

Министерство высшего образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Т. А. Луганцева, И. Н. Кузьмин

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Учебно-методическое пособие

Благовещенск 2020

ДК 621

ББК 34.445

Рекомендовано

учебно-методическим советом факультета дизайна и технологий

Рецензент:

канд. техн. наук, доцент кафедры естественнонаучных и общетехнических дисциплин Дальневосточного высшего общеобразовательного командного училища имени Маршала Советского союза К.К.Рокоссовского

Н. М. Ларченко

Зубчатые передачи: учебно-методическое пособие / Т. А. Луганцева, И. Н. Кузьмин – Благовещенск: Изд-во АмГУ, 2019. – 59 с.

Пособие включает в себя требования к знаниям, умениям и навыкам, которые должен приобрести студент в результате изучения темы, теоретические сведения, которые могут помочь студенту более свободно ориентироваться в рассматриваемом материале.

Работа знакомит с наиболее распространенными зубчатыми передачами с неподвижными осями вращения и с передачами, имеющими подвижные оси вращения зубчатых колес.

Краткий теоретический курс может быть использован студентами для подготовки к занятиям, выполнению лабораторных работ, тестированию и зачету, наряду с другой литературой рекомендуемой к изучению дисциплины.

Пособие предназначено для студентов всех специальностей и форм обучения университета, изучающих курс теории механизмов и машин, механики и прикладной механики.

Издание второе, дополненное и переработанное.

© Луганцева Т. А. , И. Н. Кузьмин

© Амурский государственный университет, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Теоретические сведения	5
1 Простые (трехзвенные) зубчатые механизмы	5
1.2 Классификация зубчатых передач с неподвижными осями вращения	6
1.3 Цилиндрические зубчатые передачи	7
1.4 Конические зубчатые передачи	11
1.5 Гиперболоидные зубчатые передачи	14
1.6 Червячные зубчатые передачи	16
1.7 Реечные механизмы	18
2 Кинематическое исследование рядовых зубчатых передач	20
3 Многозвенные зубчатые механизмы	
4 Зубчатые коробки передач	22
5 Зубчато-рычажные (эпициклические) механизмы	26
5.1. Преобразование механизмов	30
5.2. Применение планетарных и дифференциальных передач	31
5.3. Кинематика планетарных передач	34
5.4 Выбор типа планетарного редуктора	38
5.5. Выбор чисел зубьев колес планетарной передачи	39
5.6. Достоинства и недостатки планетарных редукторов	42
5.7. КПД планетарных передач	44
6. Расчетно-графическая работа	48
7. Лабораторная работа	50
8. Контрольные вопросы	56
Библиографический список	57

ВВЕДЕНИЕ

В современной технике большую роль играют механизмы для передачи вращения, которые обеспечивают связь между ротором двигателя и входным звеном исполнительного механизма. Подавляющее большинство таких механизмов представляют собой зубчатые передачи. Их применяют для передачи вращения и крутящего момента между параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями валов, а также для преобразования вращательного движения в поступательное.

В практике машиностроения одной из важных проблем является выбор и расчет параметров зубчатого зацепления.

Цель настоящего методического пособия – изучить основные понятия по теме «Зубчатые передачи».

В результате изучения темы студент должен:

знать:

- назначение и область применения зубчатых механизмов;

уметь:

- составлять структурные и кинематические схемы рядовых зубчатых передач и планетарных редукторов;

- определять передаточные отношения рядовых передач и планетарных редукторов;

- выбирать редукторы по основным и дополнительным условиям синтеза;

владеть:

- методами кинематического исследования зубчатых передач;

- методами геометрического синтеза планетарных редукторов.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатые механизмы – самые распространенные механизмы в технике. Широкое применение на практике зубчатые механизмы нашли благодаря целому ряду преимуществ:

- малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;
- высокая нагрузочная способность;
- высокий КПД - (до 0,97-0,99 для одной пары колес);
- большая надежность в работе, простота изготовления и обслуживания;
- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры;
- технологичность, обеспечивают постоянное передаточное отношение;
- долговечность;
- работа в широком диапазоне скоростей и мощностей.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести:

- невозможность бесступенчатого изменения передаточного отношения;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;
- громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;
- потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев;
- зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

1 ПРОСТЫЕ (ТРЕХЗВЕННЫЕ) ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную кинематическую пару, называют зубчатыми передачами.

Зубчатые передачи могут быть плоскими и пространственными. У плоских зубчатых передач звенья вращаются относительно параллельных осей. Пространственные зубчатые передачи применяют для передачи вращательного движения между пересекающимися или скрещивающимися осями.

Зубчатые передачи могут быть с неподвижными осями вращения и передачи, имеющие подвижные оси вращения зубчатых колес – зубчато-рычажные передачи (эпициклические), которые подразделяются на планетарные, дифференциальные и бипланетарные.

1.2 Классификация зубчатых передач с неподвижными осями вращения

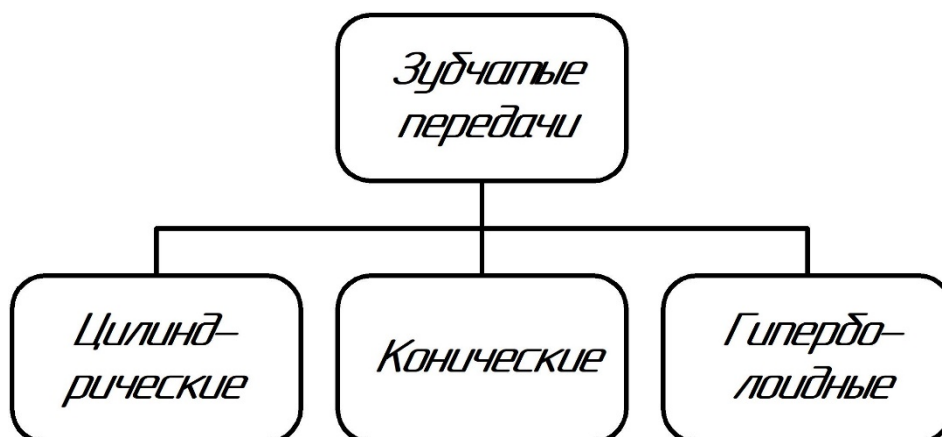


Рисунок 1 – Классификация зубчатых передач

По взаимному расположению осей зубчатых колес (рисунок 1):

- с параллельными осями вращения - цилиндрические зубчатые передачи (рисунки 2а, 2б, 2в, 2г,);

- с пересекающимися осями вращения – конические зубчатые передачи (рисунок);

- со скрещивающимися осями вращения – гиперболоидные зубчатые передачи (рисунки).

Наибольшее распространение получили цилиндрические и конические зубчатые передачи, причем цилиндрические передачи проще в изготовлении и при монтаже.

1.3 Цилиндрические зубчатые передачи

Цилиндрические зубчатые передачи классифицируют по следующим признакам:

1. По конструктивным формам:

- с внешним зацеплением (рисунки 2а, 2б, 2в, 3);
- внутренним зацеплением (рисунки 2г, 4);

При этом меньшее из двух контактируемых зубчатых колес называется шестерней, а большее – зубчатым колесом.

2. По расположению зубьев относительно образующих колес:

- прямозубые (рисунок 2а), косозубые (рисунок 2б), и шевронные (рисунок 2в).

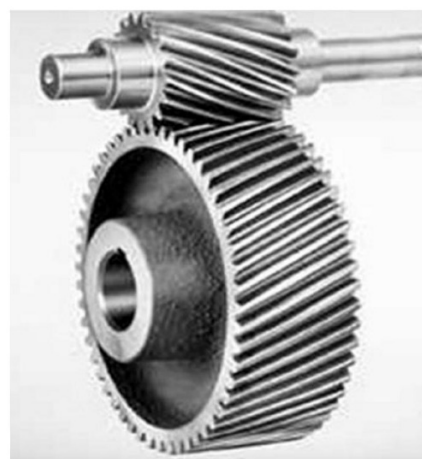
3. По конструктивному оформлению:

- открытые - зубья колес работают без смазки и не защищены от внешней среды, смазываются пластическими маслами, причиной разрушения является абразивный износ;

- закрытые - размещены в специальном корпусе, смазывание производится окунанием в масляную ванну, причина разрушения - срабатывание зубьев.



a)



б)



в)



г)

Рисунок 2 - Цилиндрические зубчатые передачи

4. По окружной скорости:

- тихоходные (до 3 м/с);
- для средних скоростей (3 - 15 м/с);
- быстроходные (свыше 15 м/с).

5. По числу ступеней - одноступенчатые и многоступенчатые.

На рисунках 3 и 4 показаны структурные схемы цилиндрических зубчатых передач.

Цилиндрические прямозубые передачи работают, обычно, при небольших (<3 м/с) и средних (3...15 м/с) окружных скоростях, когда динамические нагрузки от неточности изготовления невелики. Зубья в такой

передаче входят в контакт сразу по всей длине, поэтому даже незначительные ошибки при изготовлении приводят к деформациям и шуму в процессе работы.

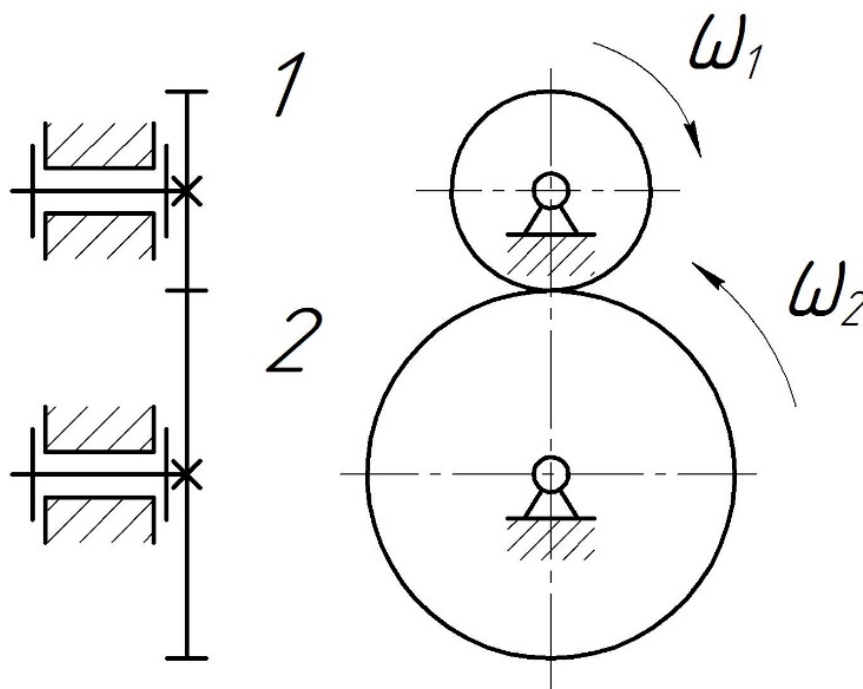


Рисунок 3 – Схема цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

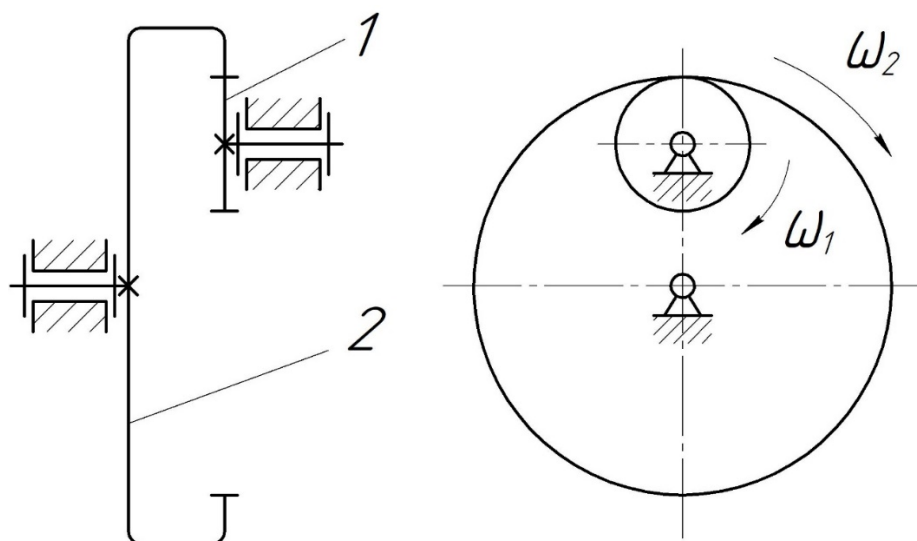


Рисунок 4 – Схема цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

Косозубая передача используется, обычно, если нельзя подобрать цилиндрическую прямозубую пару со стандартным модулем при заданных

межосевом расстоянии и передаточном отношении. Применяются при высоких скоростях (более 3 м/с) и значительных нагрузках.

Косозубые зубчатые колёса в зависимости от качества изготовления могут применяться при окружных скоростях до 30 м/с, хотя иногда используются при малых окружных скоростях. Это объясняется некоторыми их преимуществами перед прямозубыми зубчатыми колесами: Зубья расположены под углом к образующей, в зацепление входят постепенно, причем одновременно в зацеплении находится несколько пар зубьев, передача вращения происходит более плавно, уменьшаются динамические нагрузки, возникающие вследствие неточности изготовления колёс. Кроме того, изготовление косозубых колёс не требует специального оборудования и оснастки. Одним из недостатков косозубых колёс является наличие осевого усилия, что вызывает необходимость усиления подшипниковых узлов и вала. Поэтому при больших осевых усилиях для передачи больших мощностей рационально применение более сложных шевронных передач, в которых осевые усилия скомпенсированы.

Зубчатые передачи с шевронными зубьями применяются для того, чтобы избавиться от действия осевых сил на валы и подшипники. Винтовые линии зубьев направлены в противоположные стороны симметрично середины колеса, поэтому осевые силы уравниваются в его середине. Эти передачи имеют достоинства косозубых колес, их применяют при больших нагрузках и тяжелых условиях работы, при средних и высоких окружных скоростях, в них отсутствуют осевые силы, действующие.

Однако, производство таких колес значительно труднее и дороже, как следствие, применяются они только в очень ответственных случаях.

Преимущества передач с косым и шевронным зубом по сравнению с прямым:

- большая прочность зуба на изгиб (большая нагрузочная способность);
- большая плавность зацепления;
- малый шум;

- меньшие динамические нагрузки.

Недостатки передач с косым и шевронным зубом по сравнению с прямым:

- наличие осевой силы у косозубых передач;

- большая сложность изготовления.

По сравнению с передачами внешнего зацепления цилиндрические передачи с внутренним зацеплением (рисунки 2г, 4) имеют во много раз меньшее относительное скольжение рабочих поверхностей зубьев, меньшее удельное давление между рабочими поверхностями зубьев, а, следовательно, и износ профилей меньше, чем во внешнем зацеплении. Внутреннее зацепление более компактно и имеет меньшие габариты при сравнительно большом передаточном отношении и малом межцентровом расстоянии. Передача более нагрузоспособна. Однако они не получили большого распространения, поскольку они более сложны в изготовлении и при их применении не обеспечивается достаточная жесткость валов вследствие их консольного расположения. Внутреннее зацепление трудно осуществить для передаточного отношения близкого к единице, и во всех случаях оно очень чувствительно к заклиниваниям в зацеплении и подрезам при нарезании. Поэтому, внутреннее зацепление всегда требует тщательного геометрического расчета.

Хотя максимальные окружные скорости прямозубых колёс могут достигать до 15 м/с, наиболее часто применяются скорости до 5 м/с.

1.4 Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые передачи подразделяются по расположению зубьев относительно образующих колес:

- прямозубые (рисунок 5а), косозубые (рисунок 5б), и криволинейные (круговые) (рисунок 5в).

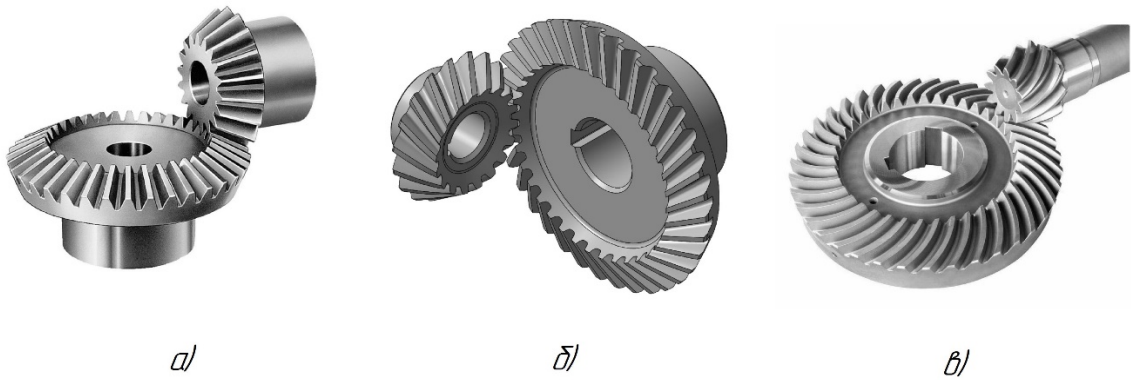


Рисунок 5 – Классификация конических передач

На рисунках 6 и 11 показана структурная схема конических зубчатых передач.

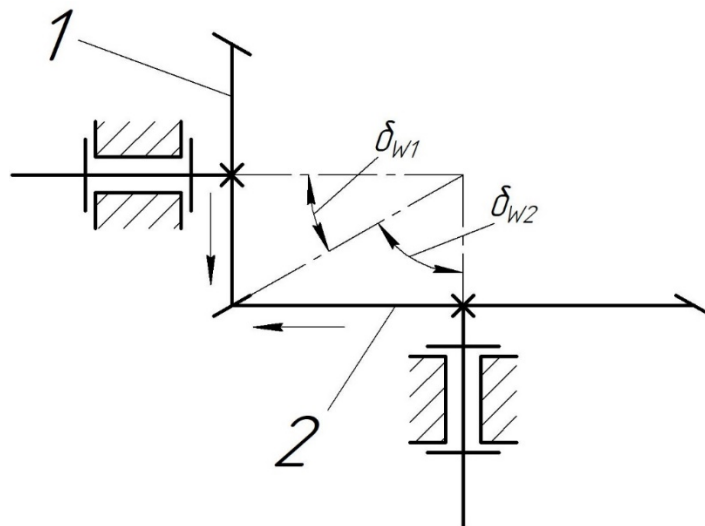


Рисунок 6 – Схема конической зубчатой передачи

Конические передачи применяются для передачи вращения между пересекающимися валами. Наиболее часто встречаются передачи с углом между осями $\Sigma = 90^\circ$, которые называются ортогональными.

Конические передачи применяют только в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

Прямозубые конические колёса (рисунок 5а) применяют при невысоких окружных скоростях (до 2...3 м/с, допустимо до 8 м/с).

При окружных скоростях, больших 3 м/с, в конических редукторах применяют зубчатые передачи с косыми (рисунок 5б) или криволинейными (рисунок 5в) зубьями, которые благодаря постепенному входу в зацепление и

меньшим изменением величины деформации зубьев в процессе зацепления работают с меньшим шумом и меньшими динамическими нагрузками. Кроме того, зубчатые колёса с косыми или криволинейными зубьями лучше работают на изгиб, чем прямозубые. Однако для полного контакта зубьев этих передач требуется прилегание зубьев не только по их ширине, но и по высоте, что повышает требования к изготовлению косозубых передач и колёс с криволинейными зубьями. Благодаря своим преимуществам такие передачи могут применяться при передаточных отношениях до 5 и выше.

Конические зубчатые колёса с косыми зубьями могут работать с окружной скоростью до 12 м/с, а колёса с криволинейными зубьями - до 35-40 м/с. Наибольшее распространение получили передачи с криволинейными зубьями, нарезанными по спирали, эвольвенте (паллоидные) или окружности (круговые). Конические колёса с криволинейными зубьями могут иметь различное направление спирали. Зубчатое колесо называется правоспиральным, если со стороны вершины конуса зубья наклонены наружу в сторону движения часовой стрелки, в противном случае колесо называется левоспиральным.

Коническое зацепление имеет больший коэффициент перекрытия, чем цилиндрическое внешнее зацепление.

Коэффициент перекрытия ε является отношением дуги зацепления к своему шагу и характеризует степень плавности зацепления. Коэффициент перекрытия не зависит от модуля зацепления, с увеличением угла зацепления коэффициент уменьшается, а с увеличением чисел зубьев увеличивается.

Если коэффициент перекрытия какого-либо зацепления равен, например, 1,35, то это значит, что 35 % времени в зацеплении находится две пары зубьев, и 60 % - одна пара. Для внешнего прямозубого зацепления коэффициент перекрытия всегда < 2 .

Конические колеса можно нарезать без подреза ножки зуба с меньшим числом зубьев чем цилиндрические.

Коническое зацепление может быть нулевым и смещенным, но чаще всего применяют нулевое зацепление.

Профиль зубьев конических колес переменный по длине, поэтому коническое зацепление чувствительно к точности монтажа, правильности установки.

Коническое зацепление менее нагрузкоспособное и износостойкое при тех же числах зубьев, чем цилиндрическое.

Конические передачи имеют все те же достоинства и недостатки, что и цилиндрические передачи.

1.5 Гиперболоидные зубчатые передачи

Гиперболоидный зубчатый механизм используют для передачи вращательного движения между скрещивающимися осями, аксоиды зубчатых колес которой - однополостные гиперболоиды вращения. Если начальные поверхности колес круглые цилиндры, передача называется винтовой (рисунок 7, 8). Если в качестве начальных поверхностей зубчатых колес применить конусы с несовпадающими вершинами, то получим гипоидную зубчатую передачу.

Поскольку нарезание гиперболоидных колес является сложной технологической задачей, то используют следующее упрощение: части гиперболоидов заменяют либо цилиндрическими поверхностями и получают винтовые зубчатые передачи (рисунок 7а), либо коническими поверхностями и получают гипоидные зубчатые передачи (рисунок 7б).

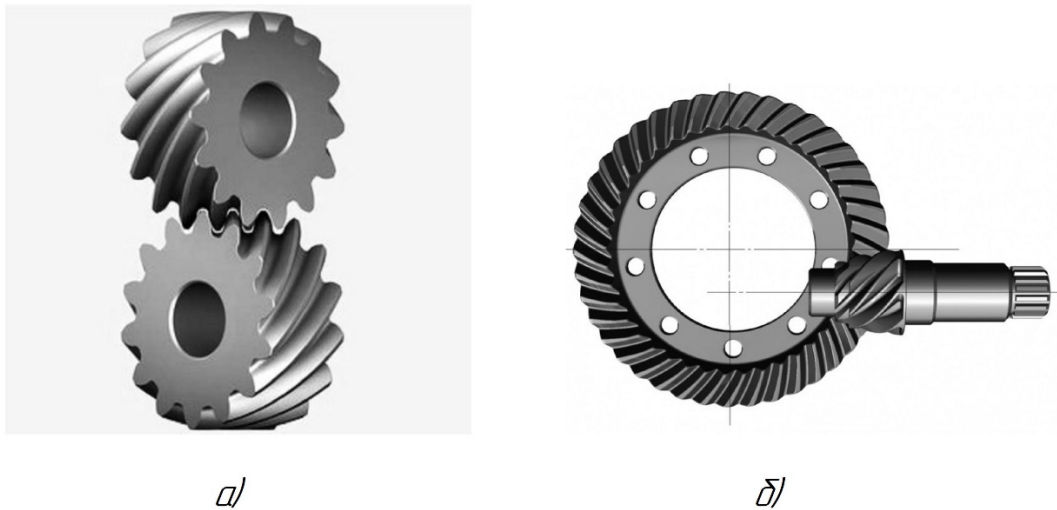


Рисунок 7 – Гиперболоидные зубчатые передачи

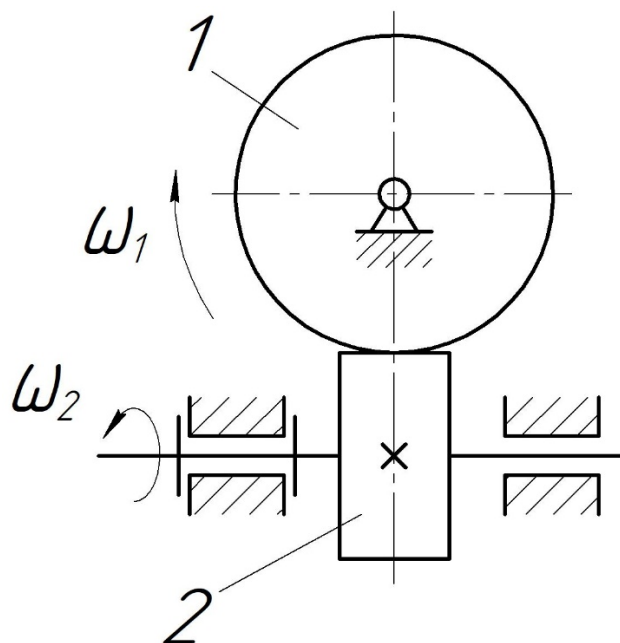


Рисунок 8 – схема винтовой передачи

Винтовые механизмы по сравнению с цилиндрическим и коническими обладают большей плавностью работы, контакт рабочих поверхностей зубьев винтовых зубчатых передач происходит в точке, которая при вращении скользит по поверхности зуба. Поэтому такие передачи требовательны к смазыванию, плохо передают большую нагрузку и быстро изнашиваются. В связи с этим винтовые передачи применяют преимущественно в приборостроении.

1.6 Червячные зубчатые передачи

Червячная зубчатая передача (рисунок 9) - частный случай гиперболоидной передачи.

Червячные передачи бывают с цилиндрическим червяком (рисунок 9а) и глобоидным червяком (рисунок 9б).

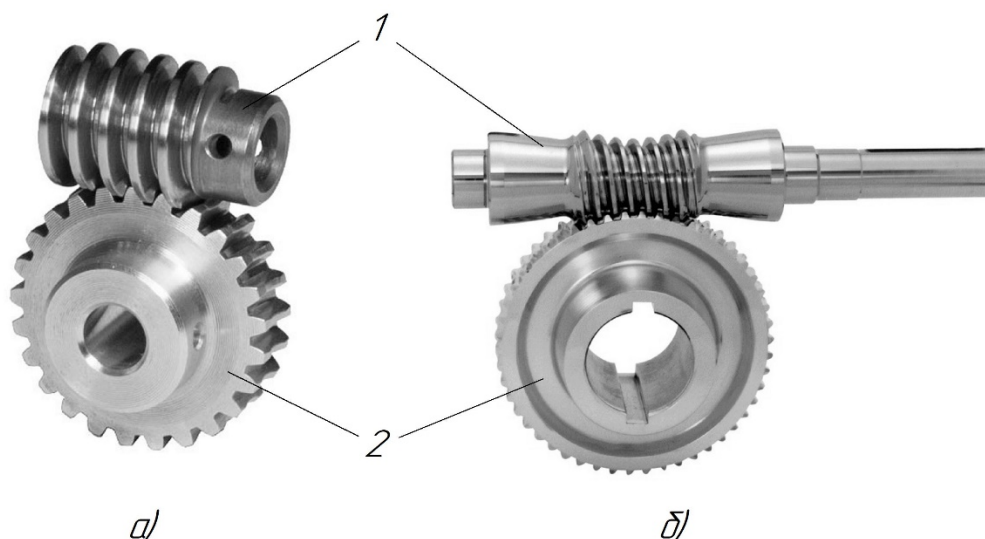


Рисунок 9 – Червячные передачи

Угол скрещивания осей в большинстве случаев равен 90° . Малое колесо (1) в червячной передаче называется червяком, а большое (2) - червячным колесом. Зацепление в червячной передаче полностью определяется принятой формой червяка и размерами его зубьев. Червяки, как и обычные винты, подразделяются по числу заходов (винтовых линий) на однозаходные, двухзаходные, многозаходные.

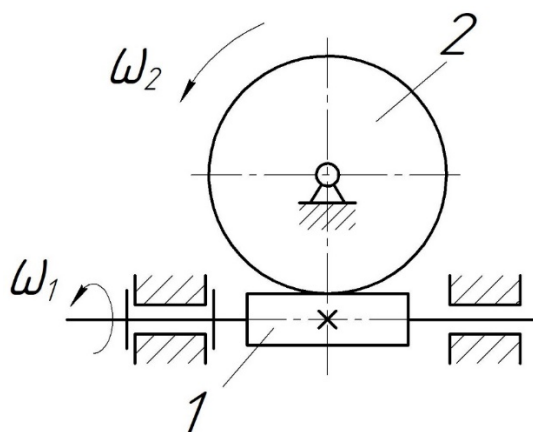


Рисунок 10 – Червячная передача с цилиндрическим червяком

Направление вращения червячного колеса зависит от направлений вращения червяка и винтовой линии.

В отличие от винтовой передачи, составленной из цилиндрических колес с винтовыми зубьями, в червячном зацеплении поверхности зубьев имеют не точечное, а линейное касание, что позволяет использовать такое зацепление для передачи значительных нагрузок.

Червячный механизм обычно передает вращение только в одном направлении, передаточное отношение червячной передачи может достигать больших значений, вследствие малого числа зубьев на червяке. Передача получается компактной, но КПД небольшой.

Достоинства данного типа передач:

1. Являясь одноступенчатой, червячная передача позволяет получать передаточные отношения на порядок больше, чем одноступенчатые цилиндрические передачи:

- в машиностроении 20-120;
- в приборостроении $>1000/$

2. Плавность работы.

3. Высокая нагрузочная способность, она объясняется тем, что окружная сила в зацеплении, например в случае применения глобоидного червяка, воспринимается не одной парой зубьев, как в цилиндрических передачах, а тремя и более парами одновременно. Поэтому, такие передачи применяются в грузоподъемных устройствах.

4. Червячная передача не является реверсивной, как цилиндрическая, она способна передавать движение только по направлению от червяка к червячному колесу, т.е. является самотормозящейся передачей. Это позволяет применять ее в механизмах подъема пассажирских и грузовых лифтов, когда в случае внезапного отключения электроэнергии и прекращения вращения червяка, червячное колесо находится под воздействием приложенной силы тяжести направление кабины лифта и груза,

находящегося в нем, остается неподвижным, что предотвращает аварийные ситуации.

Недостатки данного типа передач:

1. Низкий коэффициент полезного действия, порядка 0,7. Это объясняется большими потерями на трение в зацеплении червяка с червячным колесом, поэтому при проектировании червячной передачи применяют антифрикционную пару – червя выполняется их стали высоких марок с последующей термообработкой, а червячное колесо для низкого коэффициента трения скольжения, выполняется из цветных металлов.

2. Корпус редукторов червячных передач подвергается воздействию температур из-за их нагрева.

3. Из-за температурной деформации тело червяка изменяет длину, что требует введения плавающей опоры червяка.

1.7 Реечные механизмы

Реечный механизм (рисунок 10) служит для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

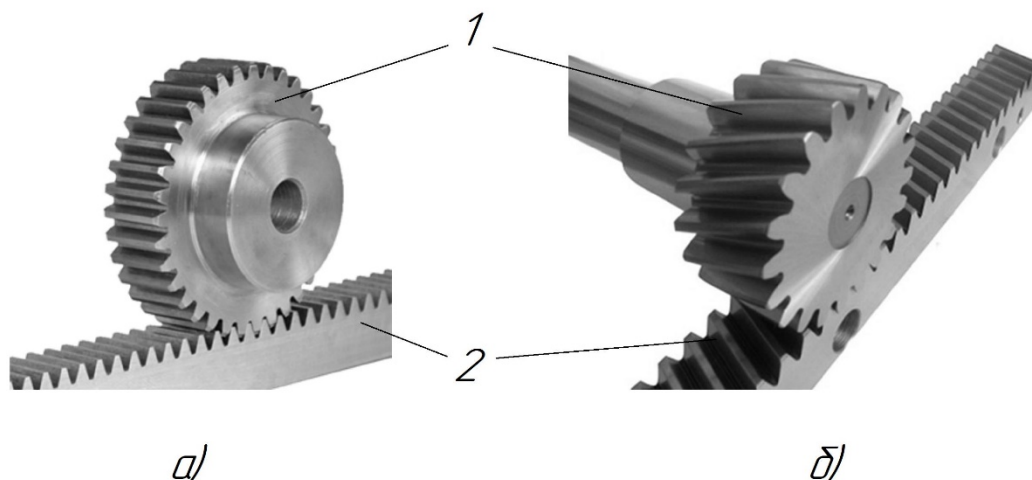


Рисунок 10 – Реечный механизм

Реечная зубчатая передача получила свое название по одной из деталей - рейке. Это единственное зацепление шестерни, которое меняет не скорость

и направление крутящего момента, а тип движения. Вращение привода изменяется на движение в заданной плоскости.

Отличительной особенностью реечной передачи является ее неограниченная продолжительность.

Соединение зубчатой рейки и шестерни бывает разных видов:

- прямозубое;
- косозубое;
- многорядное.

Обеспечить нормальную работу реечного узла можно точной установкой деталей относительно друг друга.

Прямозубое реечное зацепление имеет широкое распространение. Для реечных механизмов, не требующих большой точности смещения, детали могут отливаться из чугуна. Зубчатое колесо и рейка имеют шероховатую поверхность и сильно шумят. Они неприхотливы, работают при высоких температурах, в условиях сильной запыленности. Часто применяются для открывания термических и литейных печей с выдвижным подом, перемещают загрузочные тележки на металлургических печах.

Косозубая реечная пара способна передать большее усилие при зацеплении. За счет расположения зуба под углом, площадь контакта увеличивается. Узел производит при работе меньше шума. Детали требуют высокой точности при изготовлении и тонкой регулировки. По мере стирания поверхности зубьев, надо смещать межцентровое расстояние. При нарушении угла, нагрузка смещается и происходит быстрое разрушение шестерни.

КПД реечной передачи, в зависимости от типа зубьев, составляет:

- цилиндрическая – 0,96.0,98;
- коническая – 0,95...0,97

Передача реечная широко используется в механизмах совершенно разного назначения:

- металлорежущее оборудование;

- термические печи;
- сдвижные ворота;
- фуникулеры;
- кранбалки;
- мостовые краны;
- шахтные тележки;
- сварочные автоматы;
- промышленные роботы;
- станки с ЧПУ.

Реечная передача имеет превосходство перед аналогичными узлами.

Это простая конструкция и неограниченная длина перемещения.

Передача обладает рядом недостатков, к ним относят следующие:

- устаревшая технология;
- сильный шум;
- маленькая точность перемещений;
- большая погрешность на стыке реек;
- требует высокой точности изготовления;
- ручная сборка;
- боится грязи;
- низкая производительность;
- ограничен спектр применения.

2 КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЯДОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Кинематическое исследование зубчатых механизмов заключается в определении угловых скоростей выходных и промежуточных звеньев по известным угловым скоростям входных звеньев, а также в определении их передаточных отношений.

Для выполнения кинематического исследования необходимо определить передаточное отношение зубчатой передачи. Передаточным

отношением i_{12} называется отношение угловой скорости ω_1 входного зубчатого колеса 1 к угловой скорости ω_2 выходного зубчатого колеса 2:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1)$$

У плоских механизмов передаточное отношение положительное, если зубчатые колеса вращаются в одном направлении (рисунок 4), и отрицательное, если колеса вращаются в разные стороны (рисунок 3).

Угловые скорости колес, находящихся в зацеплении, обратно пропорциональны радиусам начальной окружности r_w и числам зубьев z .

Таким образом, передаточное отношение для пары цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления (рисунок 3)

$$i_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{n_1}{n_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

внутреннего зацепления (рисунок 4)

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3)$$

Под передаточным числом i понимают отношение числа зубьев зубчатого колеса к числу зубьев шестерни.

Передаточное отношение конических зубчатых передач (рисунок 6):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \delta_{w2}}{\sin \delta_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4)$$

На кинематической схеме направление вращения конических зубчатых колес можно показать стрелками, знак передаточного отношения определяется по правилу стрелок. На рисунке 6 передаточное отношение конической передачи положительное, на рисунке 11 – отрицательное.

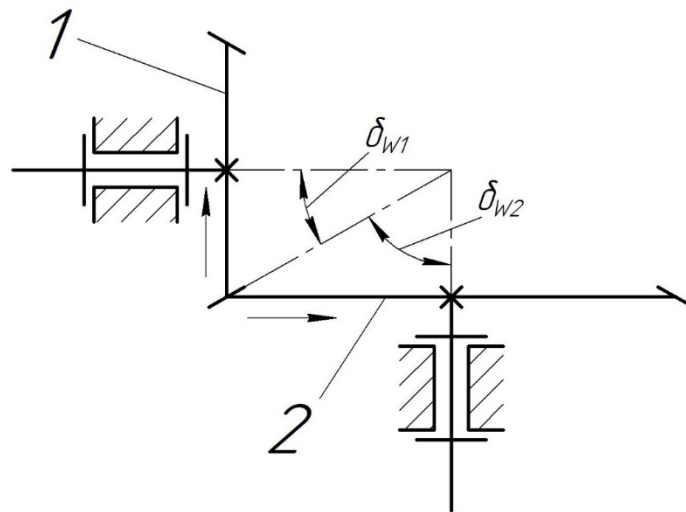


Рисунок 11 - коническая зубчатая передача

Передаточное отношение винтовой передачи (рисунок 8):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\cos \beta_{w2}}{\cos \beta_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5)$$

где β_{w1}, β_{w2} - углы наклона винтовых линий по начальным цилиндрам.

Передаточное отношение червячной передачи (рисунок 10):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса, z_1 – число зубьев (заходов) червяка.

3 МНОГОЗВЕННЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Механизмы одноступенчатых зубчатых передач, представляют собой простейший вид зубчатых механизмов. Передаточное отношение таких механизмов невелико. На практике часто необходимо получить значительные передаточные отношения. При больших передаточных отношениях простой зубчатый механизм будет иметь низкий КПД, большие габариты, низкую долговечность и большой износ поверхности зубьев. Поэтому для внешнего цилиндрического зацепления в большинстве случаев допускается $i < 7$, для внутреннего зацепления $i < 9$, для конического зацепления - $i < 5$. Для получения больших передаточных отношений применяют несколько соединенных зубчатых колес, где, кроме входного и выходного звена,

имеются еще промежуточные колеса. Такие сложные зубчатые механизмы называются многоступенчатыми передачами или редукторами.

Многоступенчатые зубчатые механизмы с неподвижными осями подразделяют на рядовые (рисунок 8) и ступенчатые (рисунок 10).

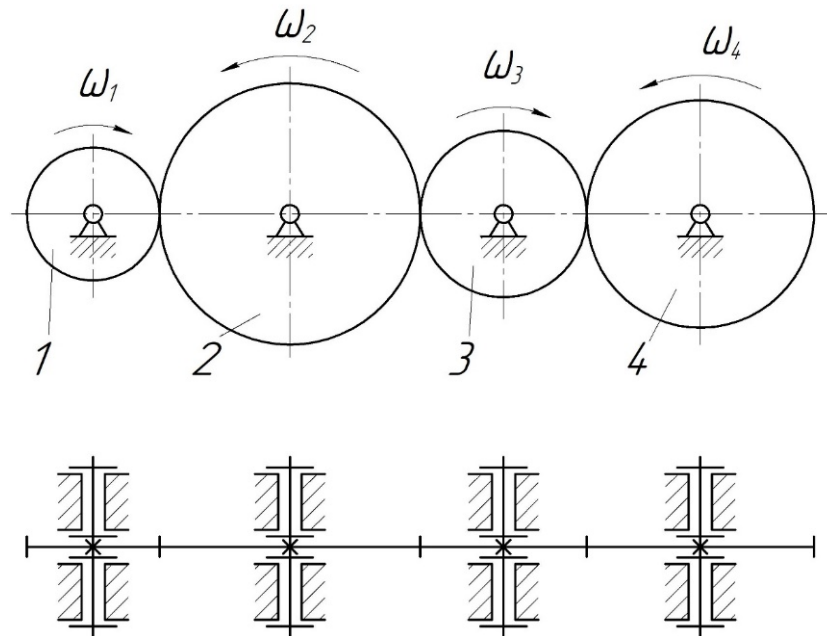


Рисунок 12 – зубчатая передача с последовательным соединением зубчатых колес (рядовая)

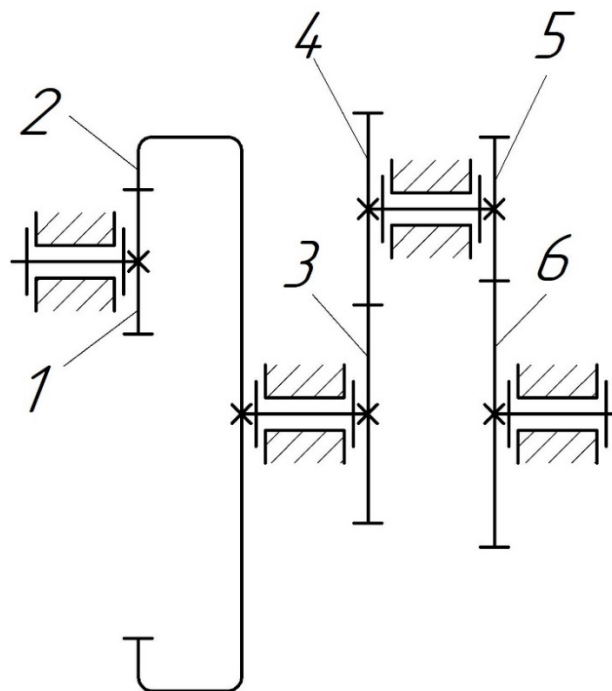


Рисунок 13 - зубчатая передача с последовательным соединением зубчатых колес (ступенчатая)

Общее передаточное отношение многозвенного зубчатого механизма, образованного в результате последовательного соединения простых зубчатых механизмов, определяется как произведение передаточных отношений отдельных механизмов (ступеней) (рисунок 12):

$$i_{12} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) = -\frac{z_4}{z_1} \quad (7)$$

Из (7) следует, общее передаточное отношение рядового механизма не зависит от числа зубьев промежуточных колес и определяется числом зубьев крайних колес. Промежуточные колеса применяют для изменения направления вращения выходного звена при неизменном направлении вращения входного либо для обеспечения передачи движения при большом расстоянии между осями вращения входного и выходного колес.

Промежуточные колеса в таких механизмах называют паразитными колесами.

В общем случае при n колес в механизме и k внешних зацеплениях формула (7) имеет вид:

$$i_{1n} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_n} \right) = (-1)^k \cdot \left(\frac{z_n}{z_1} \right) \quad (8)$$

Для ступенчатого механизма (рисунок 13) передаточное отношение определяется по формуле

$$i_{12} = \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \quad (9)$$

Подбирая числа зубьев в ступенчатом механизме, можно получить большие передаточные отношения, чем у рядовой передачи.

Для силовых зубчатых механизмов, исходя из условия малых габаритов, берут передаточные отношения первых ступеней больше последних. Для приборных точных механизмов, наоборот, минимальная ошибка положения обеспечивается при наибольшем передаточном отношении на последней ступени.

4 ЗУБЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

К сложным зубчатым механизмам относятся также зубчатые коробки передач. Зубчатой коробкой передач называется зубчатый механизм, передаточное отношение которого можно изменять скачкообразно по ступеням.

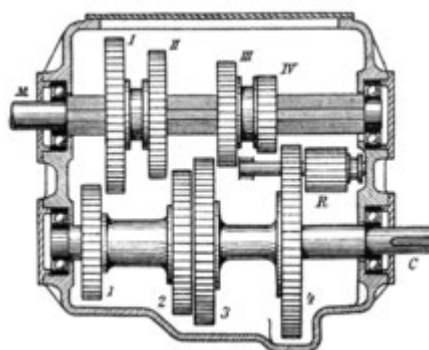


Рисунок 14 - Четырехступенчатая коробка передач

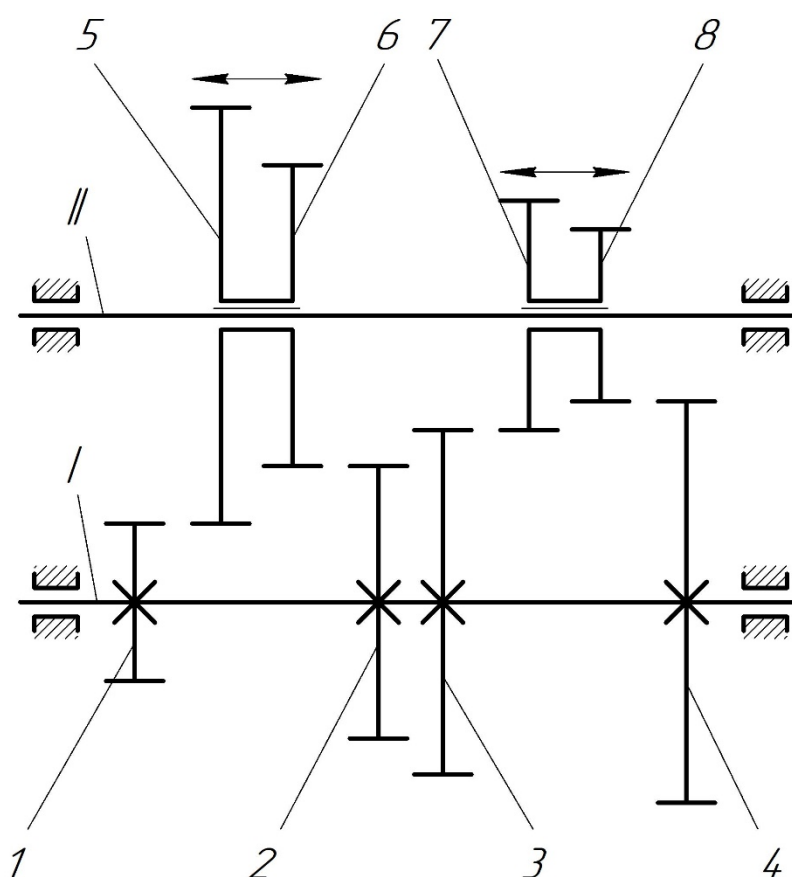


Рисунок 15 - Схема четырехступенчатой коробки передач с двумя валами

Коробками скоростей снабжаются те машины, рабочие органы которых должны вращаться с различными скоростями в зависимости от условий

работы. Например, обработка различных деталей на токарном станке производится при разных скоростях, поэтому в механизм токарного станка включается коробка передач. Коробки скоростей применяются в автомобилях для получения различных скоростей движения автомобиля.

Коробка передач состоит из зубчатых колес, которые могут быть введены в зацепление в различных комбинациях для получения передаточных отношений, соответствующих заданным скоростям вращения рабочего органа машины. Способы переключения отдельных колес для получения различных передаточных отношений разнообразны и зависят от конструктивного оформления коробки, которые разнообразны.

На рисунках 14 и 15 показаны схемы четырехступенчатой коробки передач с двумя валами. Колеса на валу 1 (рисунок 15) посажены наглухо, на валу 2 колеса висят свободно. При помощи специальной шпонки можно жестко соединить одно из нижних колес с валом 2, в соответствии с чем между валами 1 и 2 получится то или иное передаточное отношение.

5 ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЕ (ЭПИЦИКЛИЧЕСКИЕ) МЕХАНИЗМЫ

Зубчатые передачи, в состав которых входят подвижные оси вращения зубчатых колес, называются зубчато-рычажными или эпициклическими.

Эпициклические передачи с одной степенью свободы называются планетарными механизмами, с двумя степенями свободы – дифференциальными механизмами, со степенями свободы более двух – бипланетарными механизмами. Основное назначение планетарных передач – создавать большие (или малые) передаточные отношения. Назначение дифференциальных передач – сложение и разложение движений.

В этих механизмах колеса с подвижными осями вращения называются планетарными колесами или сателлитами (колесо 2 на рисунке 16), а звено, на котором располагаются оси сателлитов, – водилом. На схемах водило принято обозначать буквой Н. Зубчатые колеса с неподвижными осями вращения называются солнечными или центральными (колесо 1), а неподвижное колесо – опорным (колесо 3).

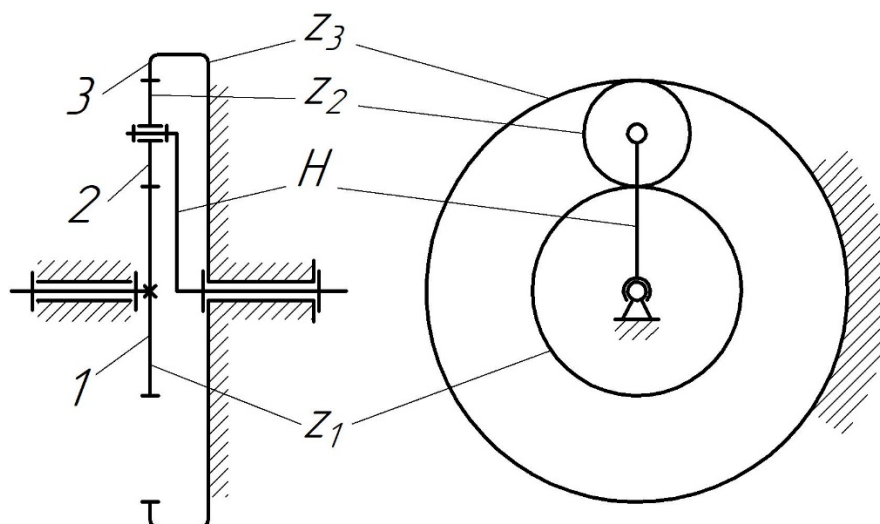
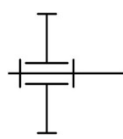
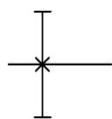


Рисунок 16. Схема четырехзвенного планетарного механизма
(редуктор Джемса)

На рисунке введены следующие условные обозначения:



- колесо не закреплено и свободно вращается на валу;



- колесо жестко закреплено на валу.

Отличительная особенность такого механизма в том, что он содержит один или несколько сателлитов – зубчатых колес, которые вращаются как относительно собственных осей, жестко закрепленных на водиле H , так и вместе с водилом относительно общей геометрической оси центральных (или опорных) колес Z_1 и Z_3 . Оси центральных колес обязательно должны располагаться на одной линии, т.е. механизм должен быть соосным. Планетарные механизмы имеют одну степень свободы.

Типовые схемы планетарных редукторов показаны на рисунках 16 ÷ 19.

На рисунке 16 приведена схема планетарного редуктора Джемса, на рисунках 17, 18 и 19 приведены схемы планетарных редукторов Давида.

Наибольшее распространение получила планетарная передача, показанная на рисунке 16. Её применяют при передаточном отношении i_{1H}

равном 3...8, КПД при этом 0,92...0,97. Редуктор имеет наименьшие габаритные размеры при $i_{IH} \leq 4$.

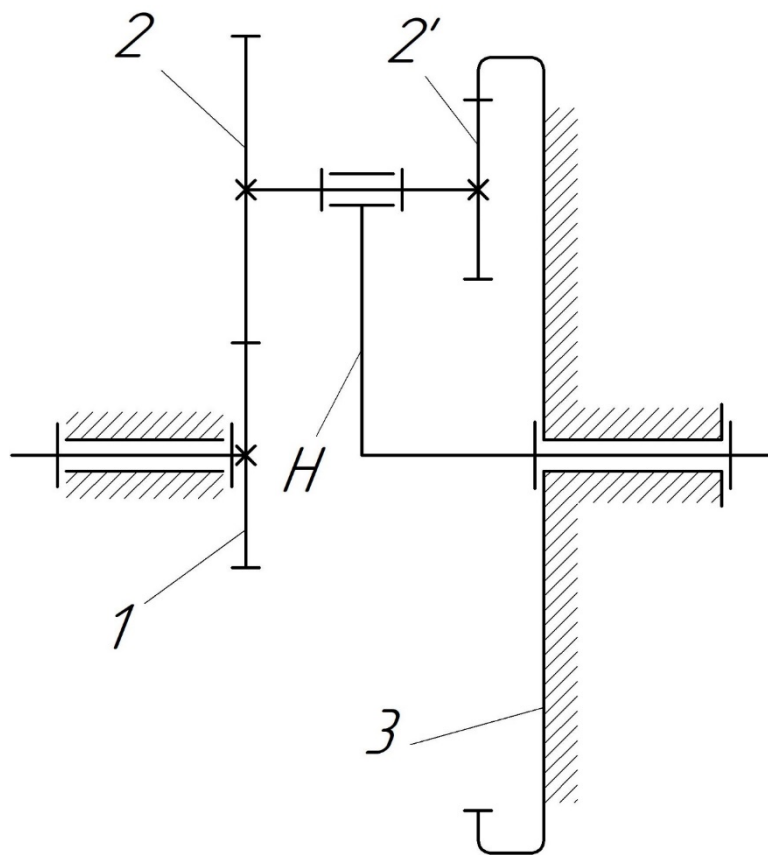


Рисунок 17 – редуктор Давида

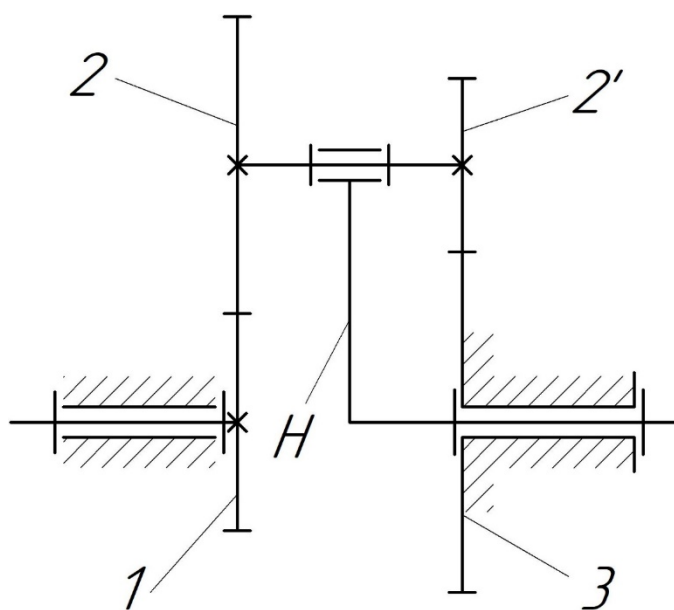


Рисунок 18 – редуктор Давида

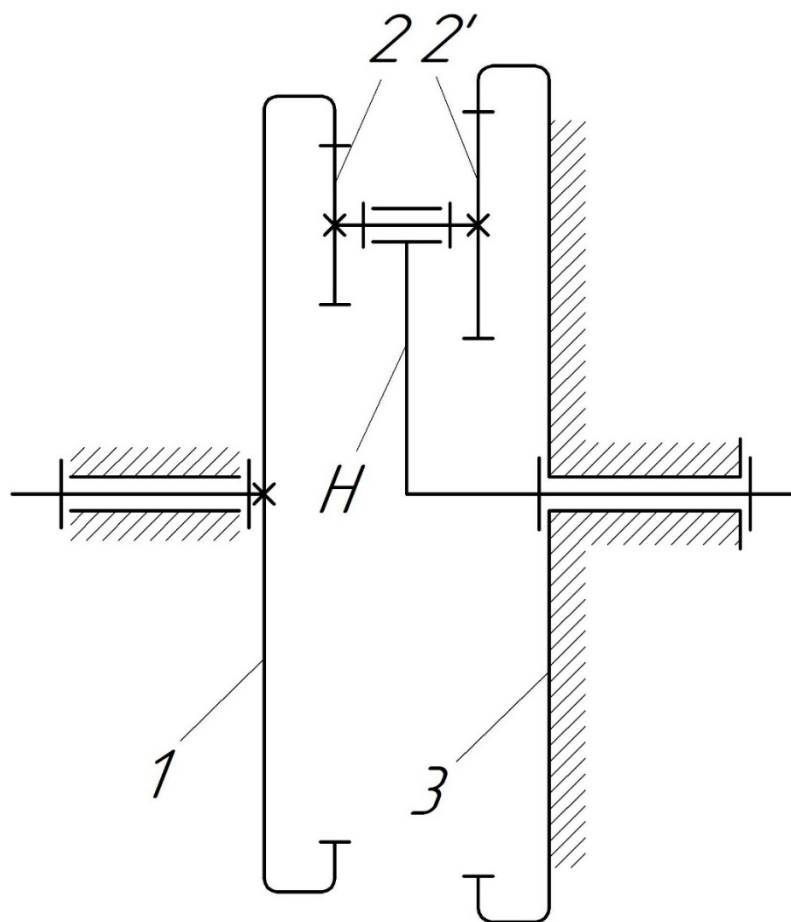


Рисунок 19 – Редуктор Давида

Если позволить свободно вращаться обоим центральным колесам и водилу, то планетарная передача превращается в дифференциальную, имеющую две степени свободы. Примером может служить механизм, изображенный на рисунке 20.

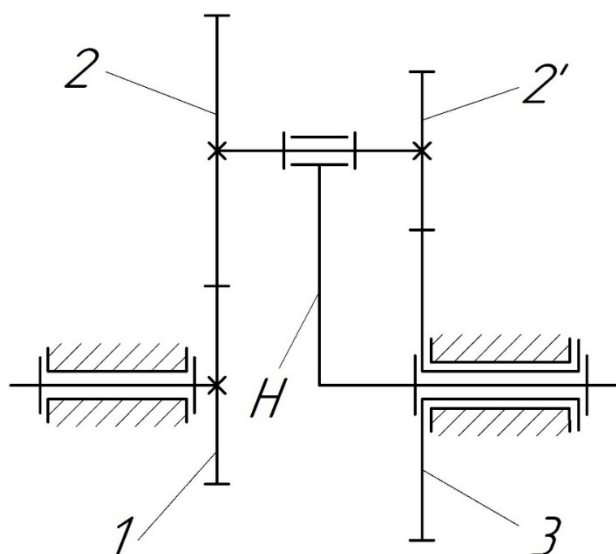


Рисунок 20 – Зубчатый дифференциал

Этот механизм можно использовать:

- для суммирования на выходном валу 1 двух заданных движений входных валов 3 и Н;
- для распределения крутящегося момента входного вала 1 по двум выходным 3 и Н.

Для уменьшения габаритов и веса, разгрузки центральных валов от изгиба, для уравнивания центробежных сил сателлитов применяют несколько сателлитов, как правило, равномерно расположенных по окружности (в силовых передачах число таких сателлитов достигает 20).

5.1. Преобразование механизмов

Основные звенья механизма – звенья, нагруженные внешними вращающими моментами (здесь Z_1 , Z_3 , Н, т.е. два центральных колеса и водило). Сателлит не является основным звеном.

В зависимости от того, какое из основных звеньев остановлено, планетарные передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами могут иметь следующий вид (рисунок 21). В случае остановленного водила (рисунок 21 б) планетарный механизм преобразуется в обычный зубчатый механизм.

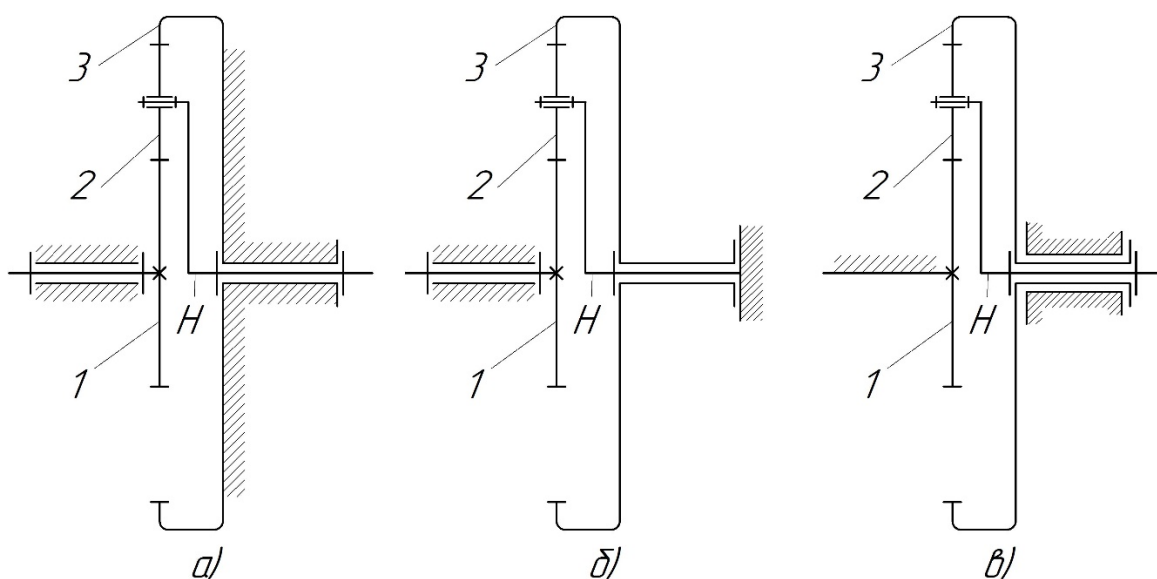


Рисунок 21 – Преобразование цилиндрического планетарного редуктора

Планетарные и дифференциальные передачи могут быть выполнены из конических зубчатых колес. Последовательное преобразование механизма с коническими зубчатыми колесами показано на рисунке 22.

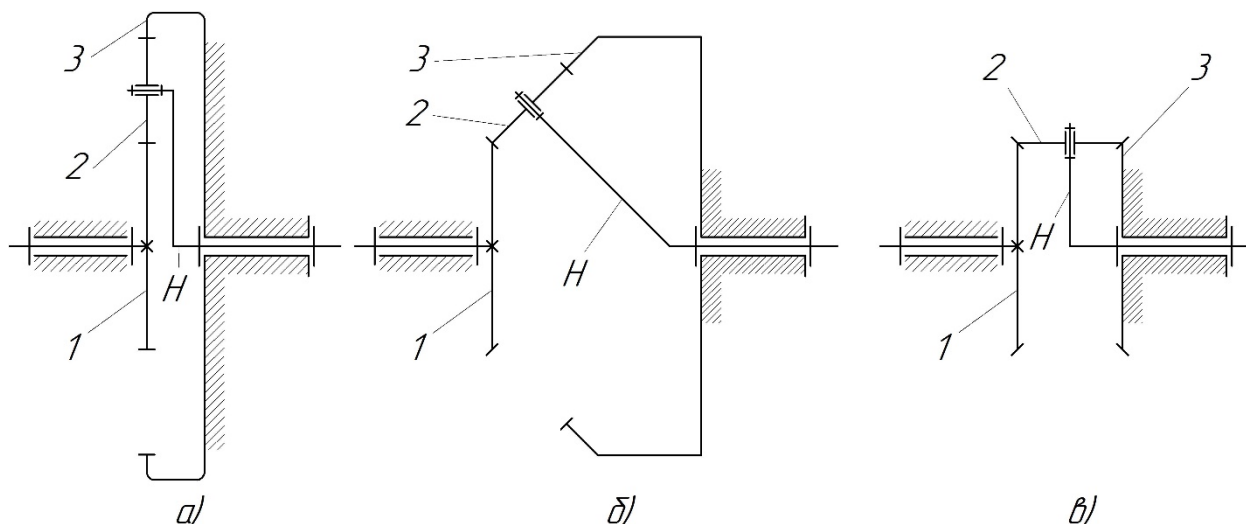


Рисунок 22 - Преобразование планетарного механизма

5.2. Применение планетарных и дифференциальных передач

Планетарные передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станках, авиамоторах, приборах, редукторах, в качестве коробок перемены передач, передаточное отношение в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев (например, водила или одного из колес).

Для примера рассмотрим автомобильный дифференциал с коническими колесами. В момент поворота левые (если машина поворачивает направо) колеса вращаются быстрее правых, ведь колеса должны идти по окружности разной длины. Это происходит также при неровностях дороги и в случае, если колеса разного диаметра (неодинаково накачены). Разгадка в том, что ось заднего моста разделена на две полуоси (рисунок 23).

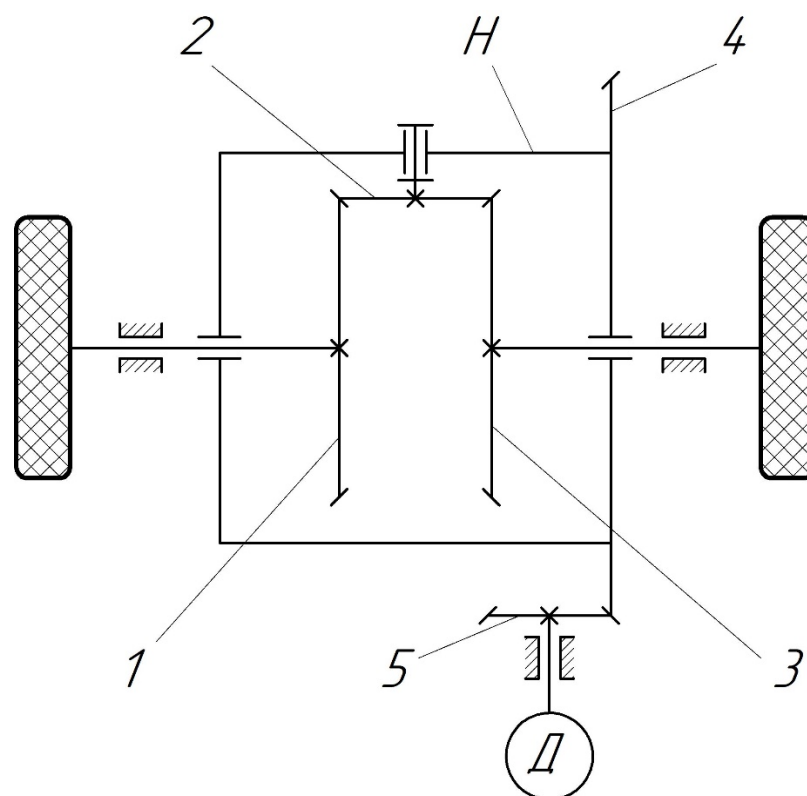


Рисунок 23 - Автомобильный дифференциал с коническими колесами

На внутренних концах полуосей насажены конические шестерни (1 и 3). Эти шестерни соединены между собой еще одной конической шестерней – сателлитом (2), который может свободно вращаться вместе с коротким валиком. Шестерни находятся в цилиндрической коробке, на которой снаружи установлена ведомая шестерня (4) главной передачи.

Если автомобиль идет прямо, то коробка дифференциала вместе с сателлитом и полуоси вращаются как одно целое. Но когда одно из колес замедляет свой бег, оно не мешает другому вращаться быстрее: просто сателлит, берет на себя разницу скоростей правой и левой полуоси. Таким образом, автомобильный дифференциал служит для распределения момента валида H поровну между полуосями, каждая из которых может иметь свою угловую скорость.

Рассмотрим пример, когда дифференциальный механизм применяют в качестве сумматора, а именно, привод азимутального вращения радиолокатора (рисунок 24).

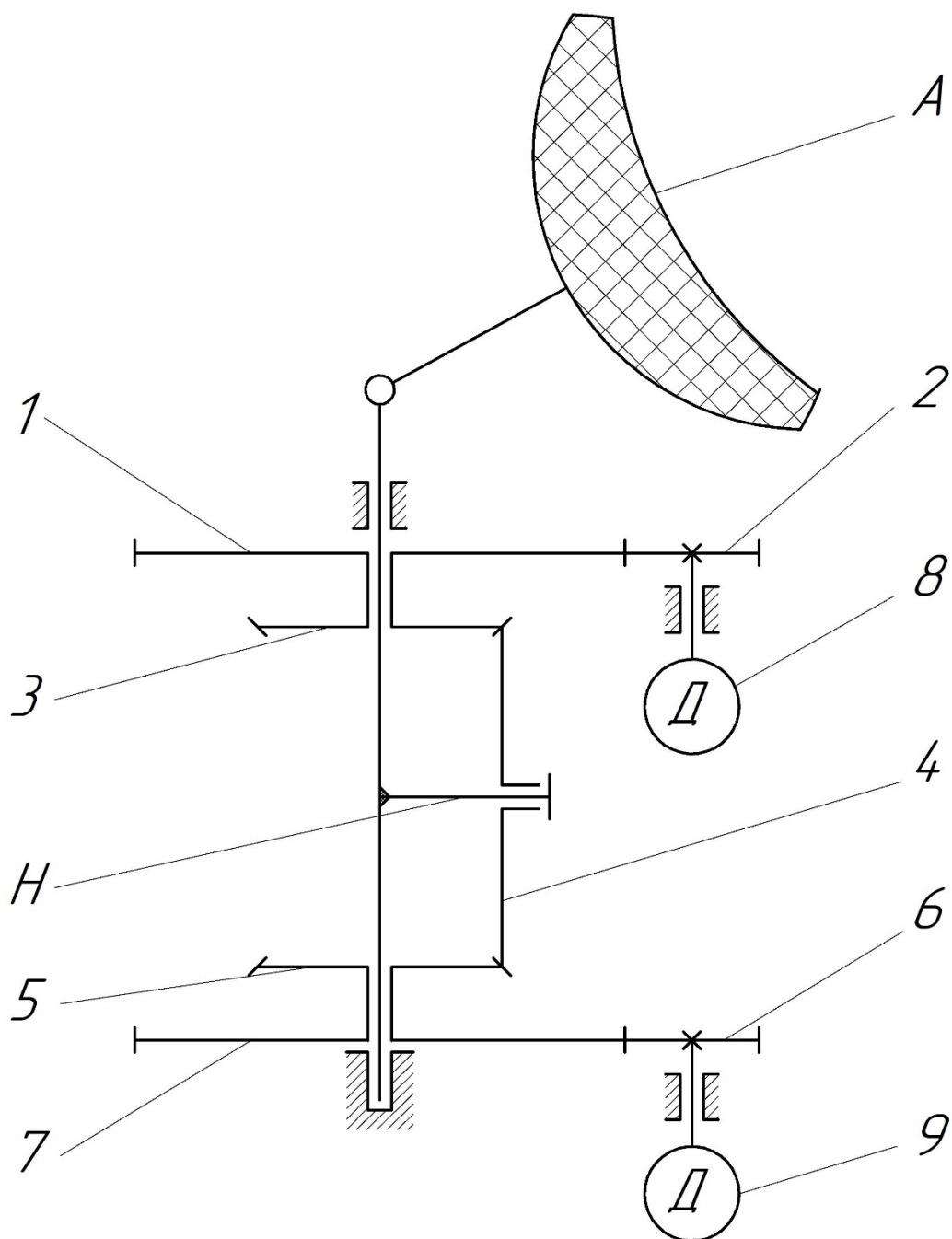


Рисунок 24 – Дифференциальный механизм - привод азимутального вращения радиолокатора

Антенна А, закреплена на водиле Н конического дифференциального механизма. В режиме обзора двигатель 9 выключен и центральное колесо 5 дифференциала неподвижно. Вращение антенны от двигателя 8 осуществляется при помощи колес 1 и 2 с неподвижными осями и планетарной передачи. При обнаружении объекта радиолокатор переводится в режим сопровождения: включается двигатель 9, обеспечивающий переменную угловую скорость. С помощью передачи 6 и 7 приводится во

вращение центральное колесо 5. Если в режиме сопровождения двигатель 8 не выключается, то водило Н с антенной А движутся под действием двух источников энергии, т.е. передача используется как дифференциальная.

5.3. Кинематика планетарных передач

Основная задача кинематического анализа планетарных и дифференциальных передач – определение угловых скоростей ведомых звеньев. Для этого нужно иметь уравнение для передаточного отношения.

Рассмотрим планетарную передачу на рисунке 25

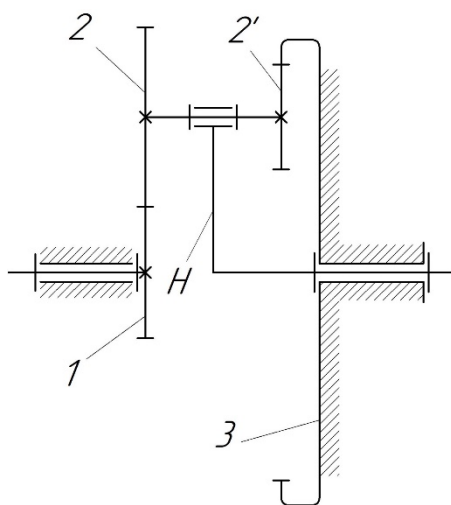


Рисунок 25 – редуктор Давида

Для планетарных механизмов передаточное отношение не является отношением чисел зубьев, как это было для механизмов с неподвижными осями. Связь между угловыми скоростями и числами зубьев колес звеньев таких механизмов устанавливается на основе метода обращения движения (метод Виллиса), при котором всем звеньям механизма задают угловую скорость, равную по модулю и противоположную по направлению угловой скорости водила - ω_H . Тогда водило становится неподвижным, и передача из планетарной обращается в соосный зубчатый механизм, состоящий из двух последовательно соединенных пар зубчатых колес 1, 2 и 2' 3 с неподвижными осями вращения (обращенный механизм), схема которого представлена на рисунке 26.

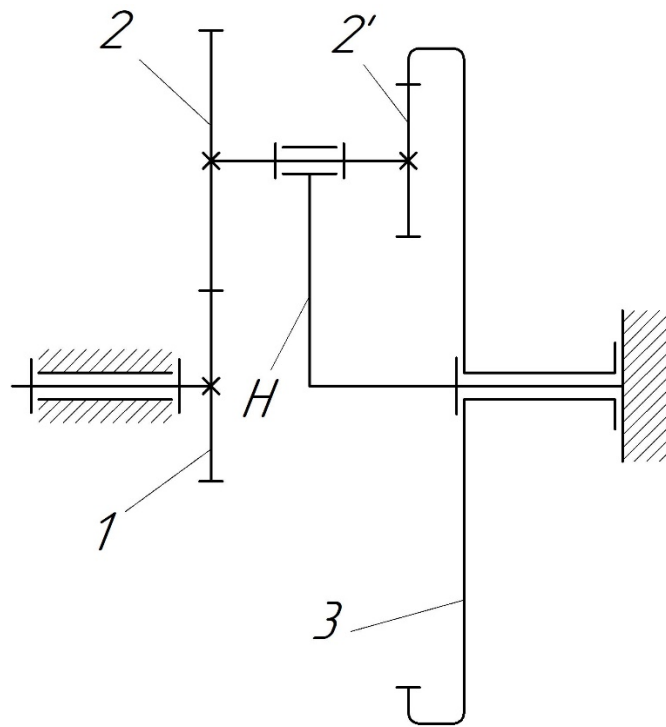


Рисунок 26 – Обращенный механизм редуктора Давида

Таблица 1 - угловые скорости звеньев исходного и обращенного механизмов

№ звена	Угловая скорость планетарного механизма	Угловая скорость обращенного механизма
Колесо 1	ω_1	$\omega_1^{(H)} = \omega_1 - \omega_H$
Колесо 2, 2'	$\omega_2 = \omega_{2'}$	$\omega_2^{(H)} = \omega_2 - \omega_H$
Колесо 3	$\omega_3 = 0$	$\omega_3^{(H)} - \omega_H = -\omega_H$
Водило Н	ω_H	$\omega_H^{(H)} - \omega_H = 0$

Примечание: верхний индекс в скобках указывает неподвижное звено.

Передаточное отношение планетарного механизма обозначается следующим образом. Например, для механизма на рисунке 25 общее

передаточное отношение обозначается $i_{1H}^{(3)}$

где 3 - неподвижное звено;

1 - входное звено;

Н - выходное звено.

Передаточное отношение обращенного механизма от звена 1 к звену 3:

$$i_{13}^{(H)} = i_{12}^{(H)} \cdot i_{2'3}^{(H)} = -\frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \quad (10)$$

С другой стороны, то же передаточное отношение есть отношение угловых скоростей в обратном движении:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} \quad (11)$$

Принимая во внимание, что $\omega_3 = 0$, получим:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - i_{1H}^{(3)} \quad (12)$$

Следовательно, искомое передаточное отношение планетарной передачи при неподвижном колесе 3 имеет вид (формула Виллиса):

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)} \quad (13)$$

Для планетарного редуктора (рисунок 25), передаточное отношение, выраженное через числа зубьев, получается после подстановки в (13), значения $i_{13}^{(H)}$ из (10):

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \quad (14)$$

Угловая скорость водила ω_H находится из соотношения:

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}} \quad (15)$$

где ω_1 обычно известно или ее можно определить, зная частоту вращения ведущего колеса n_1 , отсюда:

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{i_{1H}^{(3)}} = \frac{\omega_1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_{2'}}} \quad (16)$$

Планетарный зубчатый механизм с двумя степенями свободы называют зубчатым дифференциальным механизмом (зубчатым дифференциалом).

В таком механизме могут быть два входа и один выход (например, счетно-решающий суммирующий механизм) или один вход и два выхода (например, автомобильный дифференциал). В первом случае зубчатый дифференциал предназначен для сложения движений входных звеньев, во втором случае – для разделения (дифференциации) движения входного звена (отсюда происходит название механизма).

Угловую скорость ведомого звена дифференциального механизма проще всего рассчитать по принципу суперпозиции: движение ведомого звена есть сумма движений, получаемых от каждого из ведущих звеньев, считая при этом второе ведущее звено остановленным. Пусть, например, в дифференциальном механизме на рисунке 20 ведущие звенья – центральные колеса 1 и 3. В соответствии с общей формулой передаточного отношения:

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_{2'}} \right) \quad (17)$$

$$i_{3H}^{(1)} = 1 - \left(-\frac{z_{2'}}{z_3} \right) \cdot \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) \quad (18)$$

Поэтому угловые скорости звеньев 1, 3 и H связаны соотношением:

$$\omega_3 = i_{31}^{(H)} \cdot \omega_1 + i_{3H}^{(1)} \cdot \omega_H \quad (19)$$

Эта формула справедлива для любого дифференциала и при соответствующих изменениях индексов устанавливает связь между угловой скоростью какого-либо звена дифференциала и угловыми скоростями двух начальных звеньев, т.е. звеньев, углы поворота которых приняты за обобщенные координаты механизма. Коэффициент при угловой скорости каждого начального звена есть передаточное отношение, определяемое в предположении, что другое начальное звено остановлено.

Угловая скорость водила при входных звеньях 1 и 3 определяется из выражения:

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}} + \frac{\omega_3}{1 - \frac{z_1 \cdot z_2'}{z_2 \cdot z_3}} \quad (20)$$

5.4 Выбор типа планетарного редуктора

При выборе редуктора следует стремиться к наиболее простой и технологичной схеме. Однако, иногда на выбор схемы влияют дополнительные требования (ограничение габарита и веса, соосность, заданное межосевое расстояние). Поэтому заранее дать универсальную рекомендацию по выбору схемы редуктора нельзя. В каждом конкретном случае надо исходить из совокупности требований. Главное, на что следует обращать внимание при выборе схемы редуктора - это передаточное отношение.

Одно и то же заданное передаточное отношение можно получить, применяя различные по схеме механизмы, которые могут сильно отличаться по КПД, весам, габаритам и другим дополнительным условиям синтеза. Некоторые общие рекомендации по выбору схемы планетарной передачи могут быть показаны на примере четырех простейших схем.

По знаку передаточного отношения в обращенном движении все указанные передачи подразделяются на передачи с положительным значением передаточного отношения (рисунки 16 и 17) и с отрицательным передаточным отношением в обращенном движении (рисунки 18 и 19).

В передачах с отрицательным передаточным отношением в обращенном движении нельзя получить очень малые (или очень большие) передаточные отношения, так как передаточное отношение редуктора отличается от передаточного отношения в обращенном движении только на единицу. КПД этих передач достаточно высок, а возможность установки нескольких сателлитов уменьшает нагрузку на зубья и приводит к уменьшению габаритов передачи по сравнению с рядовой передачей. Наиболее распространена однорядная передача (рисунок 16) как более компактная в осевом направлении. Практические диапазоны передаточных

отношений в однорядной передаче определяются ограничениями на максимальные и минимальные значения числа зубьев. Кроме этого, эти диапазоны зависят от того, какое звено принято за стойку.

Для передач с положительным передаточным отношением в обратном движении, можно подобрать такие числа зубьев, при которых передаточное отношение будет мало отличаться от нуля. Например, при числах зубьев $z_1 = z_2' = 100$, $z_3 = 101$, $z_2 = 99$ (рисунок 19) получим:

$$i_{13}^H = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'} = \frac{99 \cdot 101}{100 \cdot 100} = \frac{9999}{10000};$$

$$i_{1H}^3 = \frac{1}{10000};$$

Механизм с указанными числами зубьев при ведущем колесе 1 практически не может быть приведен в движение вследствие самоторможения. При ведущем звене водиле движение возможно, но с очень низким КПД. Поэтому, несмотря на возможность получения очень малых (или очень больших) передаточных отношений, планетарные передачи по схемам, представленным на рисунках 18 и 19 применяются только в маломощных передачах. Обычно ведущим (и входным) звеном является водило, а передаточное отношение выбирается в пределах от 30 до 100 (редко до 1500). Преимущество при этом отдается схеме, представленной на рисунке 19, как более компактной и имеющей несколько большей КПД.

Если надо получить большое передаточное отношение, но при этом вес редуктора и его габариты должны быть наименьшими, то следует применять планетарные передачи.

5.5. Выбор чисел зубьев колес планетарной передачи

Получив уравнения, связывающие передаточные отношения с числами зубьев, переходят к выбору чисел зубьев колес для обеспечения необходимого передаточного отношения механизма. При этом необходимо соблюдать условия соосности, сборки и соседства.

5.5.1 Условие соосности

Условие соосности предусматривает совпадение геометрических осей центрального и опорного колес (равенство межцентровых расстояний). Поскольку колеса выполняются с одним и тем же модулем, для планетарного редуктора, показанного на рисунке 16, получим:

$$Z_1 + 2Z_2 = Z_3 \quad (21)$$

Рисунок 17:

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_{2'} \quad (22)$$

Рисунок 18:

$$Z_1 + Z_2 = Z_{2'} + Z_3 \quad (23)$$

Рисунок 19:

$$Z_1 - Z_2 = Z_3 - Z_{2'} \quad (24)$$

5.5.2 Условие соседства

В редукторах для уменьшения нагрузок на зубья колес и из условий требований к динамической уравновешенности механизма устанавливают не один, а несколько сателлитов.

При установке нескольких сателлитов, равномерно расположенных по окружности, должно выполняться условие размещения их вокруг центрального колеса или условие соседства, которое устанавливает наибольшее возможное количество сателлитных колес при отсутствии касания (задевания) вершин зубьев.

Сателлиты располагаются в одной плоскости и окружности вершин не должны пересекаться.

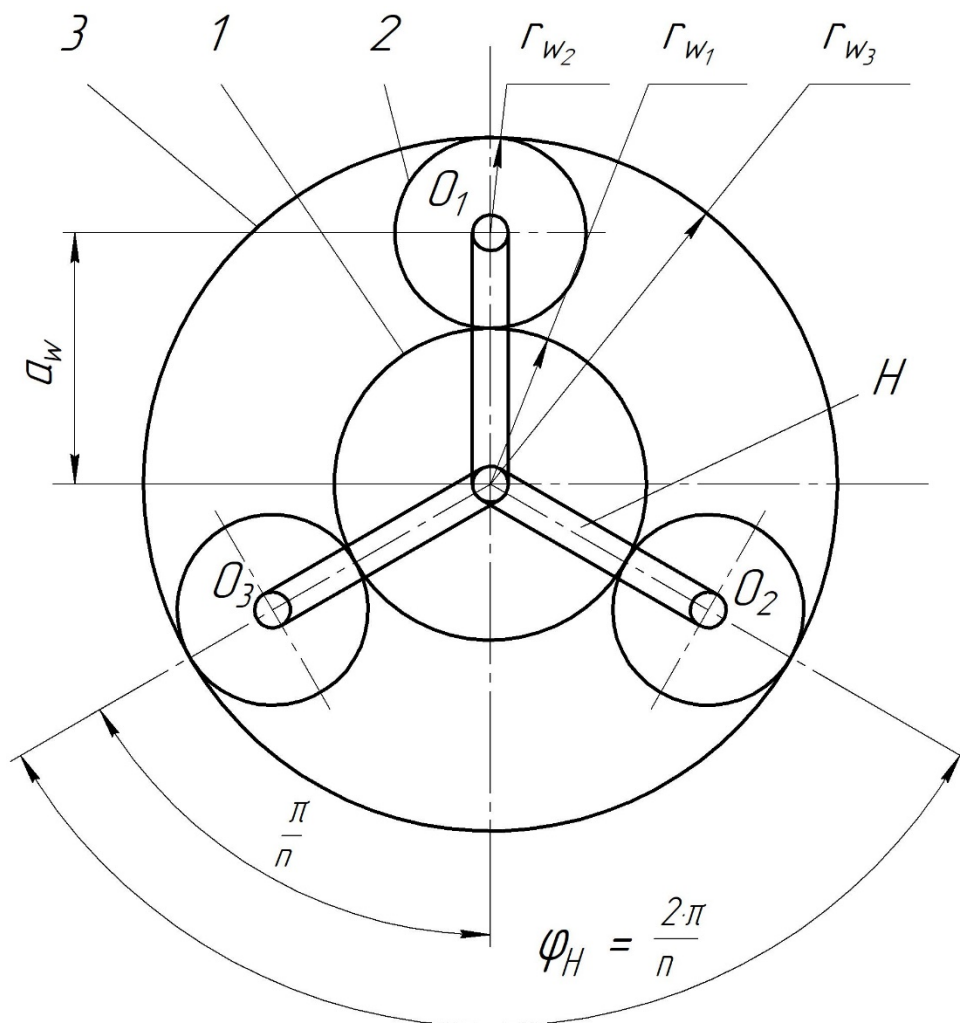


Рисунок 27 – к определению условия соседства и сборки планетарного механизма

Для того чтобы окружности вершин не соприкасались, необходимо выполнение неравенства (рисунок 27):

$$2(r_{w_1} + r_{w_2}) \cdot \sin \frac{\pi}{n} > 2r_{a_2} \quad (25)$$

где n – число спутников, r_{w_1} и r_{w_2} – радиусы начальных окружностей колес 1 и спутника 2, r_{a_2} – радиус окружности вершин спутника 2.

Если передача имеет стандартные колеса, то радиусы r_{w_1} , r_{w_2} и r_{a_2} могут быть выражены через число зубьев z_1 и z_2 :

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{n} > z_2 + 2 \quad (26)$$

Из выражения (26) получим условие соседства:

$$\sin \frac{\pi}{n} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (27)$$

Выполнение условия соседства проверяют лишь при $n > 2$.

5.5.3 Условие сборки или симметричного размещения сателлитов.

При сборке планетарного редуктора первый поставленный сателлит полностью определяет взаимное расположение центральных колес, то есть условие сборки предусматривает такое взаимное расположение центральных колес и водила, при котором установка первого сателлита определяет возможность установки остальных сателлитов. Таким образом, условие сборки требует, чтобы во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами имело место совпадение зубьев со впадинами, иначе собрать передачу будет невозможно.

Теоретически число сателлитов, которое можно поставить равно (рисунок 27):

$$n = \frac{2\pi}{\varphi_H} \quad (28)$$

Опуская промежуточные выкладки, получим, что число теоретически возможных сателлитов определяется из выражения:

$$\frac{z_1 + z_3}{n} = K \quad (29)$$

где K – целое число.

Отсюда следует, что сборка выполнима, если число зубьев центральных колес кратно числу сателлитов.

Таким образом, при проектировании схемы планетарной передачи необходимо, чтобы удовлетворялось заданное передаточное отношение, заданный модуль, условие соосности, соседства и сборки. Кроме того, для стандартных колес необходимо, чтобы отсутствовало подрезание зубьев, а для внутреннего зацепления отсутствовала интерференция зубьев.

5.6. Достоинства и недостатки планетарных редукторов

По сравнению с простыми зубчатыми передачами планетарные передачи имеют следующие достоинства:

- малые габариты и масса. Это объясняется тем, что мощность передается по нескольким потокам, численно равным числу сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз;

- благодаря соосности ведущих и ведомых валов эти передачи удобны для компоновки машин;

- большие кинематические возможности;

- получение при малом числе колес больших передаточных отношений;

- возможность суммирования и разложения скоростей звеньев (использование как дифференциал);

- возможность использования в качестве коробок скоростей путем последовательного торможения отдельных звеньев;

- более высокая нагрузочная способность или меньшая масса при одних и тех же нагрузках;

- нагрузка передается по многим потокам;

- используется внутреннее зацепление, которое при небольших передаточных отношениях имеет большую нагрузочную способность;

- отсутствует нагрузка на подшипники валов, расположенных на основной оси;

- малые нагрузки на опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них;

- планетарные передачи работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются.

По сравнению с простыми зубчатыми передачами планетарные передачи имеют следующие недостатки:

- повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи;

- для изготовления колес с внутренними зубьями требуется специальный инструмент – долбяки, который не обеспечивает высокую точность;

- большое количество подшипников качения;

- резкое снижение к. п. д. передачи с ростом передаточного отношения.

5.7. КПД планетарных передач

КПД зависит от затрат энергии на трение в узлах механизма. Поэтому КПД в известной степени (по износу и точности действия) определяет надежность и долговечность механических систем. Чем выше КПД выбранных передач, тем экономичней проектируемый привод.

В процессе передачи сил от входного звена к рабочему органу машины часть работы расходуется на преодоление полезных сопротивлений (т.е. тех, для преодоления которых создана машина), а часть – на преодоление вредных сопротивлений (т.е. сил трения, аэродинамических сопротивлений, сопротивлений смазывающей жидкости и т.п.).

$$A_d = A_{ПС} + A_T \quad (30)$$

где A_d – работа движущих сил;

$A_{ПС}$ – работа сил полезного сопротивления;

A_T – работа сил вредных сопротивлений (в основном сил трения).

Механическим коэффициентом полезного действия (КПД) называется отношение работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил:

$$\eta = \frac{A_{ПС}}{A_d} = \frac{A_d - A_T}{A_d} = 1 - \frac{A_T}{A_d} = 1 - \psi \quad (31)$$

где ψ - коэффициент потерь, который показывает, какая часть работы движущих сил расходуется на преодоление непроизводительных сопротивлений.

Каждая машина представляет собой комплекс механизмов, соединенных последовательно или параллельно между собой. Поэтому общий КПД машины можно вычислить по отдельным ее элементам в зависимости от их соединения (последовательное или параллельное).

При последовательном соединении КПД машины равен произведению КПД отдельных механизмов:

$$\eta_M = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n \quad (32)$$

При параллельном соединении работа движущих сил распределяется на количество потоков. Общий КПД:

$$\eta_M = \frac{A_{ПС}^1}{\eta_1} + \frac{A_{ПС}^2}{\eta_2} + \cdots + \frac{A_{ПС}^n}{\eta_n} \quad (33)$$

КПД планетарных передач зависит от их типа, значения передаточного отношения и выбора входного звена. Непроизводительная затрата энергии в планетарных передачах обусловлена трением в зацеплениях, подшипниковых узлах, а также потерями при перемешивании и разбрызгивании масла. Теоретически наиболее просто можно определить потери энергии лишь в зацеплениях.

Рассмотренный при кинематическом исследовании планетарной передачи метод обращения движения позволяет выразить передаточное отношение планетарной передачи через передаточное отношение простой передачи. Эта же идея может быть использована и для определения КПД планетарной передачи. В первом приближении учитываем только потери в зацеплениях.

Пусть в планетарном механизме с неподвижным колесом 3 (рисунок 17), энергия передается в первом случае от центрального колеса 1 к водилу H, а во втором случае от водила H к колесу 1.

Случай 1	Случай 2
$\eta_{1H}^{(3)} = \frac{N_H}{N_1} = \frac{N_1 - N_T^3}{N_1} = 1 - \frac{N_T^3}{N_1}$	$\eta_{H1}^{(3)} = \frac{N_1}{N_H} = \frac{N_H - N_T^3}{N_H} = \frac{N_1}{N_1 + N_T^3}$

где N_1 – мощность на центральном колесе 1;

N_H – мощность на водиле H;

N_T^3 – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в зацеплении.

Применив метод обращения движения, условно остановим водило, в результате чего получим простую зубчатую передачу. Так как при этом относительное движение соприкасающихся зубьев не изменяется, то и потери в зацеплениях колес остается неизменным.

КПД передачи с остановленным водилом	
Случай 1	Случай 2
$\eta_{1H}^{(3)} = 1 - \frac{N_T^3}{N_1^H}$	$\eta^{(H)} = \frac{N_1^H}{N_1^H + N_T^3}$

Здесь N_1^H - мощность на колесе 1 обращенного механизма.

Приняв во внимание, что

$$N_1^H = M_1 \cdot |\omega_1^H| = M_1 \cdot |\omega_1 - \omega_H| \quad (34)$$

$$M_1 = M_l \cdot |\omega_1| \quad (35)$$

где M_l – вращающий момент на валу колеса l ;

ω_1 и ω_H - угловые скорости колеса l и водила H , и, опуская промежуточные выкладки, получим:

Случай 1	Случай 2
$\eta_{1H}^3 = 1 - 1 - i_{H1}^3 \cdot (1 - \eta^H)$	$\eta_{H1}^3 = \frac{1}{1 + 1 - i_{H1}^3 \cdot (1 - \eta^H)}$

Учитывая потери на трение в зацеплениях, в подшипниках и энергии, затрачиваемой на размешивание и разбрызгивание масла, определяются искомый КПД планетарной передачи η_{1H}^3 или η_{H1}^3 , который выражается через КПД - η^H (или коэффициент потерь ψ^H) передачи, полученной из планетарной, остановкой водила.

$$\eta^H = \eta_3 + \eta_n + \eta_{pm} \quad (36)$$

$$\text{или } \eta^H = 1 - \psi^H = (1 - \psi_3)(1 - \psi_n)(1 - \psi_{pm}) \quad (37)$$

где $\eta_3, \eta_n, \eta_{pm}$ КПД, которые учитывают указанные потери; $\psi_3, \psi_n, \psi_{pm}$ – соответствующие им коэффициенты потерь. Каждое из значений $\psi_3, \psi_n, \psi_{pm}$ очень мало (как правило, менее 0,03), поэтому

$$\eta^H = I - \psi^H = I - (\psi_3 + \psi_n + \psi_{pm}) \text{ или } \psi^H = \psi_3 + \psi_n + \psi_{pm} \quad (38)$$

Величину ψ_3 можно оценить приближенно по формуле

$$\psi_3 \approx 2,3f \left(\frac{1}{Z_1} \mp \frac{1}{Z_2} \right) \quad (39)$$

где $f = 0,05 \dots 0,12$ коэффициент трения в зацеплении, Z_1, Z_2 – числа зубьев. Знак (+) для внешнего, (-) для внутреннего зацепления. Величину ψ_n определяют по формуле:

$$\psi_n = \sum_{i=I}^k \frac{M_{fni}}{M_i} \quad (40)$$

где M_{fni} – суммарный момент трения подшипников I-го вала;

M_i – момент, передаваемый 1-м валом.

Коэффициент ψ_{pm} определяют по формуле $\psi_{pm} = \frac{p_p}{p_1} \dots$ (11), где $p_1 = \frac{2M_1}{d_w}$ – окружное усилие передачи; p_p – окружное усилие, затрачиваемое на разбрызгивание и размешивание масла.

Приближенное значение p_p определяют по эмпирической формуле

$$p_p = 80R\sigma_w \sqrt{\frac{2vv}{Z_1+Z_2}}, \quad (41)$$

где σ_w – ширина зубчатого венца, мм;

v – окружная скорость, м/с;

ν – кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, $\text{м}^2/\text{с}$;

$R = 1$ при смазке окунанием при погружении зубчатого колеса на глубину;

$R = 0,7$ при струйной смазке.

Полученное значение η^H подставляется в формулы для определения КПД планетарной передачи.

Расчет К.П.Д. в дифференциальных механизмах выполняется по специальной методике с учетом циркуляции мощности.

6. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

Колесо 1 в данный момент имеет угловую скорость ω_1 и постоянное угловое ускорение ε_1 , направленное против движения (рисунок 28).

Известно, что: $Z_1 = 16$, $Z_2 = 24$, $Z_{2'} = 18$, $Z_3 = 30$, $Z_4 = 21$, $Z_{5'} = 21$, $Z_5 = 22$, $Z_6 = 22$, $Z_{6'} = 24$, $Z_7 = 40$, $\omega_1 = 250$ рад/сек, $\varepsilon_1 = 50$ рад/сек².

КПД: пары цилиндрических колес $\eta_{\text{ц}} = 0,97$; планетарной передачи, имеющей внутреннее зацепление $\eta_{\text{п}} = 0,96$.

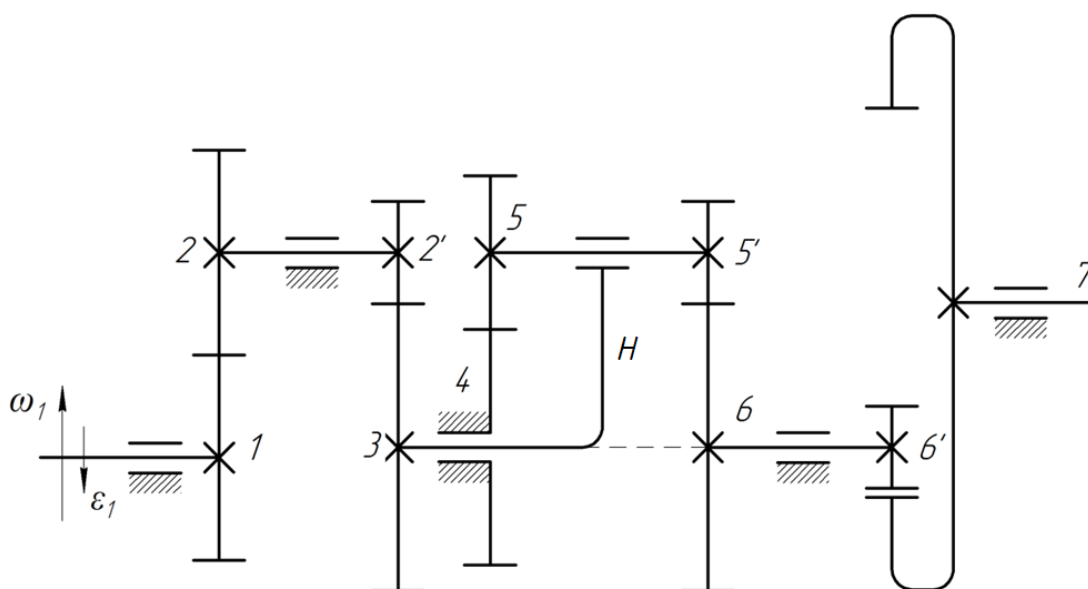


Рисунок 28 – схема многоступенчатой зубчатой передачи

Определить:

- передаточное отношение между входным и выходными звеньями и его знак (если их оси вращения параллельны);
- угловую скорость и угловое ускорение выходного звена, их направления показать на схеме передачи;
- время, в течение которого угловая скорость уменьшится до нуля (движение замедленное);
- общий коэффициент полезного действия передачи.

Задание на расчетно-графическую работу выдается преподавателем каждому студенту индивидуально.

Решение:

1. Строим кинематическую схему передачи в масштабе чисел зубьев – 1 зуб=1 мм чертежа.

2. Определяем передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи, которое равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней.

$$i_{17} = i_{12} \cdot i_{2'3} \cdot i_{H6}^4 \cdot i_{6'7}$$

где:

Передаточное отношение первой ступени, представляющей собой цилиндрическую зубчатую передачу внешнего зацепления:

$$i_{12} = - Z_2 / Z_1 = - 24/16 = - 1,5;$$

Передаточное отношение второй ступени представляющей собой цилиндрическую зубчатую передачу внешнего зацепления:

$$i_{2'3} = - Z_3 / Z_2' = -30/18 = - 1,67;$$

Передаточное отношение третьей ступени, представляющей собой планетарный редуктор:

$$i_{H6}^4 = \frac{1}{i_{6H}^4} = \frac{1}{1 - i_{64}^H} = \frac{1}{1 - \left(-\frac{z_{5'}}{z_6} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_5} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{21}{22} \cdot \frac{21}{22}} = \frac{1}{1 - 0,911} = \frac{1}{0,089} = 11,23;$$

Передаточное отношение четвертой ступени, представляющей собой цилиндрическую зубчатую передачу внутреннего зацепления:

$$i_{6'7} = Z_7 / Z_6' = 40/24 = 1,67;$$

Определяем передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи:

$$i_{17} = (- 1,5)(-1,67)(11,23)(1,67) = 46,89$$

Общее передаточное отношение механизма имеет знак плюс, что говорит о том, что входное и выходное колеса вращаются в одну сторону.

Направление угловых скоростей колес указываются стрелками, указывающими направления движения зубьев на видимой части колеса.

3. Определяем угловую скорость и угловое ускорение выходного звена механизма:

$$\text{угловая скорость: } \omega_7 = \omega_1 / i_{17} = 250 / 46,89 = 5,33 \text{ с}^{-1}.$$

$$\text{угловое ускорение: } \varepsilon_7 = \varepsilon_1 / i_{17} = 50 / 46,89 = 1,067 \text{ с}^{-2}.$$

4. Определим время, в течение которого угловая скорость уменьшится до нуля, т.к. движение замедленное, учитывая что:

$$\omega_k = \omega_1 - \varepsilon_1 \cdot t$$

Отсюда:

$$t = \frac{\omega_k - \omega_1}{\varepsilon_1}$$

где $\omega_k = 0 \text{ с}^{-1}$; $\omega_1 = 250 \text{ с}^{-1}$; $\varepsilon_1 = 50 \text{ рад/сек}^2$

$$t = \frac{250}{50} = 5 \text{ с.}$$

5. Определим общий коэффициент полезного действия передачи, который равен произведению передаточных отношений отдельных ступеней:

$$\eta_{17} = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{H6}^4 \cdot \eta_{67} = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,96 = 0,87$$

7. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

Тема: «ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ»

Цель работы:

- ознакомление с конструкцией и методикой составления структурных и кинематических схем рядовых зубчатых передач;
- аналитическое определение передаточных отношений рядовых зубчатых передач;

- ознакомление с конструкцией, методикой составления структурных и кинематических схем планетарных и дифференциальных зубчатых передач;
- аналитическое определение передаточных отношений и КПД планетарных и дифференциальных механизмов передач.

7.1 Лабораторное оборудование

При выполнении лабораторной работы используются модели цилиндрических, конических и червячных рядовых передач, коробки передач, планетарные и дифференциальные механизмы.

7.2 Исследование рядовых зубчатых передач

1. Ознакомиться с устройством предложенных для исследования зубчатых передач и составить их структурную схему.
2. Пронумеровать все зубчатые колеса передачи, начиная от ведущего звена.
3. Подсчитать числа зубьев колес.
4. Вычертить кинематическую схему передачи в масштабе чисел зубьев.
5. Определить передаточное отношение зубчатой передачи.
6. Полученные данные проверить экспериментально.
7. Определить по формуле Чебышева степень подвижности зубчатой передачи.
8. Заполнить отчет по лабораторной работе.

Ниже приводится пример оформления лабораторной работы.

Исследование зубчатых передач с неподвижными осями вращения
<p>Цель работы:</p> <ul style="list-style-type: none"> - изучение конструкций зубчатых передач с неподвижными осями вращения; - составление структурных и кинематических схем зубчатых передач с неподвижными осями вращения; - изучение методов расчета передаточных отношений одноступенчатых и многоступенчатых зубчатых передач.
<p>Название зубчатой передачи – червячная зубчатая передача с цилиндрическим червяком</p>
<p>Назначение и область применения – червячная зубчатая передача – частный случай гиперблоидной. Гиперблоидный зубчатый механизм используют для передачи</p>

вращательного движения между скрещающимися осями. Червяком называется косозубое зубчатое колесо, линия зубьев которого делает один оборот или более вокруг его оси. Число зубьев колеса называют числом заходов винтовой линии. Направление вращения червячного колеса зависит от направления вращения червяка и винтовой линии.

Структурная схема зубчатой передачи	Таблица кинематических пар			
	Обозначение КП	Звенья, ее составляющие	Тип КП	Класс КП
	А	1-2	ВКП	р4
	В	0-1	НКПВ	р5
	С	0-2	НКПВ	р5

РЕЗУЛЬТАТЫ НАБЛЮДЕНИЙ:

Число подвижных звеньев: $n=2$

Число кинематических пар пятого класса: $p_5=2$

Число кинематических пар четвертого класса: $p_4=1$

Определение степени подвижности механизма по формуле Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 6 - 4 - 1 = 1$$

Название звеньев:

0 - стойка;
1 – червячное колесо;
2 - червяк

Таблица чисел зубьев

$$Z_1=57$$

$$Z_2=1$$

Передаточное отношение:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{1} = 57$$

Достоинства данного типа передач

1. Являясь одноступенчатой, червячная передача позволяет получать передаточные отношения на порядок больше, чем одноступенчатые цилиндрические передачи:
- в машиностроении 20-120;
- в приборостроении >1000/

Недостатки данного типа передач

1. Низкий коэффициент полезного действия, порядка 0,7. Это объясняется большими потерями на трение в зацеплении червяка с червячным колесом, поэтому при проектировании червячной передачи применяют антифрикционную пару – червяк выполняется из стали высоких марок с последующей

<p>2. Плавность работы.</p> <p>3. Высокая нагрузочная способность, она объясняется тем, что окружная сила в зацеплении, например в случае применения глобоидного червяка, воспринимается не одной парой зубьев, как в цилиндрических передачах, а тремя и более парами одновременно. Поэтому, такие передачи применяются в грузоподъемных устройствах.</p> <p>4. Червячная передача не является реверсивной, как цилиндрическая, она способна передавать движение только по направлению от червяка к червячному колесу, т.е. является самотормозящейся передачей. Это позволяет применять ее в механизмах подъема пассажирских и грузовых лифтов, когда в случае внезапного отключения электроэнергии и прекращения вращения червяка, червячное колесо находится под воздействием приложенной силы тяжести направление кабины лифта и груза, находящегося в нем остается неподвижным, что предотвращает аварийные ситуации.</p>	<p>термообработкой, а червячное колесо для низкого коэффициента трения скольжения, выполняется из цветных металлов.</p> <p>2. Корпус редукторов червячных передач подвергается воздействию температур из-за их нагрева.</p> <p>3. Из-за температурной деформации тело червяка изменяет длину, что требует введения плавающей опоры червяка.</p>
---	---

7.3 Исследование планетарных зубчатых передач.

6.3.1. Модель «Планетарный редуктор».

Техническая характеристика.

1. Число зубьев центрального колеса 1: $z_1 =$

2. Число зубьев опорного колеса 3: $z_3 =$

3. Число зубьев сателлита 2: $z_2 =$

4. Число сателлитов $n =$

5. Исходные данные для расчета:

$$n_1 = 800 \text{ об/мин}, f = 0,08, \quad \psi_n = 0,01, \quad \psi_{pm} = 0.$$

Требуется:

1. Начертить кинематическую схему.

2. Проверить условия соосности, сборки и соседства.

3. Определить $i_{1H}^{(3)}, i_{H1}^{(3)}, \omega_H, \eta_{1H}^{(3)}, \eta_{H1}^{(3)}$
4. Определить степень подвижности редуктора по формуле Чебышева.
5. Определить максимально возможное число сателлитов, которое можно установить в данной модели с учетом условий сборки и соседства.

Расчеты производить с точностью 0,0001.

6.3.2. Модель «Дифференциальный редуктор».

Техническая характеристика.

1. Число зубьев пары зубчатых колес:

центральное колесо 3 – сателлит 2'

$$z_3 = \quad z_2' =$$

2. Число зубьев пары зубчатых колес:

центральное колесо 1 – сателлит 2

$$z_1 = \quad z_2' =$$

3. Число сателлитов $n =$

4. Исходные данные для расчета:

$$n_1 = 2n_3, \quad f = 0,08, \quad \psi_n = 0,01, \quad \psi_{pm} = 0.$$

Требуется:

1. Начертить кинематическую схему.
2. Проверить условие соосности, сборки и соседства.
3. Определить $i_{1H}^{(3)}, i_{H1}^{(3)}, i_{3H}^{(1)}, i_{H3}^{(1)}, \omega_H, \eta_{H1}^{(3)}, \eta_{1H}^{(3)}, \eta_{3H}^{(1)}, \eta_{H3}^{(1)}$
4. Определить степень подвижности редуктора по формуле Чебышева.
5. Определить максимально возможное число сателлитов, которое можно установить в данной модели с учетом условий сборки и соседства.

Расчеты производить с точностью 0,0001.

Ниже приводится пример оформления лабораторной работы.

Исследование планетарных передач
<p>Цель работы:</p> <ul style="list-style-type: none"> - ознакомление с конструкцией, методикой составления структурных и кинематических схем планетарных и дифференциальных зубчатых передач; - аналитическое определение передаточных отношений и КПД

планетарных и дифференциальных механизмов передач.

Название передачи -

Назначение и область применения –

Структурная схема зубчатой передачи

Таблица кинематических пар

	Обозначение КП	Звенья, ее составляющие	Тип КП	Класс КП

РЕЗУЛЬТАТЫ НАБЛЮДЕНИЙ:

Число подвижных звеньев:

Число кинематических пар пятого класса:

Число кинематических пар четвертого класса:

Определение степени подвижности механизма по формуле Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4 =$$

Условие соосности:

Условие сборки:

Условие соседства:

Название звеньев:	
Таблица чисел зубьев	Передаточное отношение:
Достоинства данного типа редуктора	Недостатки данного типа редуктора

8. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какая передача называется планетарной?
2. Каковы основные преимущества и недостатки планетарных передач?
3. В каком случае планетарную передачу называют дифференциалом?
4. Какова область применения дифференциальных механизмов?
5. Как можно вычислить передаточное отношение планетарной передачи?
6. От чего зависит КПД планетарных передач?
7. Каковы степени свободы планетарного и дифференциального механизмов?
8. В чем заключается метод обращения движения и где он используется?
9. Составьте схему планетарного редуктора и выведите формулу для определения передаточного отношения.
10. Какой из редукторов Джемса или Давида следует применять в силовых тяжело нагруженных передачах и почему?
11. В чем заключается условия соосности, соседства и сборки?

12. Как различают зубчатые передачи по взаимному расположению валов, видов зубьев и профилю зуба?
13. Что такое многоступенчатая зубчатая передача?
14. Как определяется передаточное отношение многоступенчатой зубчатой передачи?

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин [Текст] : учеб.: рек. Мин. обр. / И. И. Артоболевский. - 4-е изд., перераб. и доп. - М Наука, 1988. - 640 с.
2. Теория механизмов и машин: учеб. пособие/ М.З.Коловский (и др.). – 2-е изд., испр. – М.: Академия, 2008. – 765с.
3. Кузнецов Н.К. Теория механизмов и машин [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Кузнецов Н.К.— Электрон. текстовые данные.— Иркутск: Иркутский государственный технический университет, 2014.— 104 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/23076>.— ЭБС «IPRbooks», по паролю
4. Тарабарин В.Б. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин [Электронный ресурс]: методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов и механика машин»/ Тарабарин В.Б., Кузенков В.В., Фурсяк Ф.И.— Электрон. текстовые данные.— М.: Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, 2009.— 96 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/31433>.— ЭБС «IPRbooks», по паролю
5. Бахратов, А.Р. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин: Метод. Указания к лабораторным работам по дисциплине «Теория механизмов и механика машин» [Электронный ресурс] : учебное пособие / А.Р. Бахратов. — Электрон. дан. — Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. — 96 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/52150>. — Загл. с экрана.
6. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие / В.П. Чмиль. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2017. — 280 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/91896>. — Загл. с экрана.

Луганцева Татьяна Анатольевна,

доцент кафедры СТиОТД АмГУ, канд. техн. наук, доцент

Кузьмин Игорь Николаевич

доцент кафедры СТиОТД АмГУ, канд. техн. наук

Зубчатые передачи

Учебно-методическое пособие

Изд-во АмГУ.

Усл. печ. л.3,8