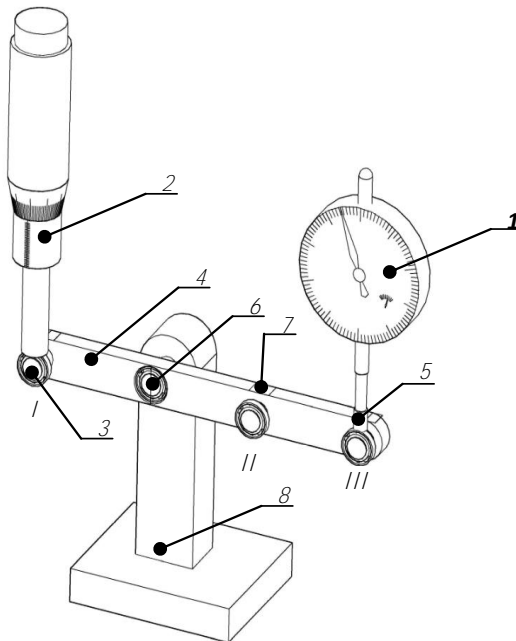


Рисунок 2.10 – Схема лабораторной установки

Лабораторная установка смонтирована на основании 8 и представляет собой рычаг 4, качающийся относительно опоры 6. На рычаге установлены подшипники 3 на разном расстоянии от опоры. При повороте барабана микрометрического стебля 2 рычаг поворачивается на соответствующий угол, что регистрируется с помощью индикатора 1. Конструкция выполнена таким образом, что можно перемещать индикатор с подшипника /// на подшипник //.

Наконечник индикатора 5 является сменным (плоский и сферический). При использовании плоского наконечника его необходимо устанавливать таким образом, чтобы он входил в контакт с цилиндрической поверхностью подшипника. Сферический наконечник должен опираться на плоскую поверхность рычага (площадка 7) как можно ближе к оси подшипника.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя или инженера принадлежности к работе и установку.
2. Ознакомиться с принципом работы лабораторной установки.
3. Начертить схему установки.
4. Измерить расстояния между осями подшипников и центром опоры.
5. Установить в индикатор плоский наконечник. Опереть наконечник индикатора на подшипник //.
6. Установить барабан микрометра в нулевое положение.
7. Установить ноль на шкале индикатора.
8. Сделать один оборот барабана микрометра.
9. Отметить показания на индикаторе и занести их в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты измерений

№ измерения	Плоский наконечник		Сферический наконечник	
	//	///	//	///
1				
2				
...				
10				

10. Повторить пункты 8–9 в десяти точках.
11. Переместить наконечник на вал ///.
12. Повторить пункты 6–9.
13. Заменить наконечник на сферический. Установить индикатор на плоскую площадку.
14. Повторить пункты 6–12.
15. Заполнить таблицу.
16. Построить график зависимости показаний индикатора от перемещений микрометра.
17. Получить у преподавателя устройство с поводковым механизмом.
18. Начертить валы с поводковым механизмом, указав при этом способы крепления поводков.
19. Оформить отчет о лабораторной работе.

Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цели и задачи выполнения работы.
3. Оборудование и принадлежности к работе.
4. Схема установки (плоская).
5. Результаты измерений (таблица 2.1).
6. График по результатам измерений.
7. Чертежи валов с поводковыми механизмами.
8. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Назначение рычажных механизмов.
2. Определения понятий «рычаг», «коромысло», «кривошип».
3. Классификация рычажных механизмов.
4. Требования к рычажным механизмам в приборах.
5. Передаточная функция синусного механизма.
6. Примеры применения синусного механизма.
7. Передаточная функция тангенсного механизма.
8. Примеры применения тангенсного механизма.
9. Передаточная функция двойного тангенсного механизма.
10. Примеры применения двойного тангенсного механизма.
11. Поясните результаты измерений.

Литература

1. Элементы приборных устройств : учебное пособие для студентов вузов : в 2 ч. / О. Ф. Тищенко [и др.] ; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 1 : Детали, соединения и передачи. – 304 с.
2. Милосердин, Ю. В. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок : учебное пособие для приборостроительных инженерно-физических специальностей вузов / Ю. В. Милосердин, Ю. Г. Лакин. – М. : Машиностроение, 1978. – 320 с.

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: ознакомление с классификацией, конструкцией, условными обозначениями и отличительными признаками подшипников качения (ПК).

Оборудование и принадлежности

1. Подшипниковые узлы (4-5 штук).
2. Отвертка.
3. Набор головок.
4. Штангенциркуль.
5. Микрометр.

Теоретические положения

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: направлению воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, числу рядов тел качения и основным конструктивным особенностям.

По направлению воспринимаемой нагрузки ПК разделяют на четыре группы:

– радиальные подшипники – только для радиальной нагрузки (роlikоподшипники с цилиндрическими роликами, однорядные шарикоподшипники с канавкой для ввода шариков) или для радиальной и ограниченной осевой нагрузки (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роlikоподшипники двухрядные сферические);

– радиально-упорные подшипники – для восприятия комбинированных, т. е. радиальных и осевых нагрузок;

– упорно-радиальные подшипники – для восприятия большой осевой и небольшой радиальной нагрузок;

– упорные подшипники – для восприятия только осевых нагрузок.

По форме тел качения ПК делятся на роlikовые и шариковые.

Роlikовые подшипники выполняют:

а) с короткими цилиндрическими роликами;

б) с коническими роликами;

в) с игольчатыми роликами;

г) со сферическими или сфероконическими роликами.

По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на одно-, двух-, четырех- и многорядные.

К основным конструктивным особенностям подшипников качения относятся: наличие защитных шайб, конусное отверстие внутреннего кольца подшипника, сдвоенные подшипники и др.

Краткая характеристика основных типов подшипников качения

Шариковые радиальные однорядные подшипники (тип 0000) предназначены для восприятия радиальной нагрузки и ограниченной осевой в обе стороны, являются одними из наиболее распространенных и дешевых подшипников. Характеризуются сравнительно малыми радиальной и особенно осевой жесткостями, не рекомендуются для применения в узлах, требующих точной фиксации валов.

Шариковые радиальные двухрядные сферические подшипники (тип 1000) предназначены для восприятия радиальной нагрузки, но могут воспринимать и ограниченные осевые нагрузки любого направления, допускают значительные (до 2–3°) перекосы внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). При-

меняются в узлах с нежесткими валами и конструкциях, в которых не может быть обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

Роликовые радиальные ПК с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000) предназначены для восприятия только радиальной нагрузки. Изготавливают также подшипники с дополнительным буртом на внутреннем (42000) или наружном (12000) кольце. Эти подшипники могут воспринимать, кроме радиальной, и ограниченную осевую нагрузку. Допускается раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного колец подшипника. Обладают большей радиальной грузоподъемностью, чем радиальные шарикоподшипники. Чувствительны к перекосам осей колец. Применяются с жесткими валами и в корпусах, посадочные поверхности которых имеют малые отклонения от соосности.

Роликовые радиальные подшипники с игольчатыми роликами (тип 74000 и др.) предназначены для восприятия только радиальной нагрузки, осевую не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют. Могут применяться без внутреннего кольца. Применяются в узлах, требующих малых радиальных размеров, и в узлах с качательным движением.

Шариковые радиально-упорные ПК предназначены для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок.

Допустимая осевая нагрузка для подшипника зависит от номинального угла контакта шариков с кольцами. Выпускают подшипники с углами контакта α : 12 (тип 36000), 26 (тип 46000), 36 (тип 66000). Подшипники с большими углами контакта предназначены для восприятия больших осевых нагрузок. Чувствительны к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок подшипники применяют в паре. Пару ПК с большим углом контакта (типов 46000 и 66000) рекомендуется устанавливать в одной, фиксирующей вал, опоре. В узле с радиально-упорными подшипниками должна быть предусмотрена регулировка осевого зазора подшипников.

Роликовые радиально-упорные однорядные подшипники с коническими роликами предназначены для восприятия радиальной нагрузки и односторонней осевой. Чувствительны к перекосам. Для восприятия двухсторонних осевых нагрузок их применяют в паре. Подшипники выпускают с углами α : 11–16° (тип 7000) и 22–29° (тип 27000). Пару ПК типа 27000 рекомендуется устанавливать

в одной, фиксирующей вал, опоре. В узле с радиально-упорными роликовыми подшипниками должна быть предусмотрена регулировка осевого зазора подшипников. По сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками эти подшипники отличаются большей грузоподъемностью, меньшими точностью вращения, предельной частотой вращения, стоимостью. Допускается раздельный монтаж наружного и внутреннего колец с комплектом роликов.

Шариковые упорные одинарные подшипники (тип 8000) предназначены для восприятия односторонней осевой нагрузки, применяются при значительно меньших по сравнению с другими шарикоподшипниками частотах вращения, очень чувствительны к перекосам.

Система условных обозначений подшипников

На торце одного из колец ПК нанесены его условное обозначение и номер завода-изготовителя. Условное обозначение подшипника составляется из цифр (максимальное количество цифр – 7) и характеризует внутренний диаметр ПК, его серию, тип, конструктивную разновидность. Порядок отсчета цифр – справа налево (рисунок 3.1).

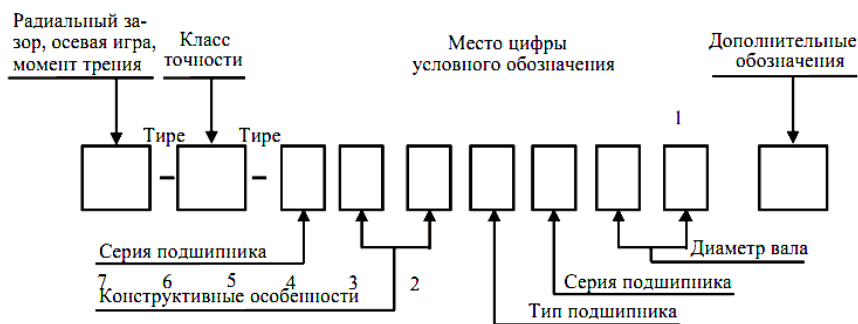


Рисунок 3.1 – Классификация подшипников

Две первые цифры обозначают внутренний диаметр ПК. Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру в миллиметрах, деленному на пять.

Третья цифра, обозначающая серию диаметров, совместно с седьмой цифрой, обозначающей серию ширин, определяет размерную серию подшипника (таблица 3.1). Исключением являются цифры пять и шесть на третьем месте, характеризующие серию по диаметру и ширине. Четвертая цифра обозначает тип ПК:

- шариковый радиальный однорядный 0
- шариковый радиальный сферический 1
- роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами 2
- роликовый радиальный сферический 3
- роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликам 4
- роликовый радиальный с витыми роликами 5
- шариковый радиально-упорный 6
- роликовый конический 7
- шариковый упорный и шариковый упорно-радиальный 8
- роликовый упорный и роликовый упорно-радиальный 9

Таблица 3.1 – Серии подшипников

Обозначения	Характеристика по диаметру		Особо легкая				Легкая				Средняя				Тяжелая				
	7 место	3 место	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Особо узкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Особо узкая	Узкая	Нормальная	Широкая	Особо широкая	Узкая	Широкая	
	7	1	1	1	1	1	2	2	2	5	2	2	3	3	3	6	3	4	4
	0	1	2	3	4	8	0	1	8	3	4	8	0	1	0	3	0	2	

Пятая или пятая с шестой цифры обозначают конструктивную разновидность ПК (номинальный угол контакта тел качения с наружным кольцом подшипника в радиально-упорных подшипниках и др.).

Кроме цифр основного обозначения, слева и справа от него могут маркироваться дополнительные знаки (буквенные или цифровые). Так, например, класс точности ПК маркируется цифрой слева через тире от основного обозначения.

Обозначения классов точности в порядке возрастания точности: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности подшипника «0» не маркируется, если слева не стоит цифра, характеризующая величину радиального зазора или осевой игры.

Величина радиального зазора и осевой игры ПК обозначается номером соответствующего дополнительного ряда и проставляется перед классом точности подшипника. ПК с радиальным зазором по основному ряду дополнительные условные обозначения не присваиваются (подробнее см. ГОСТ 3189).

Дополнительные обозначения справа от основного обозначения характеризуют изменение металла или конструкции деталей и специальные технические требования, предъявленные к подшипникам (таблица 3.2). Цифры 1, 2, 3 и т. д. справа от дополнительных знаков Б, Г, Д, Е, К, Л, Р, У, Х, Ш, Э, Ю, Я обозначают каждое последующее исполнение с каким-то отличием от предыдущего.

Таблица 3.2 – Дополнительные условные обозначения подшипников (справа от основного) и их отличительные признаки

Дополнительные условные обозначения подшипников	Отличительные признаки подшипников
	Сепаратор: Б из безоловянной бронзы Г массивный из черных металлов Д из алюминиевых сплавов Е из пластических материалов Л из латуни

Окончание таблицы 3.2

Дополнительные условные обозначения подшипников	Отличительные признаки подшипников
К Р С1, С2, С3, С4, С5, С6, С7, С8	Конструктивные изменения деталей. Железный штампованный сепаратор для подшипников с короткими цилиндрическими роликами Детали из теплостойкой стали Подшипники шариковые радиальные однорядные с двумя защитными шайбами типа 80000, заполненные специальной смазкой, обозначенной цифрой при букве С
Т, Т1, Т2, Т3 и т. д. У Ш Х Э Ю Я	Специальные требования: к температуре отпуска деталей (цифра при букве Т соответствует определенной температуре отпуска колец), к параметрам шероховатости, радиальному зазору и осевой игре, к технологии изготовления (свинцевание, анодирование, кадмирование) колец из стали ШХ15 или штампованных сепараторов из стали 10 или 20 по шуму Детали: из цементируемой стали из стали со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.) из коррозионно-стойкой стали из редко применяемых материалов (пластмассы, стекла, керамики и т. д.)

На рисунке 3.2 представлены классификация и примеры обозначения ПК.

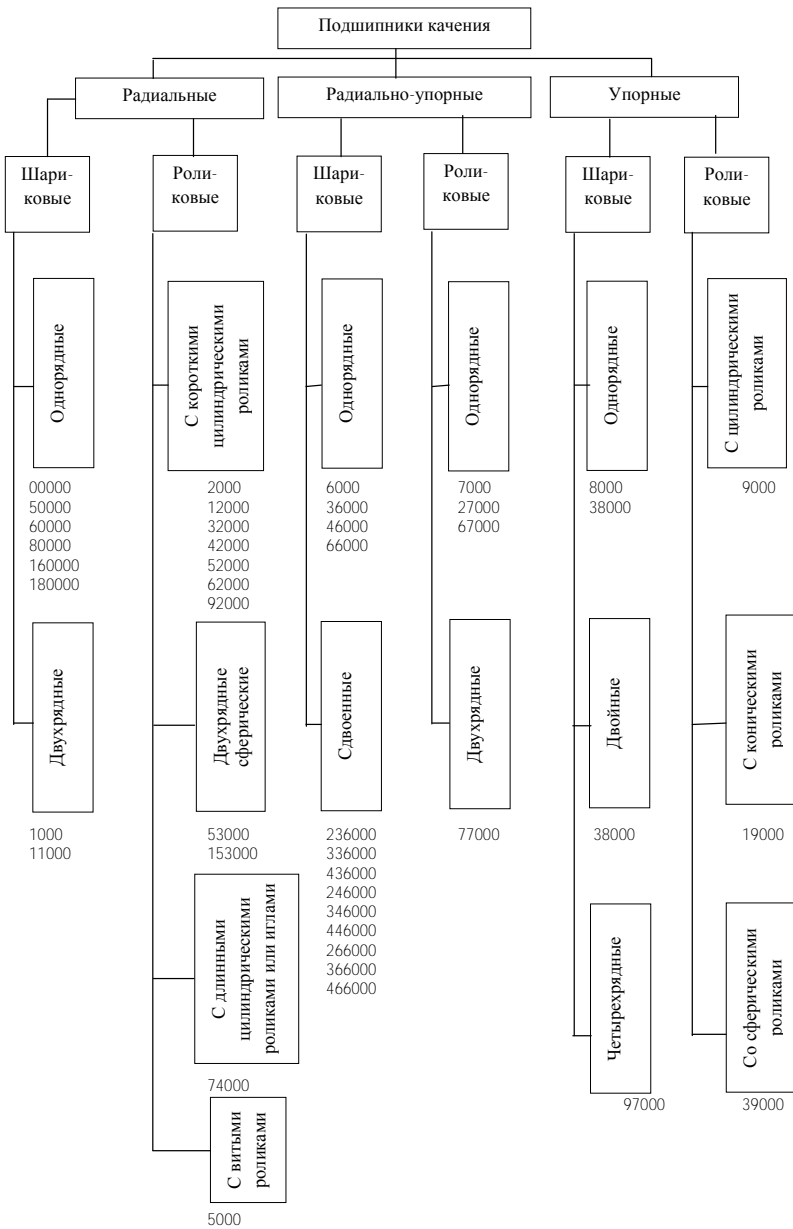


Рисунок 3.2 – Классификация и примеры обозначения подшипников

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться по описанию и плакатам с конструкциями подшипниковых узлов, способами крепления подшипников качения на валах и способами установки их в корпусе.

2. Получить инструмент и конкретные узлы.

3. Выполнить эскизы. В отчете о лабораторной работе должны быть выполнены эскизы четырех или пяти подшипниковых узлов с основными размерами и посадками. На эскизе каждого подшипникового узла стрелками должны быть указаны направления воспринимаемых нагрузок.

4. Составить краткую характеристику каждого подшипникового узла. Для этого необходимо определить:

– Тип подшипника. Вид воспринимаемой нагрузки.

– Какой способ крепления на валу подшипника применен.

– Какой способ установки подшипника качения в корпусе представлен в опоре.

– Как осуществляется смазывание и уплотнение подшипникового узла.

– Монтаж и демонтаж узла. Какой вид сборки целесообразен: осевая или радиальная? Предварительный натяг. Способ регулировки осевого положения валов.

Содержание отчета

1. Титульный лист.

2. Цели и задачи выполнения работы.

3. Оборудование и принадлежности к работе.

4. Чертежи подшипников.

5. Чертежи подшипниковых узлов.

6. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Нагрузку каких направлений может воспринимать конкретный ПК?

2. Обеспечивает ли подшипник фиксацию вала в осевом направлении?

3. Допускает ли подшипник перекосы вала в корпусе и в каких пределах?
4. Сравнительная оценка жесткости подшипника в радиальном и осевом направлениях.
5. Расшифруйте маркировку подшипника.

Литература

1. Подшипники качения : справочник-каталог / под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Корасташевского. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
2. Перель, Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель, А. А. Филатов. – М. : Машиностроение, 1992. – 608 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1992. – Т. 2. – С. 74–233.

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Цель работы: изучение конструкции редуктора и отдельных его элементов; определение основных параметров зубчатых колес; выполнение рабочего чертежа одного из зубчатых колес.

Оборудование и принадлежности

1. Цилиндрический редуктор.
2. Набор ключей.
3. Измерительная линейка.
4. Штангенциркуль.

Теоретические положения

Классификация зубчатых передач. Общие требования

Зубчатым колесом называется зубчатое звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого звена (ГОСТ 16530). Зубчатые колеса предназначаются для пе-

редачи вращательных движений или моментов сил с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

В зависимости от формы колес и взаимного расположения осей валов зубчатые передачи делят:

- на цилиндрические с внешним и внутренним зацеплением (оси параллельны);
- конические (оси пересекаются);
- червячные (оси перекрещиваются);
- реечные (ось колеса параллельна исходной производящей линии рейки).

В зависимости от расположения и формы зубьев зубчатые колеса подразделяют:

- на прямозубые;
- косозубые;
- шевронные;
- с криволинейными зубьями.

Профиль зубьев может быть эвольвентным, циклоидальным, треугольным круговой формы (передача Новикова) и др. Кроме того, в крановых механизмах применяются зубчатые колеса с несимметричным профилем зуба.

Наибольшее распространение получили эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи.

Выбор вида зацепления в зубчатых передачах приборных устройств определяется чаще всего не требованиями, предъявляемыми к прочности их элементов, а кинематическими, конструктивными, технологическими и рядом других требований, например, к точности передачи движения. Лишь в отдельных случаях производят расчет элементов зубчатой передачи на прочность. Как правило, такой расчет является проверочным.

Особенностями зубчатых механизмов приборов являются:

- мелко модульные передачи с $m < 1$ мм;
- большие передаточные отношения (до 15 в одной паре зубчатых колес);
- соизмеримость погрешностей изготовления мелко модульных колес с размерами колес, что вызывает необходимость учета погрешностей уже на стадии геометрического расчета;

- передачи с увеличенными боковыми и радиальными зазорами между зубьями для компенсации погрешностей изготовления, особенно тех из них, которые приводят к сближению зубчатых венцов колес;
- малые диаметры посадочных поверхностей по сравнению с диаметрами делительных поверхностей и т. д.

В большинстве случаев к зацеплениям, применяемым в приборостроении, предъявляются повышенные требования к сохранению постоянства передаточного отношения. Передача вращения должна быть по возможности непрерывной, т. е. зацепление очередной пары зубьев должно начинаться до окончания зацепления впереди идущей пары зубьев. Отсюда следует, что коэффициент перекрытия должен быть больше или по крайней мере равен единице.

В передачах с ускорением вращения, например, в часовых механизмах, получаемые на выходных валах моменты вращения весьма малы и едва превышают моменты торможения. При этих условиях трение между зубьями и в подшипниках должно быть очень малым, поэтому цапфы валов должны иметь как можно меньшие диаметры и быть достаточно прочными, а рабочие поверхности зубьев и цапф должны быть хорошо отполированы. Относительное скольжение профилей зубьев, находящихся в зацеплении, должно быть по возможности минимальным и равномерным.

К зубчатым передачам, работающим с реверсированием вращения, дополнительно предъявляются требования уменьшения мертвого хода. Уменьшение времени реверсирования связано с минимизацией моментов инерции зубчатых колес, т. е. с облегчением конструкции колес.

Во многих случаях обязательным является требование долговечности работы. Срок службы колес приборов доходит сейчас до 50 000 часов при одноразовой смазке. Это накладывает требование устойчивости элементов зубчатых колес к износу. При этом во избежание потери точности, уменьшения КПД, возникновения добавочных динамических нагрузок требуется обеспечение устойчивых форм износа.

Минимальных потерь на трение достигают как путем выбора соответствующего вида зацепления (наименьшие потери на трение характерны для циклоидального и некоторых особых видов зацепления), так и путем тщательной обработки рабочих поверхностей зубьев ($R_a = 1,25-0,63$ мкм).

Выбором соответствующих материалов и покрытий обеспечивается устойчивость элементов передач к коррозии.

Следует иметь в виду, что для нормальной работы многих зубчатых передач не требуется полного выполнения всех перечисленных требований.

Геометрия и параметры стандартного эвольвентного зубчатого зацепления

Соприкасающиеся друг с другом окружности на ведущем и ведомом колесах, которые имеют общие оси с зубчатыми колесами и катятся друг по другу без скольжения, называются *начальными* (рисунок 4.1). Диаметры начальных окружностей обозначаются $d_{н1}$ и $d_{н2}$.

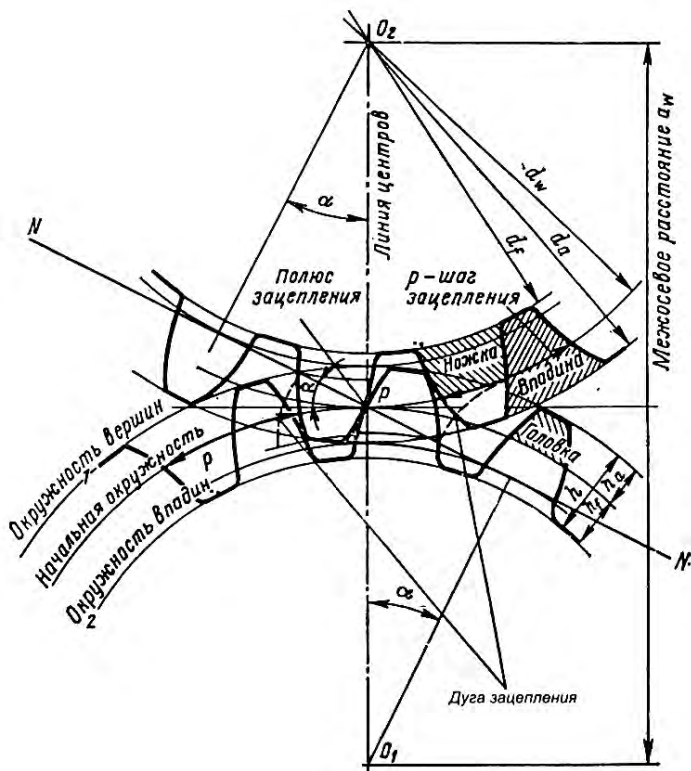


Рисунок 4.1 – Параметры эвольвентного зубчатого зацепления

Окружность, на которой расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев равно шагу зуборезного инструмента, называется *делительной*, а ее диаметр обозначается d . Делительные окружности совпадают с начальными, если межцентровое расстояние пары зубчатых колес равно сумме радиусов делительных окружностей. У данного конкретного колеса существует только одна делительная окружность; она выбирается в качестве базы для определения основных размеров зубчатого колеса.

Окружной шаг зубчатого зацепления ρ есть расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев колеса, измеренное по дуге делительной окружности.

Из определения шага следует, что длина делительной окружности равна $\pi d = \rho z$, где z – число зубьев колеса. Отсюда диаметр делительной окружности

$$d = \frac{\rho}{\pi} \cdot z. \quad (4.1)$$

Частное от деления ρ/π называется модулем зубьев и обозначается m :

$$\frac{\rho}{\pi} = m, \quad (4.2)$$

т. е. модулем зацепления называется линейная величина в π раз меньшая окружного шага или отношение шага по любой концентрической окружности зубчатого колеса к π .

В зависимости от окружности, по которой определен модуль, различают делительный, основной и начальный модули. Для косозубых колес – еще и нормальный, торцевой и осевой модули. В ряде стран используется величина, обратная модулю, которая называется питчем.

Питч (диаметральный) – число зубьев колеса, приходящееся на дюйм диаметра.

Исходя из этого, модуль можно определить как число миллиметров диаметра, приходящееся на один зуб. На колесе можно провести бесчисленное число окружностей, на каждой из которых будет свой модуль. Для ограничения этого числа ГОСТ 9563–81 (СГ СЭВ 310–76) введен стандартный ряд модулей: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25 (предпочтительный ряд модулей зубьев от 1 до 25 мм).

Стандартный модуль определяется по делительной окружности. Подставив значение модуля в формулу (4.1), получим

$$d = m \cdot z, \quad (4.3)$$

откуда

$$m = \frac{d}{z}. \quad (4.4)$$

Окружность 1 (см. рисунок 4.1), описанная из центра колеса и ограничивающая вершины его головок, называется окружностью вершин.

Окружность 2, описанная из центра колеса и ограничивающая его впадины со стороны тела колеса, называется окружностью впадин.

Высотой зуба h называется радиальное расстояние между окружностью выступов и окружностью впадин.

Согласно ГОСТ 13755 высота головки зуба принимается равной модулю:

$$h_a = m \cdot d_w. \quad (4.5)$$

Высота ножки зуба принимается равной 1,25 модуля:

$$h_f = 1,25m. \quad (4.6)$$

Высота зуба

$$h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m. \quad (4.7)$$

Разница в высоте ножки зуба одного колеса и высоте головки зуба другого необходима для образования радиального зазора

$$c = n_f - h_a = 0,25m. \quad (4.8)$$

Диаметр окружности выступов

$$d_a = d - 2h_f = z \cdot m - 2,5m = m(z - 2,5). \quad (4.9)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d + 2h_f = z \cdot m + 2,5m = m(z + 2,5). \quad (4.10)$$

Модуль зацепления можно определить, зная диаметр окружности выступов. Из формулы (4.9) следует

$$m = \frac{d_a}{z - 2,5}. \quad (4.11)$$

Теоретическая толщина зуба s и ширина впадины s_b по делительной окружности равны между собой:

$$s = s_b = \frac{\rho}{2} = \pi \cdot \frac{m}{2} = 1,57m. \quad (4.12)$$

Однако, чтобы создать боковой зазор, необходимый для нормальной работы зубчатой пары, зуб делается несколько тоньше, вследствие чего он входит во впадину свободно.

Межцентровое (межосевое) расстояние двух сцепляющихся зубчатых колес определяется по формуле

$$a = z_1 + z_2 = z_1 \cdot \frac{m}{2} + z_2 \cdot \frac{m}{2} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}. \quad (4.13)$$

Дугой зацепления называют путь, проходимый профилем зуба по начальной окружности за время фактического его зацепления. Дуга зацепления обозначается S .

Необходимым условием непрерывности зацепления является требование, чтобы дуга зацепления была больше шага зацепления, т. е. $S > \rho$.

Отношение длины дуги зацепления к шагу зацепления называется коэффициентом перекрытия:

$$\varepsilon = \frac{S}{\rho}. \quad (4.14)$$

Коэффициент перекрытия характеризует среднее число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Для цилиндрических зубчатых передач принимают $\epsilon \geq 1,2$.

Для зубчатых колес установлен ряд параметров, по которым их проверяют в процессе изготовления. Основными из них являются:

- длина общей нормали W – расстояние между разноименными боковыми поверхностями (профилями) зубьев по общей нормали к ним (рисунок 4.2, а). Длина общей нормали определяется в зависимости от числа зубьев Z_n , охватываемых измерительными поверхностями инструмента или прибора. Длину общей нормали используют в основном при контроле зубчатых секторов и крупномодульных зубчатых колес;

- размер по роликам (шарикам) M – расстояние между выступающими в радиальном направлении за пределы поверхности вершин зубьев поверхностями двух цилиндрических роликов (шариков), опирающихся на боковые поверхности зубьев, по общей нормали к поверхностям этих роликов (рисунок 4.2, б). Диаметры измерительных роликов (шариков) выбираются в зависимости от модуля проверяемого колеса (например, при $m = 0,5$ мм $d_{изм} = 0,866$ мм, при $m = 1$ мм $d_{изм} = 1,732$ мм).

Углы между осями симметрии впадин, в которых лежат ролики, равны 180° при четном числе зубьев и $180^\circ + 180^\circ / z = 180^\circ (1 + 1/z)$ при нечетном числе зубьев.

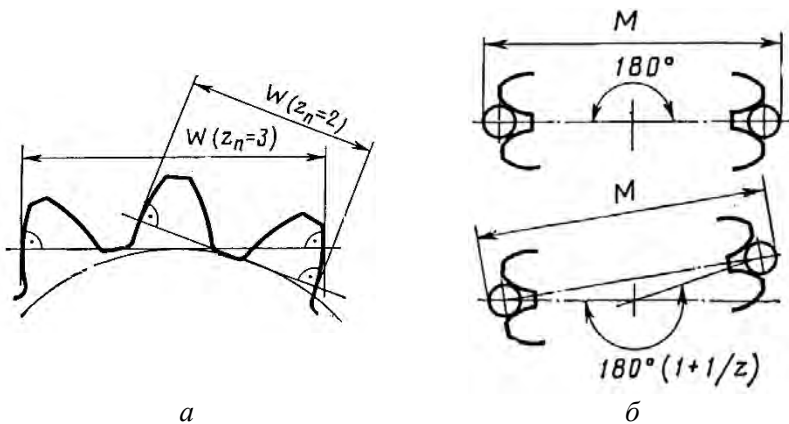


Рисунок 4.2 – Схема измерения:
а – длины общей нормали; б – размеров по роликам

Полный перечень терминов, обозначений и определений параметров зубчатых передач приведен в ГОСТ 16530 и ГОСТ 16531.

Многоступенчатые зубчатые передачи

Многоступенчатая зубчатая передача предназначается для последовательного, ступенчатого изменения частоты вращения и соответствующего изменения моментов сил от ведущего вала к ведомому посредством нескольких пар зубчатых колес. Главным достоинством многоступенчатых зубчатых передач по сравнению с одноступенчатыми является возможность получения больших передаточных отношений при небольших габаритах передачи.

По принципу действия различают:

- передачи с неподвижными осями – рядные и ступенчатые;
- передачи с подвижными осями – планетарные механизмы, дифференциальные механизмы (дифференциалы) и волновые передачи.

По характеру изменения частоты вращения различают передачи, работающие на замедление вращения, и передачи, работающие на ускорение вращения.

Первые передачи применяют в редукторах различных приводов. В первом приближении, исходя из закона сохранения энергии и пренебрегая ее потерями на трение в механизме, можно считать, что произведение момента вращения на частоту вращения любого вала многоступенчатой зубчатой передачи с последовательным расположением ступеней должно быть постоянным, т. е. $M \cdot n = \text{const}$. Большая частота вращения вала двигателя при малом моменте вращения преобразуется в малую частоту вращения выходного вала с соответствующим увеличением момента вращения. Отсюда следует также, что в редукторах диаметр входного вала меньше диаметра выходного вала, если их размеры определяются расчетом на прочность.

Передачи, работающие на ускорение вращения, – это ускорительные передачи или мультипликаторы. К ним относятся передачи различных измерительных головок, в которых подлежащие измерениям малые перемещения преобразуются в относительно большие перемещения элемента отсчетного или регистрирующего устройства, а также зубчатые передачи самописцев, часовых механизмов и других устройств, у которых на входе установлены заводные пружины (барбаны). В этих передачах на выходных валах в связи с сильно увеличенными частотами вращения по сравнению с барабаном дей-

ствуют очень малые моменты вращения, часто соизмеримые с моментами трения в опорах. Поэтому в таких передачах очень важным является уменьшение моментов трения в опорах, например, посредством значительного уменьшения диаметров цапф валиков.

По назначению различают:

- отсчетные (кинематические);
- скоростные;
- силовые передачи.

Основное требование к отсчетным передачам – высокая точность преобразования угла поворота от ведущего вала к ведомому; к скоростным передачам – плавность работы; к силовым передачам – хорошее прилегание зубьев по боковым поверхностям в целях уменьшения контактных давлений и повышения их износостойкости.

В том случае, когда ведущий и ведомый валы находятся на значительном расстоянии друг от друга и передача движения при помощи только двух зубчатых колес с радиусами R_1 и R_2 оказывается невыгодной, так как габариты передачи получаются большими (рисунок 4.3, *a*), передачу с требуемым передаточным отношением i целесообразнее осуществить так, как показано на этом рисунке, т. е. при помощи нескольких зубчатых колес, насаженных на параллельные валы. На ведущий вал насажено зубчатое колесо с диаметром d_1 и числом зубьев z_1 . Колеса с диаметрами d_2 и d_3 и числом зубьев z_2 и z_3 , имеющие тот же шаг, называют промежуточными или «паразитными».

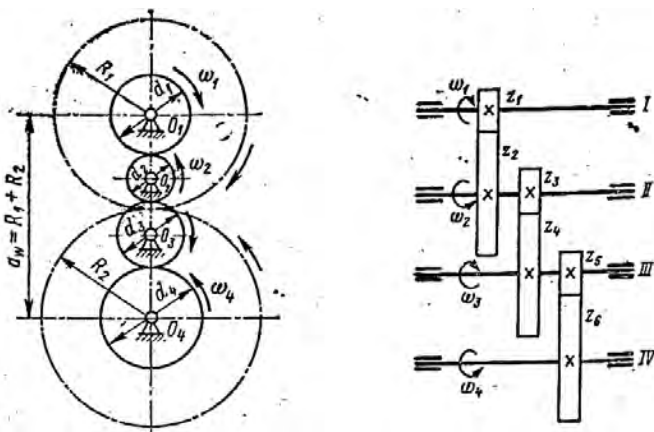


Рисунок 4.3 – Многоступенчатые зубчатые передачи:
a – рядная; *б* – ступенчатая

Передаточное отношение первой, второй, третьей пары можно найти из следующих соотношений:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_1}{Z_2}; \quad i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{Z_2}{Z_3}; \quad i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{Z_3}{Z_4}.$$

Перемножив четные передаточные отношения, найдем

$$i_0 = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{Z_4}{Z_1}. \quad (4.15)$$

Полученный результат представляет собой передаточное отношение рядной зубчатой передачи.

Из вышеизложенного следует, что общее передаточное отношение последовательного ряда зубчатых колес с промежуточными колесами равно отношению числа зубьев ведомого колеса к числу зубьев ведущего.

Промежуточные колеса не изменяют общего передаточного отношения, но влияют на направление вращения ведомого вала: при четном числе промежуточных колес направления вращения ведущего и ведомого колес противоположны, при нечетном – одинаковы.

Включение серии малых зубчатых колес вместо двух колес больших габаритов и массы при сохранении заданного передаточного отношения снижает металлоемкость передачи, уменьшает ее габариты (что очень важно в приборах, машинах и станках) и дает возможность изменить направление вращения ведомого колеса.

Одной парой зубчатых колес невозможно осуществить передачу с большим передаточным отношением (обычно $i_{\max} < 10$). Для получения больших передаточных отношений применяют так называемую ступенчатую передачу (рисунок 4.3, б).

Передаточное число передачи

$$i_0 = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}. \quad (4.16)$$

Таким образом, общее передаточное отношение ступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений всех ступеней. В том случае, если числа зубьев малых колес равны между со-

бой, т. е. $Z_1 = Z_3 = Z_5 = Z$, и числа зубьев больших колес тоже равны между собой, т. е. $Z_2 = Z_4 = Z_6 = Z$, общее передаточное число будет $i_0 = Z/Z$.

Если число одинаковых пар зубчатых колес n :

$$i_0 = \left(\frac{Z}{Z}\right)^n. \quad (4.17)$$

Аналитически КПД зубчатой передачи может быть определен по следующей приближенной формуле для многоступенчатой передачи, у которой материал колес и чистота обработки, конструкции опор и смазка одинаковы для всех зубчатых пар:

$$\eta' = (\eta_o - \eta_c)^k, \quad (4.18)$$

где k – число пар сцепляющихся колес;

$\eta_o = 0,95-0,98$ – КПД, учитывающий потери на трение в опорах;

$\eta_c = (1 - 0,21f)$ – КПД, учитывающий потери на трение в зацеплении пары колес;

f – коэффициент трения скольжения зубьев (выбирается по таблицам в зависимости от материала колес).

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя или инженера принадлежности к работе и редуктор для изучения.
2. Изучить конструкцию редуктора, при необходимости частично или полностью разобрав его на составные части.
3. Вычертить схему многоступенчатой зубчатой передачи, которая используется в редукторе, указав входной и выходной (ведущий и ведомый) валы, а также направления их вращения.
4. Измерить параметры редуктора и его отдельных элементов. Найденные параметры занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Измеренные параметры редуктора

Наименование измеренных параметров	1 ступень		2 ступень		...	j-я ступень	
	ше- стер- ня	колесо	ше- стер- ня	колесо		ше- стер- ня	колесо
Число зубьев Z							
Ширина b , мм							
Наружный диаметр d_{a_2} , мм							
Угол наклона зуба β , град.							
Межосевое расстояние a_w , мм							

5. Рассчитать остальные параметры многоступенчатого редуктора и полученные значения занести в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Рассчитанные параметры редуктора

Наименование расчетных параметров	Формула для расчета	1 ступень		2 ступень		...	j-я ступень	
		шестерня	колесо	шестерня	колесо		шестерня	колесо
Модуль зацепления нормальный, мм	$m_n = \frac{d_a \cos \beta}{z + 2 \cos \beta}$							
Модуль торцевой, мм	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$							
Делительный диаметр, мм	$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$							
Диаметр окружности выступов, мм	$d_a^T = d + 2m_n$							
Диаметр окружности впадин, мм	$d_f = d - 2,5m_n$							
Передаточное число ступени	$i_j = \frac{z_{kj}}{z_{mj}}$							
Передаточное число редуктора	$i_0 = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_j$							
Межосевое расстояние, мм	$a_w^T = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta}$							

Примечание. Рассчитанные величины параметров следует округлять до ближайшего стандартного значения.

6. По указанию преподавателя выполнить рабочий чертеж одного из зубчатых колес редуктора. Для этого определить необходимые размеры с помощью мерительного инструмента.
7. Собрать редуктор, если он был разобран в процессе выполнения лабораторной работы.
8. Оформить отчет о лабораторной работе.

Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цели и задачи выполнения работы.
3. Оборудование и принадлежности к работе.
4. Кинематическая схема редуктора.
5. Результаты измерений и вычислений (таблицы 4.1 и 4.2).
6. Рабочий чертеж зубчатого колеса.
7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Назначение зубчатых передач и их классификация.
2. Особенности конструкций и требования, предъявляемые к зубчатым передачам в приборостроении.
3. Как определить модуль зубчатого зацепления?
4. Как определить общее передаточное отношение и КПД многоступенчатого зубчатого механизма?
5. С помощью каких устройств можно уменьшить мертвый ход зубчатой передачи? Привести примеры конструкций этих устройств.
6. В чем заключаются основные особенности выполнения рабочего чертежа цилиндрического зубчатого колеса?

Литература

1. Элементы приборных устройств : учебное пособие для студентов вузов : в 2 ч. / О. Ф. Тищенко [и др.] ; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 1 : Детали, соединения и передачи. – 304 с.
2. Справочник конструктора точного приборостроения / Г. А. Веркович [и др.] ; под общ. ред. К. Н. Явленского, Б. П. Тимофеева, Е. Е. Чадаевой. – Л. : Машиностроение, 1989. – 792 с.

ИЗУЧЕНИЕ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучение червячной передачи; ознакомление с элементами червячной передачи; освоение способов замера геометрических размеров, необходимых для расчетов; овладение методикой расчета геометрических, кинематических, энергетических и силовых параметров червячной передачи.

Оборудование и принадлежности

1. Малогабаритная червячная передача с верхним или нижним расположением червяка.
2. Штангенциркуль.
3. Микрометр.
4. Линейка.

Теоретические положения

Сведения о червячных передачах

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет $\theta = 90^\circ$ (рисунок 5.1). В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой.

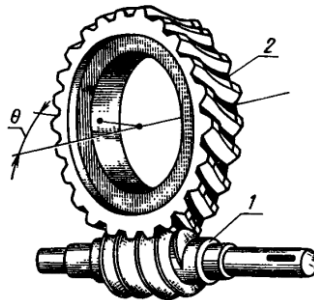


Рисунок 5.1 – Червячная передача:
1 – червяк; 2 – венец червячного колеса

Для облегания тела червяка венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления.

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Достоинства червячных передач:

1. Плавность и бесшумность работы.
2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
3. Возможность большого редуцирования, т. е. получения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в несиловых передачах до 1000).
4. Возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.
5. Высокая кинематическая точность.

Недостатки:

1. Сравнительно низкий КПД вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса.
2. Значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом.
3. Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов.
4. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева.

Червячные передачи широко применяют в подъемно-транспортных машинах, троллейбусах и особенно там, где требуется высокая кинематическая точность (делительные устройства станков, механизмы наводки и т. д.).

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

Классификация червячных передач

В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (рисунок 5.2, *а*) или с глобоидным (рисунок 5.2, *б*) червяком.

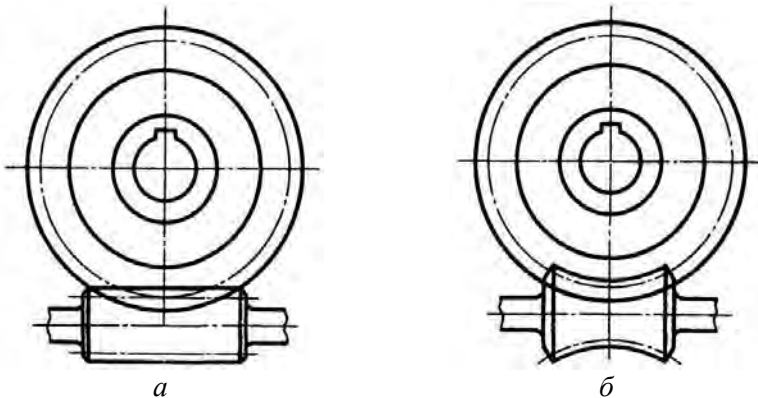


Рисунок 5.2 – Схемы червячных передач

Глобоидная передача имеет повышенный КПД, более высокую несущую способность, но сложна в изготовлении и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызванному изнашиванием подшипников.

Ниже рассматриваются передачи с цилиндрическими червяками.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.

В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с одновитковым или многовитковым червяком.

Чаще всего расположение червяка диктуется условиями компоновки изделия. Нижний червяк обычно применяют при окружной скорости червяка $v_1 \leq 5$ м/с во избежание потерь на перемешивание и разбрызгивание масла.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса передачи бывают с нижним (рисунок 5.3, *а*), боковым (рисунок 5.3, *б*) и верхним (рисунок 5.3, *в*) червяками.

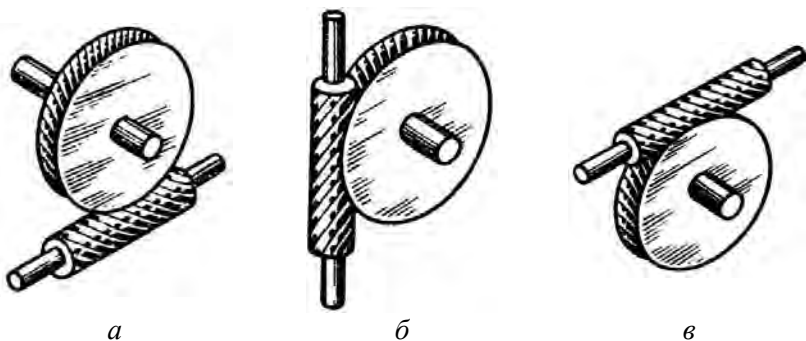


Рисунок 5.3 – Схемы расположения червяка относительно колеса

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками. Каждый из них требует особого способа нарезания.

Если резец, имеющий в сечении форму трапеции, установить на станке так, чтобы верхняя плоскость резца $A-A$ проходила через ось червяка (положение 1 на рисунке 5.4), то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – архимедову спираль. Червяк с такой винтовой поверхностью называют архимедовым. Архимедов червяк в осевом сечении имеет прямолинейный профиль витка, аналогичный зубчатой рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков $2\alpha = 40^\circ$.

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка ψ (положение 2 на рисунке 5.4) так, чтобы верхняя плоскость резца $A-A$ была перпендикулярна винтовой линии, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – конволюту (конволюта – удлиненная или укороченная эвольвента окружности), а червяк соответственно будет называться конволютным.

Если резец установить так, чтобы верхняя плоскость резца $A-A$ (положение 3 на рисунке 5.4), смещенная на некоторую величину e , была параллельна оси червяка, то при нарезании получится винтовая поверхность, которая в сечении, перпендикулярном оси червяка, даст кривую – эвольвенту окружности, а червяк будет называться

эвольвентным. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков червяка.

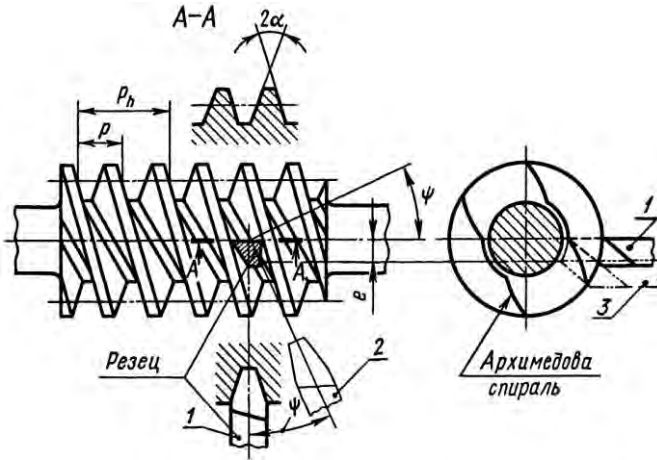


Рисунок 5.4 – Схема установки инструмента при нарезании червяка

По стандарту введены обозначения различных червяков и их модификаций. Так, например, архимедов червяк обозначается – червяк Z_A , конволютный – червяк Z_N , эвольвентный – червяк Z_1 . Всего их десять видов. На практике наибольшее распространение получили архимедовы червяки.

Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных модулей m выбирают из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рисунок 5.5):

- угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$;
- расчетный шаг червяка

$$p = \pi \cdot m, \quad (5.1)$$

откуда расчетный модуль

$$m = \frac{p}{\pi}; \quad (5.2)$$

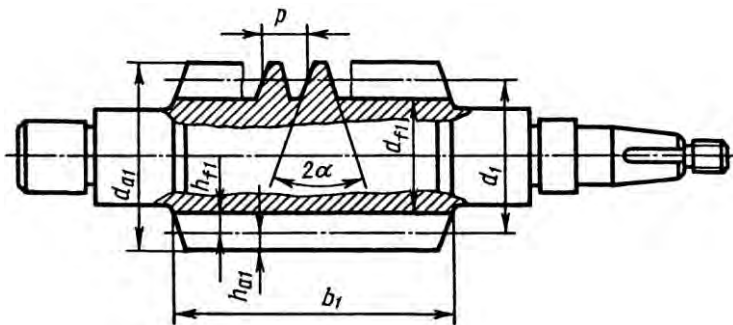


Рисунок 5.5 – Основные размеры цилиндрического червяка

- ход витка (рисунок 5.6)

$$p_h = p \cdot Z_1, \quad (5.3)$$

где Z_1 – число витков червяка;

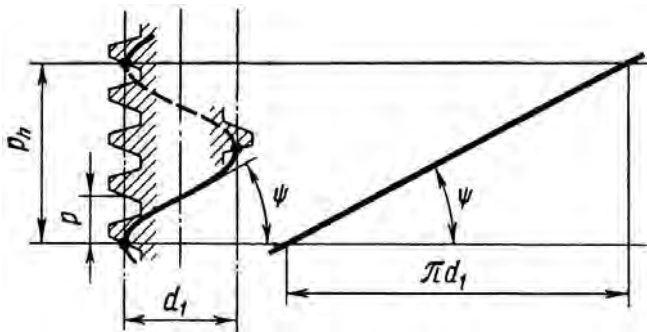


Рисунок 5.6 – Схема определения делительного угла подъема линии витка

– высота головки витка червяка и зуба колеса (см. рисунок 5.5)

$$h_{a1} = h_{a2} = m; \quad (5.4)$$

– высота ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m; \quad (5.5)$$

– делительный диаметр червяка, т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d_1 = qm, \quad (5.6)$$

где q – число модулей в делительном диаметре червяка, или коэффициент диаметра червяка.

Чтобы червяк не был слишком тонким, q увеличивают с уменьшением m . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления.

Значения коэффициентов диаметра червяка q выбирают из ряда: 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0.

Делительный угол подъема линии витка

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{p_h}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1}{q}. \quad (5.7)$$

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m. \quad (5.8)$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (5.9)$$

Длина нарезанной части червяка зависит от числа витков:

$$\begin{aligned} \text{ï ð} z_1 = 1 \text{ è } 2 & \quad b_1 = m(11 + 0,06z_2); \\ \text{ï ð} z_2 = 4^* & \quad b_1 = m(12,5 + 0,09z_2). \end{aligned} \quad (5.10)$$

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков по технологическим причинам b_1 увеличивают приблизительно на $3m$.

Корректирование червячных передач выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляется так же, как и в зубчатых передачах, смещением инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании.

Некорректированные и корректированные червячные колеса нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк должны иметь одинаковые размеры, то корректирование осуществляют только у колеса.

При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (5.11)$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев значение x выбирают в пределах ± 1 .

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рисунок 5.7).

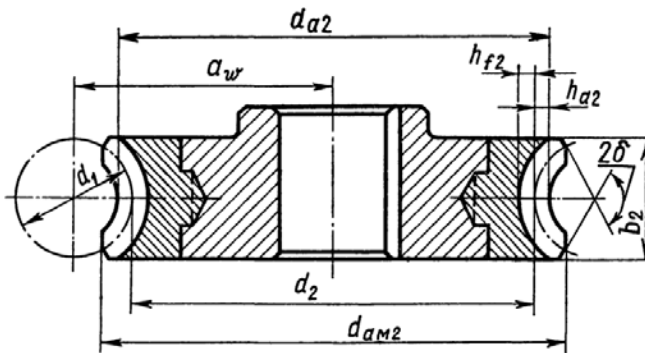


Рисунок 5.7 – Основные размеры венца червячного колеса

К ним относятся:

– делительный диаметр

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad (5.12)$$

– диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x); \quad (5.13)$$

– диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x); \quad (5.14)$$

– межосевое расстояние – главный параметр червячной передачи:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2 + 2xm); \quad (5.15)$$

– наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}; \quad (5.16)$$

– ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка:

$$\text{при } z = 1-2 \quad b_2 = 0,355a_w;$$

$$\text{при } z = 4 \quad b_2 = 0,315a_w.$$

Материалы червячной пары

Червяк и колесо должны образовывать антифрикционную пару, обладать высокой прочностью, износостойкостью и сопротивляемостью заеданию ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45–53 HRC. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков.

Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементуемых сталей (15X, 20X и др.) с твердостью после закалки 56–63 HRC.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения v_s и длительности работы.

При высоких скоростях скольжения ($v_s = 5-25$ м/с) и длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, которые обладают хорошими противозадирными свойствами.

При средних скоростях скольжения ($v_s = 2-5$ м/с) применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости ≥ 45 НRC шлифованными и полированными червяками. В отдельных случаях ее применяют до $v_s = 8$ м/с.

При малых скоростях скольжения ($v_s < 2$ м/с) червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12, СЧ15 и др.

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения.

КПД червячных передач

Роль смазывания в червячной передаче еще важнее, чем в зубчатой, так как в зацеплении происходит скольжение витков червяка вдоль линий зубьев колеса. В случае несовершенства смазывания резко возрастают потери, возможно повреждение зубьев.

Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт-гайка. В общем случае КПД червячной передачи

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_{\text{сз}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_{\text{рм}} \quad (5.17)$$

где η_i , $\eta_{\text{сз}}$, $\eta_{\text{вп}}$, $\eta_{\text{рм}}$ – КПД, учитывающие потери соответственно в подшипниках, зубчатом зацеплении, винтовой паре, а также на размещение и разбрызгивание масла.

Практически КПД червячной передачи определяют по формуле, выведенной для винтовой пары, но распространяющейся и на червячные передачи:

$$\eta = \frac{\text{tg} \varphi}{\text{tg}(\varphi + \varphi')} \quad (5.18)$$

Приведенные в таблице 5.1 значения угла трения φ' в зависимости от скорости скольжения v_s получены экспериментально для червяч-

ных передач на опорах с подшипниками качения, т. е. в этих значениях φ' учтены потери мощности в подшипниках качения, в зубчатом зацеплении и на размешивание и разбрызгивание масла. Величина φ' значительно снижается при увеличении V_s , так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для образования масляного клина.

Таблица 5.1 – Зависимость угла трения φ' от скорости скольжения V_s

V_s , м/с	0,1	0,5	1,0	1,5	2	2,5	3
φ'	4°30'– 5°10'	3°10'– 3°40'	2°30'– 3°10'	2°20'– 2°50'	2°00'– 2°30'	1°40'– 2°20'	1°30'– 2°00'

Из формулы следует, что с увеличением угла подъема линии витка ψ растет КПД передачи. Учитывая, что

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{Z_1}{q}, \quad (5.19)$$

заключаем, что увеличение Z_1 и уменьшение q в допустимых пределах обеспечивают повышение КПД червячной передачи.

Порядок выполнения работы

1. Произвести внешний осмотр червячной передачи.
2. Измерить габаритные, присоединительные размеры и межосевое расстояние.
3. Осмотреть детали червячной передачи.
4. Установить, какой вал является входным (быстроходным), а какой – выходным (тихоходным).
5. Установить, какой элемент является червяком, какой – червячным колесом.
6. Установить, как расположен червяк относительно червячного колеса (червяк над колесом или под колесом).

7. Определить направление винтовой линии червяка (правое или левое). Для этого расположить червяк вертикально и мысленно перемещать точку по винтовой поверхности. Если точка будет перемещаться слева-вверх-направо – винтовая линия имеет правое направление, если справа-вверх-налево – направление левое.

8. Произвести измерения и расчеты параметров червяка. Данные занести в таблицу 5.2.

9. Сделать эскизы червяка и колеса в осевых сечениях.

10. Вычертить схему редуктора в двух проекциях.

Таблица 5.2 – Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Наименование величин	Обозначение и расчет, размерность	Величина
Измеряемые величины			
1	Габаритные размеры основания червячной передачи: – длина – ширина – высота	B , мм C , мм A , мм	
2	Присоединительные размеры: – – диаметр входного вала – длина посадочного участка вала червяка – диаметр выходного конца вала – длина посадочного конца вала колеса	d_B , мм h_1 , мм $d_{\text{вых}}$, мм h_2 , мм	
3	Межосевое расстояние	$a_{\text{о изм}}$, мм	
4	Число зубьев колеса	Z_2	
5	Число заходов червяка	Z_1	
6	Высота витка червяка	$h_{\text{изм}}$, мм	
7	Длина нарезной части червяка	b_1 , мм	
8	Шаг винтовой линии червяка	$P_{\text{изм}}$, мм	
9	Диаметр окружности выступов червяка	$d_{a1 \text{ изм}}$, мм	
10	Диаметр окружности впадин червяка	$d_{f1 \text{ изм}}$, мм	

Окончание таблицы 5.2

№ п/п	Наименование величин	Обозначение и расчет, размерность	Величина
11	Наибольший диаметр червячного колеса	d_{am2} изм., мм	
12	Ширина венца колеса	b_2 , мм	
Рассчитываемые величины			
13	Передаточное число редуктора	u	
14	Модуль зацепления	m , мм	
15	Величина относительного диаметра червяка	q	
16	Делительный диаметр червяка и колеса	d_1 , мм; d_2 , мм	
17	Расчетное значение межосевого расстояния	a_0 , мм	
18	Диаметр окружности выступов червяка и колеса	d_{a1} , мм; d_{a2} , мм	
19	Диаметр окружности впадин червяка и колеса	d_{f1} , мм; d_{f2} , мм	
20	Шаг винтовой линии червяка	P , мм	
21	Угол подъема витков червяка	γ , град	
22	Наибольший диаметр червячного колеса	d_{am2} , мм	
23	Частота вращения вала червяка Окружная скорость червяка Скорость скольжения в зацеплении	n_1 , мин ⁻¹ v_1 , м/с v_s , м/с	

Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цели и задачи выполнения работы.
3. Оборудование и принадлежности к работе.
4. Кинематическая схема редуктора.
5. Результаты измерений и вычислений (таблица 5.2).
6. Рабочий чертеж зубчатого колеса.
7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Характеристика и назначение червячных передач.
2. Преимущества и недостатки червячных передач.
3. Типы профилей цилиндрических червяков.
4. Как нарезаются зубья червячного колеса?
5. С какой целью и как осуществляется модификация червячно-го зацепления?
6. Разновидности червячных передач.
7. Как измерить межосевое расстояние?
8. Как определить осевой модуль червяка по выполненным замерам?
9. Как определить коэффициент сдвига инструмента?
10. Как определить относительный делительный диаметр?
11. Как определить относительный начальный диаметр?
12. Как определить угол подъема винтовой линии червяка на делительном и начальном диаметре?
13. Что такое скорость скольжения и как ее определить?
14. Как определить КПД редуктора?
15. Как определить передаточное число червячной передачи?
16. Как определить диаметральные размеры червяка и колеса?
17. Как определить мощность на валах редуктора?

Литература

1. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. Н. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2003. – 408 с.
2. Орлов, П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 2 кн. / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1988. – Кн. 2. – 544 с.
3. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.

ИЗУЧЕНИЕ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучение конструкции и области применения фрикционных передач и вариаторов.

Оборудование и принадлежности

1. Узел, содержащий фрикционную передачу.
2. Штангенциркуль.
3. Линейка.
4. Отвертка.
5. Лабораторная установка.

Теоретические положения

Общие сведения

Передачи, в которых движение от одного вала к другому передается за счет трения между рабочими поверхностями вращающихся катков (дисков), называют фрикционными.

Фрикционная передача состоит из двух колес (катков) – ведущего и ведомого, которые прижаты друг к другу с заданной силой. При вращении одного из катков, например ведущего, приходит в движение ведомый, благодаря возникающей силе трения.

Условие работоспособности передачи

$$T_{\text{тр}} > F, \quad (6.1)$$

где F – передаточное окружное усилие;

$T_{\text{тр}}$ – сила трения в месте контакта.

Примечание. Окружное усилие – сила, которая вращает шкив, коленчатый вал, маховик и т. д., направленная по касательной к окружности, по которой движется точка приложения этой силы. Определяют окружное усилие по формуле

$$F = \frac{M}{r}, \quad (6.2)$$

где M – вращающий момент;

r – расстояние от точки приложения окружного усилия до оси вращения.

Если это условие нарушается, то возникает буксование, т. е. ведомый каток не вращается, а ведущий скользит по нему.

Передаточное число фрикционной передачи – отношение угловых скоростей ведущего и ведомого валов – не может быть строго постоянным, так как всегда существует относительное проскальзывание катков, изменяющееся в зависимости от нагрузки.

Различают фрикционные передачи с условно-постоянным передаточным числом между валами с параллельными пересекающимися осями и передачи с переменным передаточным числом (вариаторы) без промежуточного звена и с промежуточным звеном.

В зависимости от условий работы фрикционные передачи подразделяют на открытые, работающие всухую, и закрытые, работающие в масле. Коэффициент трения в открытых фрикционных передачах выше, а прижимное усилие катков меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна делает скольжение менее опасным, кроме того, обеспечивается отвод тепла и увеличивается долговечность передачи.

Фрикционные передачи обладают рядом достоинств, основными из которых являются: простота и бесшумность работы; равномерность вращения колес; возможность регулирования скорости (без остановки передачи); небольшая стоимость колес (катков).

К недостаткам фрикционных передач относятся значительные нагрузки на валы и подшипники, непостоянство передаточного числа, сравнительно низкий КПД, неравномерный износ рабочих поверхностей колес.

Фрикционные передачи широко используются в различных отраслях промышленности. Их часто применяют в приводах конвейеров, в сварочных и литейных машинах, в металлорежущих станках и т. д.

Для колес применяют следующие сочетания износостойких материалов с высоким коэффициентом трения и модулем упругости: закаленная сталь по закаленной стали (такое сочетание обеспечивает высокий КПД, не требует изготовления передачи с высоким классом шероховатости поверхности); чугун по стали или чугуну (в этом случае рабочим поверхностям придают большую твердость, для чего отбеливают поверхность чугунных колес).

Типы фрикционных передач

Цилиндрическая фрикционная передача. На ведущем 2 (рисунок 6.1) и ведомом 1 валах насажены на шпонках два катка. Подшипники вала 1 установлены неподвижно, а подшипники вала 2 позволяют перемещаться валу по направлению линии центров передачи. Если привести во вращение ведущий вал 2, то вместе с ним будет вращаться и ведущий диск. Ведомый диск не будет вращаться до тех пор, пока не будет преодолено полезное сопротивление на валу 1 – вращающий момент и сопротивление трения в подшипниках. Но так как подшипники ведущего вала выполнены плавающими и находятся под действием пружины сжатия, то этим самым обеспечивается прижимное усилие T , а следовательно, и вращение ведомого вала.

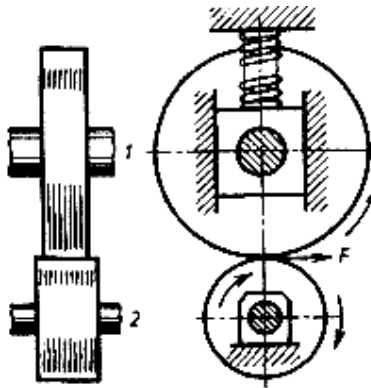


Рисунок 6.1 – Цилиндрическая фрикционная передача

Коническая фрикционная передача. Катки передачи (рисунок 6.2) представляют собой усеченные конусы, которые соприкасаются по общей образующей. При осевом сжатии конусов на их образующих в месте контакта возникает сила трения, которая и увлекает во вращение ведомый каток и вал. Для правильной работы передачи необходимо, чтобы конусы имели общую вершину, являющуюся точкой пересечения осей катков.

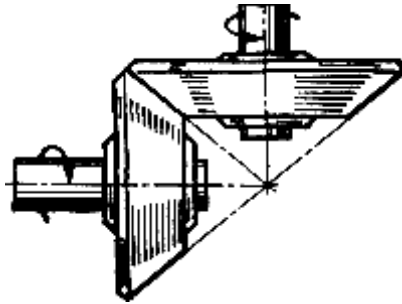


Рисунок 6.2 – Коническая фрикционная передача

Вариаторы

Вариаторы – передачи, посредством которых можно плавно, бесступенчато изменять передаточное число.

По форме тел вращения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

Лобовые вариаторы (рисунок 6.3) применяются в винтовых прессах и приборах. В наиболее простом из них (рисунок 6.3, а) ведущий ролик катится по торцовой поверхности большого диска и передает ему вращение. Движение можно передавать и в обратном направлении – от диска к ролику. Для регулирования скорости вращения ролик передвигают вдоль диска. Передаточное отношение в таких вариаторах без учета проскальзывания равно

$$i = \frac{R_1}{R_2}, \quad (6.3)$$

где R_1 и R_2 – радиусы колес.

Влияние проскальзывания на передаточное отношение учитывается коэффициентом скольжения ξ , значение которого обычно заключено в диапазоне от 0,01 до 0,05. С учетом коэффициента скольжения формула для передаточного отношения принимает вид

$$i = \frac{R_1}{R_2(1-\xi)}. \quad (6.4)$$

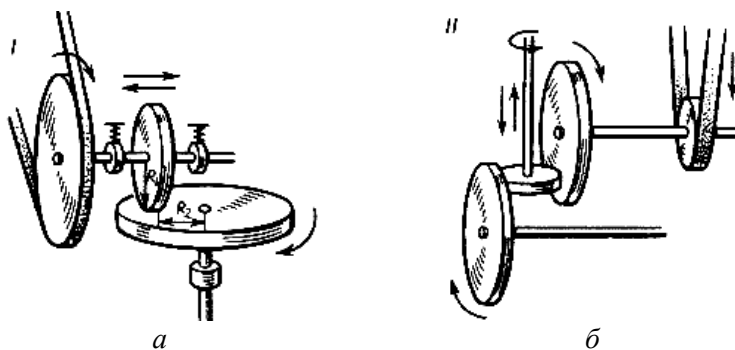


Рисунок 6.3 – Лобовой вариатор

В более сложном плоском вариаторе (рисунок 6.3, б) между двумя большими дисками вращается передвижной ролик. Один диск ведущий, другой – ведомый. Ролик служит промежуточным звеном, передающим вращение. При регулировании скорости ролик перемещают вдоль обоих дисков, причем, приближаясь к центру одного из них, он в то же самое время удаляется от центра другого. Поэтому изменение передаточного отношения и плавное регулирование скоростей вращения производится быстрее и в более широких пределах, чем в вариаторе с одним диском.

Вариаторы с раздвижными конусами (рисунок 6.4) имеют ограниченное применение в машиностроении. Конические диски насажены на два параллельных вала / и //. Между дисками зажато стальное кольцо, которое передает движение от ведущего вала к ведомому. Изменение передаточного числа осуществляется сближением одной пары конусов и раздвижением другой.

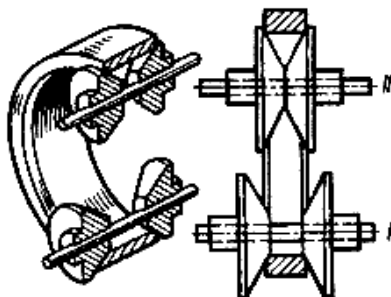


Рисунок 6.4 – Вариатор с раздвижными конусами

На рисунке 6.5 представлен торовый вариатор. На валы I и II насажены два диска, имеющие сферические рабочие поверхности. Вращение от ведущего диска I к ведомому II передается посредством двух промежуточных роликов 1, свободно сидящих на осях 2. Изменение передаточного числа осуществляется одновременным поворотом этих осей вокруг шарниров 3. Торовые вариаторы требуют довольно высокой точности изготовления.

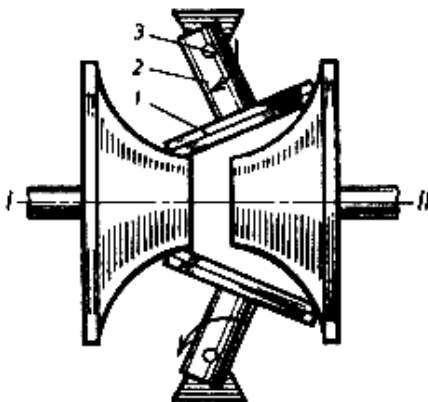


Рисунок 6.5 – Торовый вариатор

В лабораторной работе исследуется шариковый лобовой вариатор, схема конструкции которого приведена на рисунке 6.6.

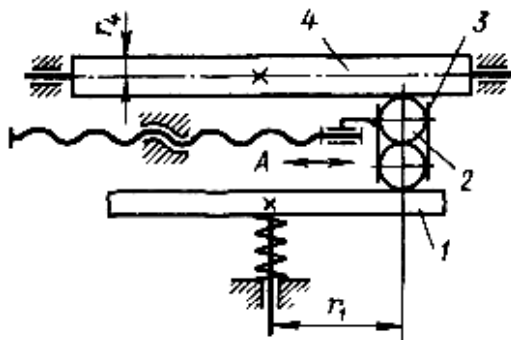


Рисунок 6.6 – Схема конструкции шарикового лобового вариатора

ные по разные стороны от оси диска 10. Положение этих обойм может независимо регулироваться с помощью рукояток 1 с нарезанными на них зубчатыми венцами, вращение которых передается через зубчатые передачи $Z_1-Z_2-Z_3-Z_4-Z_5$ на ходовые винты В. Перемещение обойм ограничивается стопорными механизмами, состоящими из зубчатых секторов 22, находящихся в зацеплении с червяками 21, установленными на ходовых винтах В. Через шарики вращение диска 10 передается на фрикционные ролики Р, а затем через зубчатую передачу $Z_{11}-Z_{12}-Z_{13}$ на дифференциалы Д1 и Д2. Водило В1 дифференциала Д1 жестко закреплено на оси, связанной с диском 10 через зубчатую передачу, образованную косозубым колесом 20 и винтовым колесом 19 и обеспечивающую передачу вращения между скрещивающимися осями. Остальные элементы дифференциалов закреплены на оси с возможностью вращения относительно нее. Водило дифференциала Д2 выполнено в виде зубчатого колеса 16, связанного с рукояткой 1 через зубчатую передачу $Z_1-Z_2-Z_3-Z_4-Z_6-Z_{16}$.

Определение передаточного отношения механизма. Передаточное отношение механизма экспериментально определяется путем подсчета числа оборотов диска 10, соответствующего одному полному обороту левого зубчатого колеса 18л. При этом исследуется зависимость передаточного отношения от радиального положения обоймы фрикционной передачи, которое задается по шкале правой рукоятки 1п. Передаточное отношение кинематической цепи «рукоятка 1 – ходовой винт В» может быть определено по формуле

$$i_1 = \rho \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_5}, \quad (6.5)$$

где ρ – шаг винта.

Зубчатое колесо 4 является для данной цепи паразитным, так как находится в зацеплении с двумя зубчатыми колесами 3 и 5, и по этой причине не учитывается в передаточном отношении.

Подстановка параметров, приведенных на кинематической схеме, дает для передаточного отношения значение $i_1 = 35,21 \text{ в}^{-1}$. Если обозначить угол поворота рукоятки 1, выраженный в делениях шкалы, через n , то зависимость радиального положения R обоймы фрикционной передачи от угла поворота примет вид

$$R(n) = R_0 + i_1 \frac{\varphi n}{360}, \quad (6.6)$$

где R_0 – положение обоймы при нулевом угле поворота рукоятки ($R_0 = 33,5$ мм);

φ – цена деления шкалы, нанесенной на рукоятку ($\varphi = 4,5^\circ$).

Передаточное отношение фрикционной передачи

$$i_2(n) = \frac{2\left(R_0 + i_1 \frac{\varphi n}{360}\right)(1-\xi)}{d}, \quad (6.7)$$

где d – диаметр ролика ($d = 19$ мм).

Число оборотов солнечного колеса 14 дифференциала Д1 может быть выражено через число оборотов диска 10 по формуле

$$n_4(n) = i_2(n) \frac{z_{11}}{z_{13}} n_{10}. \quad (6.8)$$

Зубчатое колесо 12 является паразитным и в передаточном отношении не учитывается.

Число оборотов водила В1 может быть определено по формуле

$$n_{a1} = \frac{z_{19}}{z_{20}} n_{10}. \quad (6.9)$$

Число оборотов солнечного колеса 15 может быть определено по формуле

$$n_{15}(n) = 2n_{a1} - n_4(n). \quad (6.10)$$

При неподвижной рукоятке 1 водило 16 дифференциала Д2 будет неподвижным и солнечные колеса 15 и 17 будут совершать одинаковое количество оборотов в противоположных направлениях. Поэтому, если не учитывать знак, связанный с направлением вращения, число оборотов зубчатого колеса 18 может считаться равным числу оборотов зубчатого колеса 15 и может быть рассчитано по формуле (6.10).

Экспериментальное значение передаточного отношения фрикционной передачи определяется по формуле

$$i_2(n) = \frac{z_{13}(2z_{19}n_{10}^*(n) - z_{20})}{z_{20}z_{11}n_{10}^*(n)}, \quad (6.11)$$

где n_{10}^* – число оборотов диска 10, соответствующее одному полному обороту зубчатого колеса 18 и являющееся функцией угла поворота рукоятки 1.

Коэффициент проскальзывания может быть определен по формуле

$$\xi(n) = 1 - \frac{i_2(n)d}{2(R_0 + l\phi n/360)}. \quad (6.12)$$

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с кинематической схемой лабораторной установки.
2. Выставить начальные положения работы установки. Для этого на левом барабане установить шкалу на отметке «0», а на правом «-25».
3. Совместить метку на диске 3 с указателем.
4. Вращать диск 8 и производить отсчет его оборотов до того момента, как диск не сделает один оборот. Отметить указанное значение в таблице 6.1.
5. Для каждой новой серии измерений поворачивать правый барабан с шагом в 5 делений шкалы.
6. Повторить пункт 4.
7. Повторять пункты 4–6 в пределах от -25 до 25 единиц шкалы правого барабана.
8. Занести данные в таблицу 6.1.
9. Построить график зависимости количества оборотов диска 8 от указаний шкалы.
10. Определить коэффициент проскальзывания.

Таблица 6.1 – Результаты измерений

Показания шкалы барабана	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25
Число оборотов диска ϑ											

Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цели и задачи выполнения работы.
3. Оборудование и принадлежности к работе.
4. Кинематическая схема вариатора.
5. Результаты измерений (таблица 6.1).
6. График зависимости количества оборотов диска ϑ от указаний шкалы.
7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Какие передачи относятся к фрикционным?
2. Типы фрикционных передач.
3. Типы вариаторов.
4. Принцип действия лобового вариатора.
5. Принцип действия торового вариатора.
6. Принцип действия вариатора с раздвижными конусами.

Литература

1. Счетно-решающие устройства / С. О. Доброгурский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1966.
2. Song, C.-K. Performance assessment of an ultraprecision machine tool positioning system with a friction drive / C.-K. Song, Y.-J. Shin, H. Lee // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – Vol. 6, No. 3. – 2005. – P. 8–12.
3. Ziegert, J. C. An ultra-high speed spindle for micro-milling / J. C. Ziegert, J. P. Pathak, B. Jokiel.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

Цель работы: ознакомление с основными конструктивными параметрами резьб и винтовых передач и методами их расчета; экспериментальное определение погрешности шага винтовой передачи при перемещении рабочего органа в заданных пределах.

Оборудование и принадлежности

1. Узел с винтовой передачей.
2. Штангенциркуль ШЦ-I.
3. Линейка.

Теоретические положения

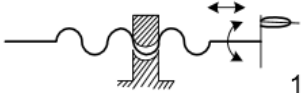

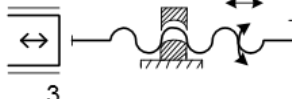
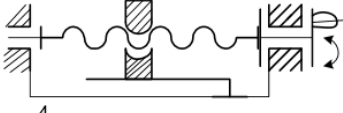
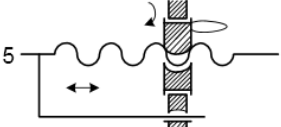
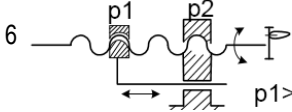
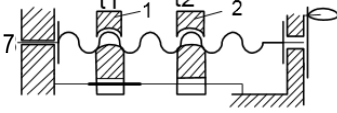
Общие сведения

Передача винт-гайка, или винтовой механизм, служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Эти передачи нашли широкое применение в различных механизмах машин и приборов, в том числе и в медицинской технике, например, в шприцевых дозаторах, компьютерных томографах и т. д. Широкому распространению винтовой пары способствуют: простота конструкции, компактность, технологичность, плавность и бесшумность работы, высокая нагрузочная способность и надежность, высокая степень редукиции и возможность получения точных перемещений. Ведущим звеном, совершающим вращательное движение, может быть как винт, так и гайка. В подъемных устройствах иногда применяют конструкции, в которых винт одновременно совершает вращательное и поступательное движение при неподвижной гайке. Выбор кинематической схемы передачи определяется, главным образом, требованиями компоновки и условиями ее применения. К недостаткам этих механизмов относятся малый КПД и повышенная интенсивность изнашивания резьбы вследствие большого трения. Работа передачи основана на теории винтовой пары.

Виды винтовых механизмов

Виды механизмов и способы их применения представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Виды винтовых механизмов

Вид механизма	Применение
	Применяется для фокусировки объективов и т. д. Используется для малых линейных перемещений
	Чаще всего используется для грубых установочных перемещений
	Применяется в юстированных и установочных устройствах
	Используется для перемещения кареток, суппортов и т. д.
	Используется для сравнительно грубых установочных движений (например, настройка бинокля)
	Дифференциальный винтовой механизм. Используется как устройство малых перемещений. $p_{\Sigma} = p_1 - p_2$
	Используется для малых перемещений гайки 1 относительно гайки 2

Также используются обращенные схемы механизмов 4 и 5. Применение возможно при угле подъема резьбы, превышающем угол трения. Используется для транспортирования пленки, в выключателях и т. д.

В винтовых передачах применяют метрическую, трапецидальную и прямоугольную резьбы. Резьбы изготавливают с двумя, тремя и более заходами. Количество заходов Z в трапецидальных и прямоугольных резьбах, как правило, не превышает четырех. При повороте винта на угол φ гайка поступательно перемещается на величину

$$e = \varphi \cdot t / 2\pi, \quad (7.1)$$

где $t = Z \cdot P$ – ход;
 Z – число заходов;
 P – шаг.

Выражение (7.1) является функцией перемещения винтовой передачи.

В дифференциальной винтовой передаче винт имеет две резьбы с разными шагами P_1 и P_2 одного направления. Функция перемещения выглядит следующим образом:

$$e_a = \varphi(P_1 - P_2) / 2\pi. \quad (7.2)$$

Из формулы следует, что дифференциальная винтовая передача обеспечивает малые линейные перемещения, меньшие, чем у стандартных метрических резьб. Поэтому применение дифференциальной винтовой передачи может быть более предпочтительно, чем уменьшение шага резьбы.

В интегральной винтовой передаче шаги P_1 и P_2 резьбы на винте имеют различные направления, поэтому осевое смещение гайки определяется из соотношения

$$e_b = \varphi(P_1 + P_2) / 2\pi. \quad (7.3)$$

В такой передаче при небольшом угле поворота винта можно получить увеличение осевого смещение гайки.

Основные сведения о геометрии резьб

Геометрической основой резьб является винтовая линия.

Винтовой называется линия (рисунок 7.1), образованная гипотенузой AB прямоугольного треугольника ABC при огибании его вокруг прямого кругового цилиндра. При этом один из катетов AC треугольника совпадает с плоскостью основания цилиндра и равен длине окружности основания.

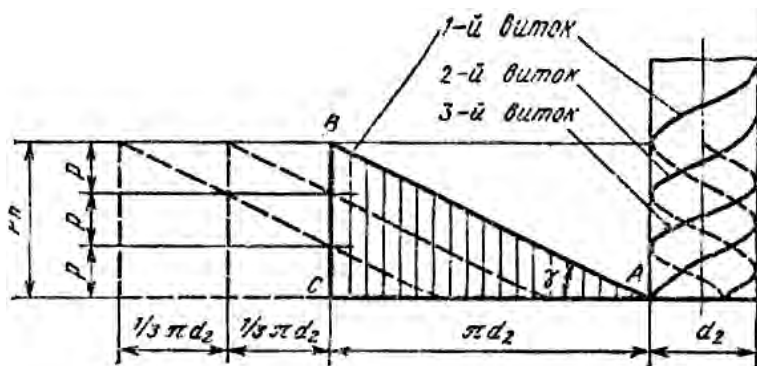


Рисунок 7.1 – Винтовая линия резьбы

Резьба – это поверхность, образованная перемещением некоторой плоской фигуры (треугольника, трапеции и т. д.) по винтовой линии (рисунок 7.2). Один оборот резьбы (винтовой линии) вокруг боковой поверхности цилиндра называется *витком*. Различают левую и правую винтовые линии (левую и правую резьбы).

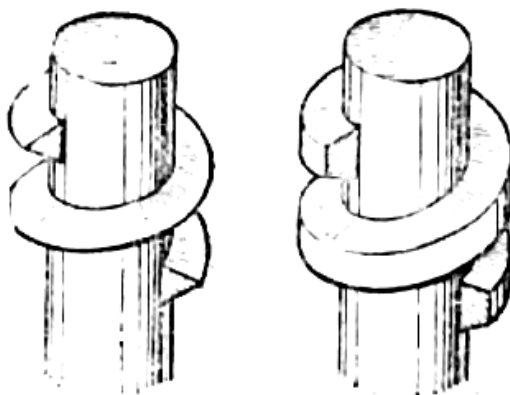


Рисунок 7.2 – Виды винтовых линий

Контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось цилиндра (винта), называется *профилем резьбы*. Профилем резьбы является та фигура, при винтовом движении которой образуется резьба.

Различают пять основных типов резьб в зависимости от профиля: треугольная (рисунок 7.3, а), упорная (рисунок 7.3, б), трапециевидная (рисунок 7.3, в), прямоугольная (рисунок 7.3, г) и круглая (рисунок 7.3, д).

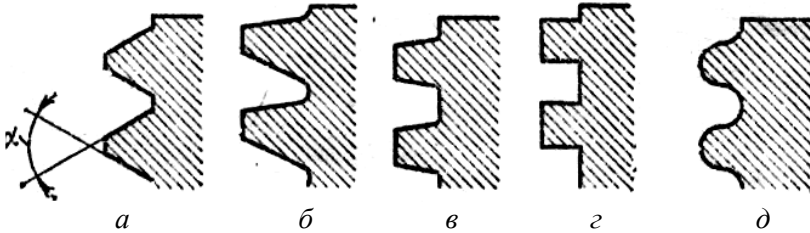


Рисунок 7.3 – Типы резьб

Все они находят применение в винтовых механизмах, при этом вид профиля выбирают в зависимости от условий работы, назначения механизма, требований к точности и КПД.

В зависимости от числа заходов различают однозаходные и многозаходные резьбы (рисунок 7.4). Многозаходная резьба получается при перемещении по параллельным винтовым линиям нескольких рядом расположенных профилей (см. рисунок 7.1). Число заходов резьбы определяют по числу сбегающих витков на торце винта. В винтовых механизмах применяют в основном многозаходные резьбы.

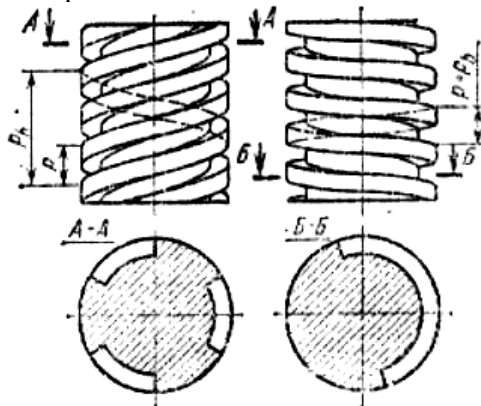


Рисунок 7.4 – Однозаходные и многозаходные резьбы

Геометрические параметры резьбы

Основные параметры цилиндрической резьбы рассмотрим на примере резьбы с трапецидальным профилем (рисунок 7.5): d, D – наружный диаметр резьбы, являющийся номинальным диаметром резьбового соединения; d_1, D_1 – внутренний диаметр резьбы соответственно винта и гайки; d_2, D_2 – средний диаметр резьбы, т. е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором ширина витка равна ширине впадины; H – высота исходного контура, равная высоте профиля (без учета скругления вершин и впадин); h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки винта и гайки; a_c – радиальный зазор; P – шаг резьбы, равный расстоянию между одноименными сторонами двух соседних витков, измеренному по образующей цилиндра; P_h – ход резьбы, равный расстоянию между одноименными сторонами двух соседних витков одной и той же винтовой поверхности (см. рисунок 7.1); для однозаходных резьб $P_h = P$, а для многозаходных $P_h = nP$, где n – число заходов; α – угол профиля резьбы; γ – угол подъема резьбы, равный углу подъема винтовой линии на среднем цилиндре резьбы:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2}.$$

Все геометрические параметры большинства резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

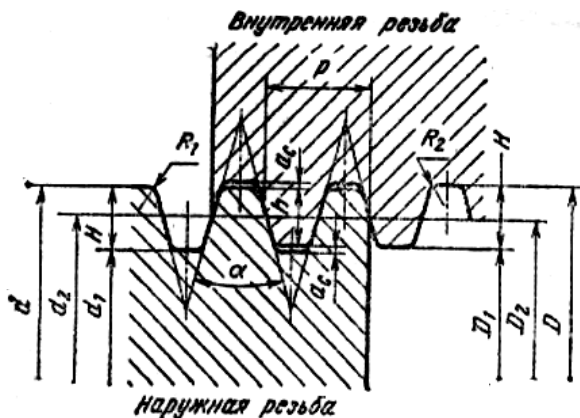


Рисунок 7.5 – Основные параметры резьбы

По назначению передачи делят на три вида:

1. Грузовые – для создания больших осевых сил. Профиль резьбы трапецеидальный симметричный при двухсторонней передаче движения под нагрузкой и несимметричный для одностороннего рабочего движения при больших нагрузках (упорная резьба, см. рисунок 7.3).

2. Ходовые – применяемые в различных механизмах подачи. Для уменьшения потерь на трение ходовые винты изготавливают с трапецеидальной многозаходной резьбой. Для устранения «мертвого хода» вследствие износа резьбы и появления люфта гайки ходовых винтов выполняют разъемными.

3. Установочные – используемые для точных перемещений и регулирования. Эти винты имеют резьбу с треугольным профилем (метрическая резьба).

В настоящее время разработано много конструкций специальных винтовых пар (шариковинтовые передачи), которые позволяют компенсировать погрешности изготовления, износ, обеспечивают большие передаточные отношения и высокий КПД путем замены трения скольжения трением качения (рисунок 7.6).

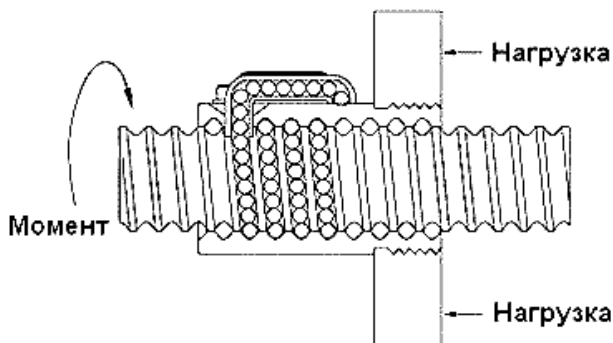


Рисунок 7.6. – Шариковинтовые передачи

Силловые соотношения в винтовой паре

Рассмотрим силы, действующие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рисунок 7.7). При завинчивании гайка, равномерно вращаясь под действием окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы, перемещается вдоль оси

винта под действием осевой силы F . Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а гайку представим в виде ползуна. При равномерном перемещении по наклонной плоскости ползун находится в равновесии под действием системы сил F , F_t , F_n и $F_{тр}$, из которых F_n – нормальная реакция наклонной плоскости, $F_{тр} = f \cdot F_n$ – сила трения. Результирующая сила R отклонена от силы F_n на угол трения φ .

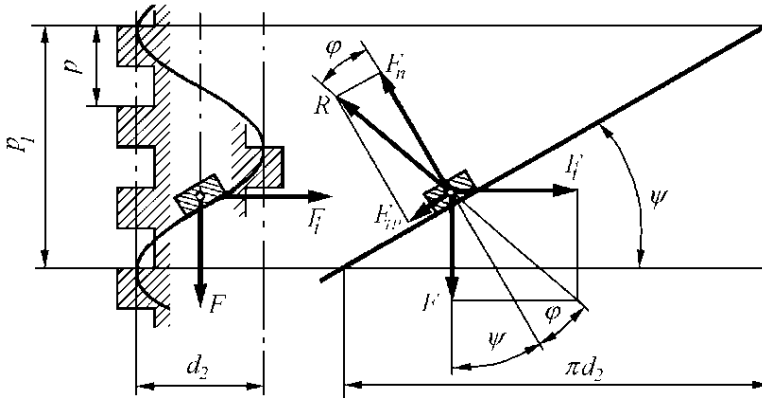


Рисунок 7.7 – Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Из схемы сил следует:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = F \cdot f, \quad (7.4)$$

где f – коэффициент трения в резьбе;

ψ – угол подъема резьбы, т. е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта.

$$\operatorname{tg} \psi = \rho_1 / (\pi d_2), \quad (7.5)$$

где ρ_1 – ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рисунок 7.7): для однозаходной резьбы $\rho_1 = \rho$; для многозаходной $\rho_1 = n \cdot \rho$,

n – число заходов резьбы;

ρ – шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы.

Зависимость (7.5) справедлива только для прямоугольной резьбы, т. е. когда $\varphi = \text{arctg } f$. Метрическая, трапецидальная и упорная (вообще остроугольные) резьбы характеризуются дополнительным трением вследствие клинчатой формы профиля. В этом случае принимают приведенный коэффициент трения

$$f' = f / \cos \gamma, \quad (7.6)$$

где γ – угол наклона рабочей грани профиля ($\gamma = 30^\circ$ – для метрической резьбы, $\gamma = 15^\circ$ – для трапецидальной резьбы, $\gamma = 3^\circ$ – для упорной резьбы).

Теперь приведенный угол трения

$$\varphi' = \text{arctg } f' = \text{arctg} (f / \cos \gamma). \quad (7.7)$$

Таким образом, для получения соотношения между окружной F_t и осевой F силами в винтовой паре с остроугольной резьбой в формулу (7.5) необходимо поставить вместо действительного приведенный угол трения, т. е.

$$F_t = F \cdot \text{tg}(\psi + \varphi'). \quad (7.8)$$

Кинематические соотношения в передаче

При проектировании передачи обычно задаются:

- величиной перемещения гайки e ;
- временем перемещения T ;
- усилием на гайке Q .

Зависимость между длиной перемещения l , мм, временем T , с, и числом оборотов винта n , мин^{-1} , определяется формулой

$$l = p \cdot z_1 \cdot n \cdot \frac{T}{60}, \text{ мм}, \quad (7.9)$$

где p – шаг;

z_1 – число заходов.

Откуда необходимое для перемещения гайки на длину l за время T число оборотов в минуту винта будет выражаться формулой

$$n = \frac{60 \cdot l}{T \cdot p \cdot z_1} \quad (7.10)$$

Поступательная осевая скорость гайки выражается формулой

$$V = \frac{l}{T}, \text{ мм/с.} \quad (7.11)$$

Из-за погрешности изготовления винта и гайки линейное перемещение l гайки не пропорционально углу поворота φ винта, из этого следует, что передаточное отношение винтовых передач не постоянно.

Зависимость между моментом M на винте и осевой силой Q на гайке будет иметь вид

$$M_k = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi'), \quad (7.12)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

β – угол подъема витка;

φ' – приведенный угол трения.

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left[\frac{f}{(\cos\alpha/2)}\right], \quad (7.13)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

α – угол профиля резьбы.

Материалы, применяемые для винтовых передач

Так как в винтовой передаче имеет место относительное скольжение поверхностей, то отсюда следует, что материалы винта и гайки должны быть износостойкими и образовывать антифрикционную пару для уменьшения коэффициента трения. Винты, не подвергаемые закалке, выполняют из сталей 45, 50, У10; подвергаемые закалке – из сталей 65Г, 40Х и др. Для нагруженных передач при-

меняется азотирование, которое обеспечивает высокую износостойкость и минимальную деформацию при упрочнении материала, что важно для точных винтовых передач. Гайки выполняют из стали, чугуна, а также оловянных бронз Бр. Оф 10-1, Бр. ОЦС 6-6-3 и др. Для указанных материалов допусковое давление $[\rho] = 7-12$ МПа; для высокоточных винтовых механизмов $[\rho]$ в 2–3 раза меньше.

Момент завинчивания в резьбе

Моментом завинчивания T_z называется момент, который следует приложить к гайке для того, чтобы собрать соединение. Он складывается из двух составляющих:

$$T_z = T_o + T_\rho, \quad (7.14)$$

где T_τ – момент сил трения на опорном торце гайки; для условий лабораторной работы $T_\tau = 0$;

T_ρ – момент сопротивления (сил трения) в резьбе

$$T_\rho = F_t \cdot d_2 / 2 = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \phi') \cdot d_2 / 2. \quad (7.15)$$

Самоторможение и КПД винтовой пары

Самоторможение в винтовой паре проявляется в том, что статическая осевая нагрузка не вызывает самоотвинчивания гайки. Это условие выражается неравенством $\psi < \phi'$. Все крепежные резьбы выполняют самотормозящими.

Практический интерес представляет такой параметр, как коэффициент полезного действия η винтовой пары:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \phi')}. \quad (7.16)$$

Для крепежных резьб понятие КПД не имеет смысла, а для резьбовой пары передачи винт-гайка стремятся получить высокие значения КПД.

В таблице 7.2 приведены справочные данные о коэффициентах трения.

Таблица 7.2 – Коэффициенты трения в резьбе f пары винт-гайка

Материалы пары трения	Коэффициент трения	
	без смазки	со смазкой
Сталь–сталь	0,15	0,05–0,10
Сталь–бронза	0,10	0,07–0,10

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя или инженера узел с передачей винт-гайка.
2. Произвести измерение геометрических параметров.
3. Рассчитать геометрические параметры, измерения которых невозможно произвести имеющимися средствами измерения.
4. Ознакомиться с принципом действия установки.
5. Произвести измерения перемещения при свободном хомуте.
6. Произвести измерения перемещения гайки при зажатом хомуте.
7. Определить разницу перемещений.
8. Оформить отчет.

Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цели и задачи выполнения работы.
3. Оборудование и принадлежности к работе.
4. Схема передачи винт-гайка.
5. Результаты измерения геометрических параметров.
6. Результаты измерений перемещений.
7. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение передачи винт-гайка.
2. Основные параметры передачи винт-гайка.
3. Виды винтовых механизмов.
4. Типы резьб.
5. Геометрические параметры резьбы.

6. КПД передачи винт-гайка.
7. Материалы, применяемые для изготовления деталей резьбовых соединений.

Литература

1. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. Н. Финогенов. – М. : Высшая школа, 2003. – 408 с.
2. Орлов, П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 2 кн. / П. И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1988. – Кн. 2. – 544 с.
3. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ МАЛЬТИЙСКОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: изучение конструкции мальтийского механизма и конструктивных особенностей его различных видов.

Оборудование и принадлежности

1. Узел, содержащий мальтийский механизм.
2. Штангенциркуль.
3. Линейка.
4. Отвертка

Теоретические положения

Общие сведения

Мальтийские механизмы применяются для преобразования обычно равномерного вращательного движения ведущего звена-кривошипа в периодические повороты с остановками определенной продолжительности ведомого звена-креста. КПД механизмов $\eta = 0,75-0,85$.

По конструкции мальтийские механизмы бывают:

- 1) плоские и пространственные;
- 2) с внешним зацеплением и с внутренним;
- 3) с одним кривошипом и с несколькими.

Последние могут быть симметричными и нет.

Плоский механизм с внешним зацеплением и четырехпазовым крестом показан на рисунке 8.1. Ведущим звеном является кривошип 1, а ведомым – крест 2. Число радиальных пазов z креста бывает от 3 до 12.

При вращении кривошипа 1 цевка A входит в паз креста 2 и поворачивает его на угол $2\alpha_0 = 2\rho/z$. Когда цевка A выходит из паза, крест останавливается и фиксируется секторным замком. Выпуклая цилиндрическая поверхность замка входит в соприкосновение с вогнутой поверхностью креста и препятствует повороту последнего до тех пор, пока цевка A кривошипа не войдет в следующий паз креста. Кривошип и крест вращаются в противоположных направлениях. За один полный оборот кривошипа с одной цевкой крест делает $1/z$ оборота и остановку.

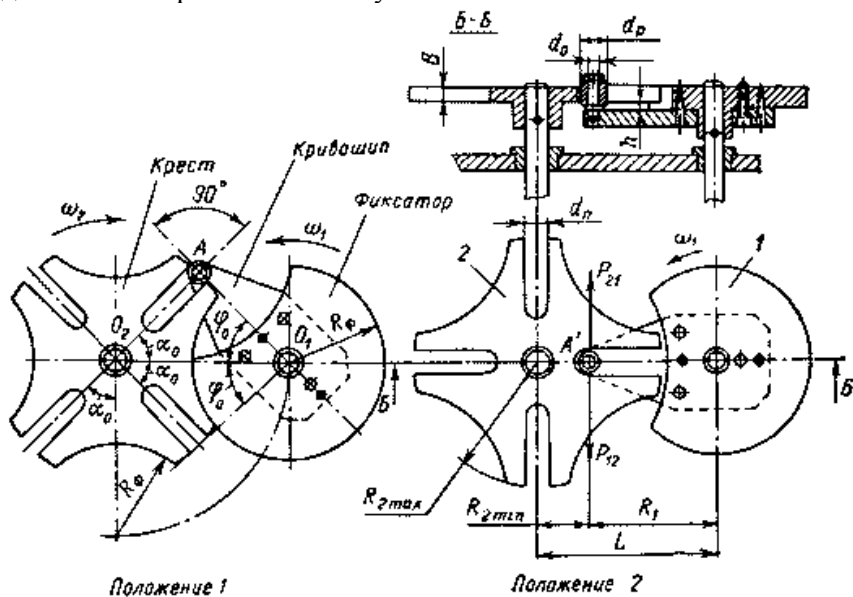


Рисунок 8.1 – Плоский механизм с внешним зацеплением и четырехпазовым крестом

Механизм с внутренним зацеплением и четырехпазовым крестом показан на рисунке 8.2. Ведущим звеном является кривошип, цевка A которого, входя в радиальный паз креста, поворачивает его на угол

$2\alpha_0 = 2\rho/z$. Кривошип и крест вращаются в одинаковом направлении. После выхода цевки A из паза креста последний фиксируется секторным замком, входящим в соприкосновение с соответствующей цилиндрической поверхностью креста. Этот механизм может иметь только одну цевку. Число пазов z креста может быть от 3 до 12.

Механизмы с внутренним зацеплением работают с меньшими угловыми ускорениями креста, чем механизмы с внешним зацеплением при одинаковом числе пазов креста.

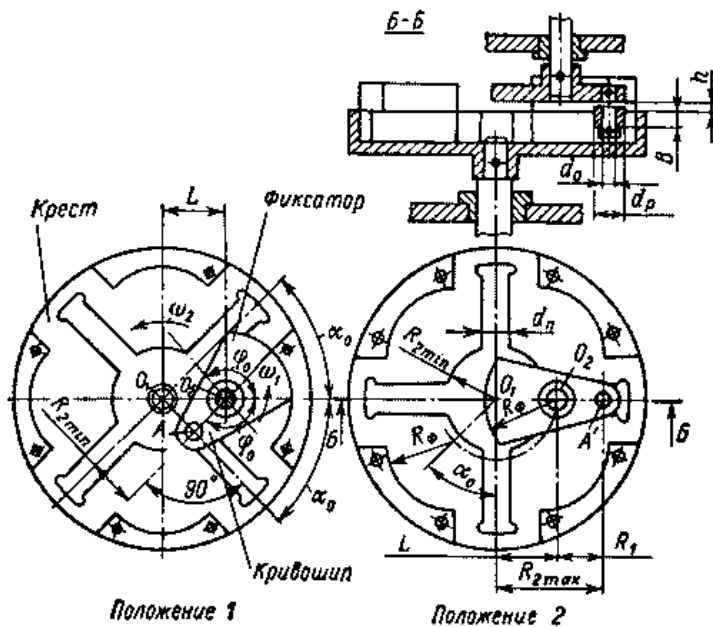


Рисунок 8.2 – Механизм с внутренним зацеплением и четырехпазовым крестом

На рисунке 8.3 показана схема сферического мальтийского механизма. Такие механизмы могут быть построены с различными углами b между валами кривошипа и креста. Обычно этот угол берется равным 90° . Преимущество сферических мальтийских механизмов по сравнению с плоскими заключается, прежде всего, в возможности передачи периодических движений между взаимно перпендикулярными валами, что удобно для компоновки привода в машине. Кроме того, ускорения, а следовательно, и инерционные нагрузки в

них меньше, чем в плоских мальтийских механизмах с внешним зацеплением (особенно существенно это при небольшом числе пазов креста). Однако изготовление сферического мальтийского креста представляет значительные технологические трудности.

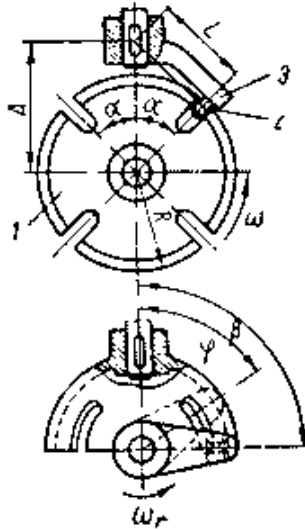


Рисунок 8.3 – Сферический мальтийский механизм

Мальтийские механизмы с несколькими кривошипами и несколькими пальцами имеют различные длительности времени покоя и времени движения. На рисунке 8.4, а показан четырехпазовый мальтийский механизм с двумя кривошипами одинаковой длины. Кривошипы расположены между собой под углом γ_k (угол γ_k на рисунке 8.4 не показан).

На рисунке 8.4, б показана временная диаграмма поворота шайбы мальтийского креста, из которой видно, что ведомое звено совершает прерывистое движение. Если положение ведущего звена, изображенное на рисунке, принять за начало отсчета, то в течение времени $t_{д1}$ крест повернется на 90° . Затем следует пауза продолжительностью $t_{п1}$. Длительность паузы пропорциональна разности $\gamma_k - 90^\circ$. Далее в течение промежутка времени $t_{д2}$ мальтийский крест опять повернется на 90° и остановится на время $t_{п2}$, равное $270^\circ - \gamma_k$. Если в рассматриваемом примере $\gamma_k = 180^\circ$, то $t_{п1} = t_{п2} = t_{д1} = t_{д2}$. Таким

образом, изменяя величину угла γ_k можно получить любое соотношение между t_{n1} и t_{n2} .

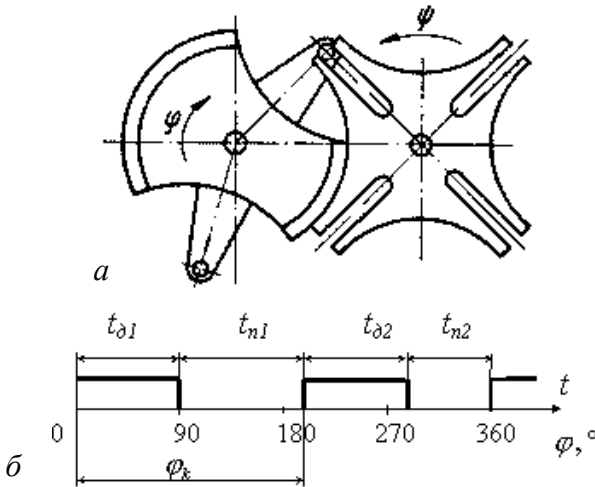


Рисунок 8.4 – Мальтийский механизм с несколькими кривошипами

На рисунке 8.5 изображен мальтийский механизм с шестью пазми и двумя кривошипами разной длины. Более длинный кривошип R_1 обеспечивает поворот шайбы мальтийского креста на 120° . Более короткий кривошип R_2 поворачивает крест на угол 60° . Таким образом, ведомое звено получает пульсирующее движение с разными t_{d1} и t_{d2} . Длительности пауз определяются так же, как и в предыдущем примере. Соотношение между t_{n1} и t_{n2} зависит от величины центрального угла γ_k между кривошипами.

Находят применение механизмы, в которых ползун с пазами перемещается под действием непрерывно вращающегося кривошипа. Такой механизм можно рассматривать как мальтийский с бесконечно большим числом пазов. Ползун движется по косинусоидальному закону изменения ускорения. Этот закон движения является промежуточным между законами движения креста с внешним и внутренним зацеплениями.

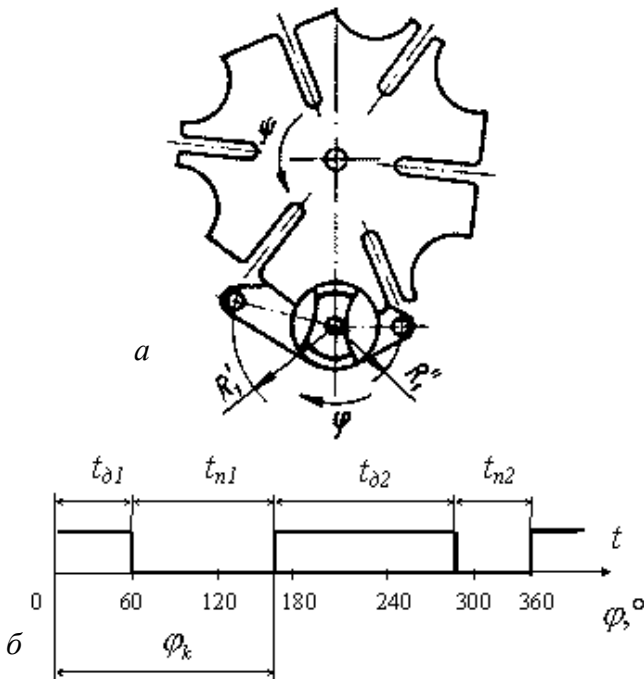


Рисунок 8.5 – Мальтийский механизм с шестью пазами и двумя кривошипами разной длины

Основные характеристики плоских мальтийских механизмов

Мальтийский механизм представляет собой частный случай механизма с качающейся кулисой. На рисунке 8.6 условно показан один паз мальтийского креста, вращающегося вокруг центра O_2 . В зависимости от того, с какой частью ведомой кулисы соприкасается цевка кривошипа во время рабочего хода, мальтийские механизмы могут иметь внешнее B и внутреннее B' зацепления. В механизмах внешнего зацепления ($M_{\text{ВнешЗ}}$) точка P пересечения нормали nn с межосевой линией не выходит за пределы ее участка O_1O_2 , поэтому ведущее и ведомое звенья вращаются в противоположных направлениях. В механизмах внутреннего зацепления ($M_{\text{ВнутЗ}}$), наоборот, точка P' располагается вне отрезка O_1O_2 , поэтому угловые скорости ведущего и ведомого звеньев в любом положении имеют один знак.

Из схемы на рисунке 8.6 следует, что когда крест ($M_{\text{Внеш3}}$) движется, крест механизма ($M_{\text{Внут3}}$) будет оставаться в покое, и наоборот. Таким образом, время движения мальтийского креста механизма ($M_{\text{Внеш3}}$) равно времени покоя креста механизма ($M_{\text{Внут3}}$) с внутренним зацеплением, а время покоя мальтийского креста механизма ($M_{\text{Внеш3}}$) равно времени движения креста механизма ($M_{\text{Внут3}}$).

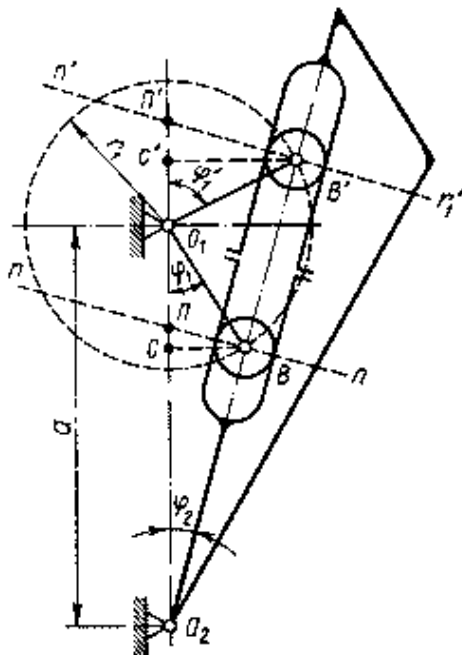


Рисунок 8.6 – Схема для определения основных характеристик мальтийского механизма

Чтобы поворот креста проходил без жестких ударов в начале и конце поворота, угловая скорость креста в эти моменты должна быть равна нулю. При этом вектор скорости ролика будет направлен вдоль паза, а кривошип с пазом мальтийского креста образует прямой угол. Треугольник OOB – прямоугольный (см. рисунок 8.6), т. е.

$$\alpha + \beta = \frac{\pi}{2}.$$

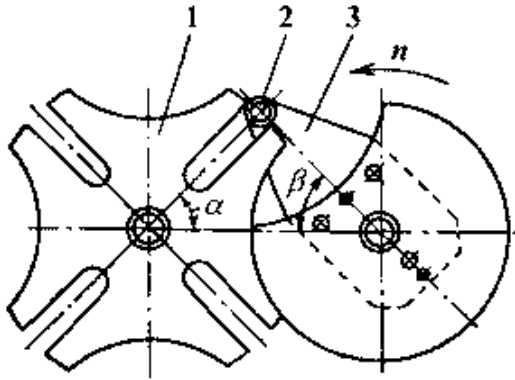


Рисунок 8.7 – Условие обеспечения работы механизма без жестких ударов

Угол между осями пазов креста

$$2\alpha = \frac{2\pi}{Z},$$

где Z – число пазов.

Тогда угол поворота кривошипа 2β , соответствующий повороту креста на угол 2α , будет равен:

– для механизма с внешним зацеплением

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha = \frac{\pi(Z-2)}{2Z}; \quad (8.1)$$

– для механизма с внутренним зацеплением

$$\beta = \frac{\pi}{2} + \alpha = \frac{\pi(Z+2)}{2Z}. \quad (8.2)$$

В большинстве случаев мальтийские механизмы используются в многопозиционных машинах и задают время рабочего цикла. При этом $T_p = T_k = 60 / n_k$, где n_k – частота вращения кривошипа. Обозначим t_d – время движения мальтийского креста, t_l – время покоя креста.

ста. Для механизма ($M_{\text{ВнешЗ}}$) время движения креста пропорционально величине угла β . Составим пропорцию (8.3) и найдем t_d :

$$\frac{t_a}{T_e} = \frac{2\beta}{2\pi} = \frac{z-2}{2z}. \quad (8.3)$$

Время покоя можно определить как разность $t_i = T_e - t_a$. Тогда для мальтийского механизма с внешним зацеплением будем иметь следующие соотношения:

$$t_a = \frac{z-2}{z} \cdot \frac{30}{n_e}; \quad (8.4)$$

$$t_i = \frac{z+2}{z} \cdot \frac{30}{n_e}. \quad (8.5)$$

Для механизма с внутренним зацеплением

$$t_a = \frac{z+2}{z} \cdot \frac{30}{n_e}; \quad (8.6)$$

$$t_i = \frac{z-2}{z} \cdot \frac{30}{n_e}. \quad (8.7)$$

Последние формулы подтверждают сделанные ранее выводы о невозможности создания механизма с числом пазов менее трех и о перекрестном соответствии между t_n и t_d разных механизмов.

Частота вращения кривошипа определяется из тех соображений, что время пребывания креста в покое должно быть не меньше времени наиболее длительной (лимитирующей) технологической операции, при которой поворачиваемая часть машины остается неподвижной.

Исследуем зависимость коэффициента производительности мальтийского механизма от числа пазов. По определению коэффициент производительности представляет собой отношение времени рабочих движений к времени рабочего цикла. Как правило, рабочие движения выполняются во время выстоя карусели или конвейера. Для

мальтийского механизма коэффициент производительности будет равен отношению времени покоя к времени кинематического цикла.

В таблице 8.1 приведены значения коэффициентов производительности h , углов α и β в зависимости от числа пазов креста. Рассмотрено внешнее и внутреннее зацепления.

Таблица 8.1 – Производительность мальтийского механизма

Число пазов z	Углы				$\frac{z+2}{z}$	$\frac{z-2}{z}$
	2α		2β			
	внеш.	внутр.	внеш.	внутр.	внеш.	внутр.
3	120	120	60	300	0,833	0,167
4	90	90	90	270	0,75	0,25
6	60	60	120	240	0,66(6)	0,33
8	45	45	135	225	0,625	0,375
10	36	36	144	216	0,6	0,4
12	30	30	150	210	0,583	0,4175
∞	0	0	180	180	0,5	0,5

Таким образом, для механизма с внешним зацеплением с увеличением числа пазов КПД уменьшается, а для механизма с внутренним зацеплением – растет. Для $M_{\text{Внеш}z}$ h всегда больше 0,5, для $M_{\text{Внут}z}$ h всегда меньше 0,5, т. е. мальтийские механизмы с внешним зацеплением с точки зрения производительности более эффективны, чем механизмы с внутренним зацеплением.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя узел, содержащий мальтийский механизм.
2. Провести эскизирование мальтийского механизма.
3. Ознакомиться с лабораторной установкой.
4. Включить установку и секундомер.
5. Зафиксировать с помощью секундомера время движения выходного вала (20 измерений).
6. Зафиксировать с помощью секундомера время покоя выходного вала (20 измерений).

7. Найти среднее значение полученных величин.
8. Найти отношение времени покоя и времени движения.
9. Определить отношение времени покоя ко времени движения на основании формул.
10. Сравнить полученные значения с экспериментальными.

Контрольные вопросы

1. Для чего применяются мальтийские механизмы?
2. Какие бывают мальтийские механизмы по конструкции?
3. Расскажите о принципе действия плоского механизма с внешним зацеплением.
4. Расскажите о принципе действия механизма с внутренним зацеплением.
5. Расскажите о конструктивных особенностях сферического мальтийского механизма. Чем отличается сферический мальтийский механизм от плоского механизма?
6. Расскажите о принципе действия мальтийского механизма с несколькими кривошипами и несколькими пальцами.
7. От чего зависит зацепление мальтийского механизма?
8. Чему равно время движения мальтийского креста механизма?
9. Что необходимо для того, чтобы поворот креста проходил без жестких ударов в начале и конце поворота? Куда будет направлен вектор скорости ролика?
10. Чему равен коэффициент производительности мальтийского механизма?
11. Сравните мальтийские механизмы с внешним и внутренним зацеплением с точки зрения производительности.

Литература

1. Элементы приборных устройств : учебное пособие для студентов вузов : в 2 ч. / О. Ф. Тищенко [и др.] ; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 1 : Детали, соединения и передачи. – 304 с.
2. Справочник конструктора точного приборостроения / Г. А. Веркович [и др.] ; под общ. ред. К. Н. Явленского, Б. П. Тимофеева, Е. Е. Чадаевой. – Л. : Машиностроение, 1989. – 792 с.

Учебное издание

ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРОВ

Лабораторный практикум
для студентов специальностей 1-38 01 01 «Механические
и электромеханические приборы и аппараты»,
1-38 02 02 «Биотехнические и медицинские аппараты и системы»,
1-52 02 01 «Технология и оборудование ювелирного производства»

Составители :

КОРЗУН Павел Олегович
НОВИКОВ Александр Анатольевич

Редактор *В. О. Кутас*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 21.03.2013. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 5,46. Уч.-изд. л. 4,27. Тираж 100. Заказ 1554.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.