

Лекция № 2

Механические передачи.

Назначение и роль передач в механизмах и машинах. Классификация механических передач. Передачи трением (с непосредственным контактом и с гибкой связью) и зацеплением. Основные кинематические и энергетические соотношения для передач вращательного движения. Материал изготовления зубчатых колес.

Большинство современных машин создается по схеме двигатель–передача–исполнительный орган машины (рис. 2.1).

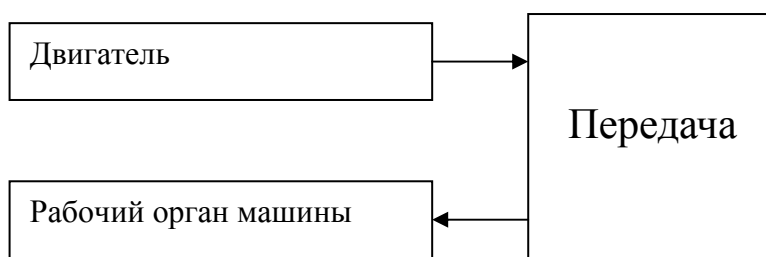


Рис. 2.1. Схема машины

Как правило, двигатели для уменьшения массы и габаритов выполняют быстроходными с узким диапазоном регулирования скоростей. Непосредственное соединение двигателя с рабочим органом применяется редко (вентилляторы); как правило, между ними устанавливают промежуточный механизм – передачу.

Передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние.

Функции передачи энергии совмещают с решением следующих основных задач:

согласование угловых скоростей исполнительных органов машин двигателей (двигатели имеют большие скорости, исполнительные органы машины для выполнения своих функций часто требуют больших моментов при относительно малых скоростях);

регулирование и реверсирование (изменение направления) скорости исполнительного органа машины при постоянной угловой скорости двигателя; преобразование вращательного движения двигателя в поступательное или другое движение исполнительного органа машины;

приведение в движение нескольких исполнительных органов (с различными скоростями движения) от данного двигателя.

Наиболее распространены механические передачи вращательного движения, что связано с возможностью обеспечения его непрерывности и равномерности при малых потерях на трение.

По принципу движения от ведущего звена к ведомому передачи делятся на две группы: 1) передачи трением, имеющие непосредственный контакт жестких тел (фрикционные) или гибкую связь (ременные); 2) передачи за-

цеплением, имеющие непосредственный контакт твердых тел (зубчатые, винтовые и червячные) или гибкую связь (цепные, зубчатые ременные).

ОСНОВНЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧАХ

Звено передачи, получающее движения от двигателя, называется ведущим, звено, которому передается движение, называется ведомым; кроме того, в передачах бывают промежуточные звенья.

Передача, состоящая только из ведущего и ведомого звеньев, называется одноступенчатой. Параметры одноступенчатой передачи, относящиеся к ведущему звену, снабжают индексом «1», а к ведомому – «2».

Существуют следующие основные параметры передач: мощность P_1 на ведущем и P_2 на ведомом валах, кВт; угловая скорость ω_1 ведущего и ω_2 ведомого валов, с^{-1} , или частота вращения n_1 ведущего и n_2 ведомого валов (мин^{-1}); крутящий момент T_1 ведущего и T_2 ведомого валов.

Кроме основных, различают производные характеристики: коэффициент полезного действия (КПД) передачи:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1};$$

окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с:

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi n d}{60},$$

где d – диаметр колеса, шкива и т. д., м. При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т.е. $v_1 = v_2$; окружная сила передачи, Н:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2T}{d},$$

где P – мощность, Вт; v – окружная скорость, м/с; T – крутящий момент, Н·м.

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2}.$$

Зависимость между крутящими моментами на валах имеет вид $T_2 = T_1 \eta u$, где η – КПД, u – передаточное число.

Передаточным отношением i называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена. Передаточное отношение может быть больше, меньше или равно единице.

Передаточным числом u передачи называется отношение большей угловой скорости к меньшей. Передаточное число не может быть меньше единицы.

По определению, передаточное число, которое и будет использоваться в формулах, имеет вид

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость, передаточное число находится следующим образом:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 – число зубьев шестерни (зубчатого колеса с меньшим числом зубьев); z_2 – число зубьев колеса (зубчатого колеса с большим числом зубьев).

Передачи, у которых угловая скорость ведомого звена меньше угловой скорости ведущего, называются понижающими; в противном случае передачи называются повышающими, или мультипликаторами или ускорителями. Примерами таких передач являются приводы центрифуг, сепараторов и т. д.

Закрытая передача, собранная в отдельном корпусе и предназначенная для понижения угловых скоростей и повышения вращающих моментов, называется редуктором.

В зависимости от устройства передачи передаточное число может быть постоянным или переменным – регулируемым в определенных пределах по ступенчатому (коробки скоростей с зубчатыми колесами) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону. Передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении. Передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют ограниченное применение.

Если одной передачей нельзя обеспечить требуемое передаточное число, то применяют ряд последовательно соединенных одноступенчатых передач, так называемую многоступенчатую передачу.

Ее общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2,$$

где u_1 и u_2 – передаточные числа каждой ступени.

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД каждой кинематической пары (ременной, зубчатой, червячной), а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты).

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатая передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом пары зубчатых колес и предназначена в основном для передачи вращательного движения. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу. Зубчатые передачи – самый распространенный вид механических передач, так как могут надежно передавать мощности от долей ватт до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с.

Достоинства:

- высокая нагрузочная способность;
- малые габариты (рис. 4.1);

большая надежность и долговечность (до 40 000 ч);
 постоянство передаточного числа;
 высокий КПД (до 0.97-0.98 в одной ступени);
 сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники;
 простота обслуживания.

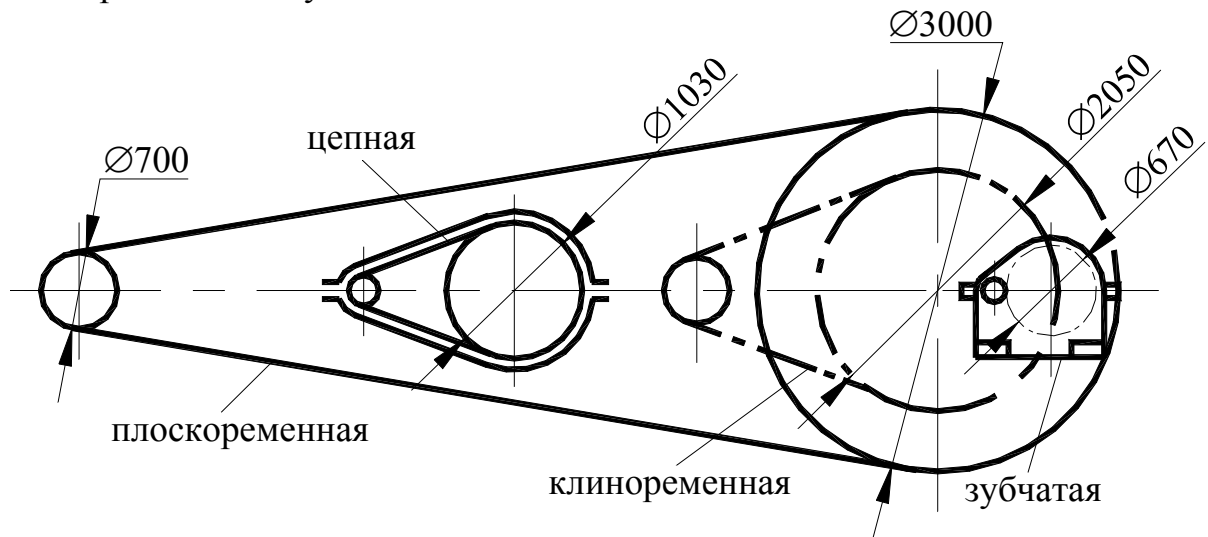


Рис. 2.1. Габариты передач

Недостатки:

высокие требования к точности изготовления и монтажа;
 шум при больших скоростях;
 высокая жесткость, не позволяющая гасить динамические нагрузки.

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

1. В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают:

- а) с параллельными осями – цилиндрические (рис. 2.2);
- б) с пересекающимися осями – конические;
- в) со скрещивающимися осями – винтовые, конические гипоидные и червячные, которые характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью;

г) реечные – для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот, которые являются частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как колесо, диаметр которого обращается в бесконечность.

2. В зависимости от расположения зубьев на ободке колес:

- а) прямозубые ;
- б) косозубые ;
- в) шевронные ;
- г) с круговыми зубьями .

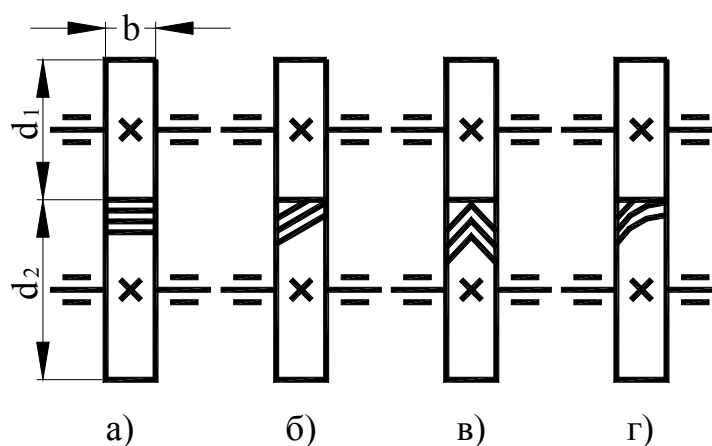


Рис. 2.2. Виды колес

3. В зависимости от взаимного расположения колес:

а) внешнего зацепления;

б) внутреннего зацепления. В первом случае колеса вращаются в противоположных направлениях, во втором – направления вращения совпадают. Наиболее распространены передачи внешнего зацепления.

4. В зависимости от формы профиля зуба:

а) с эвольвентным зацеплением;

б) с зацеплением Новикова;

в) с циклоидальным зацеплением;

г) с цевочным зацеплением.

В современном машиностроении широко применяют эвольвентное зацепление и в последнее время – зацепление Новикова. Циклоидальное очень сложно в изготовлении и применяется там, где необходима очень высокая кинематическая точность (в приборостроении).

Цевочное зацепление является частным случаем циклоидального, в котором боковой профиль зубьев описывается эпициклоидой. Геометрия данного зацепления позволяет значительно увеличить коэффициент торцового перекрытия и тем самым увеличить нагрузочную способность более чем на 75%. Широкое применение ограничивается сложностью изготовления зубьев, необходимостью применения легированных сталей для зубчатых колес, а также высокими требованиями к точности монтажа зубчатого зацепления.

Эвольвентное зацепление предложено еще Л. Эйлером в 1760 г. и будет рассмотрено подробно. В 1954 г. М.Л. Новиков предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей, а зуб располагается на ободе под углом (косозубые или круговые зубья).

5. В зависимости от конструктивного исполнения:

а) открытые зубчатые передачи;

б) закрытые зубчатые передачи.

В открытых передачах зубья колес работают без смазки (всухую) или периодически смазываются пластическими смазками и не защищены от влияния внешней среды. Закрытые передачи помещаются в пыле- и влагонепроницаемые корпуса (картеры) и работают при обильной смазке или в масля-

ной ванне методом погружения зубчатых колес в масло или циркуляционной смазке методом подачи ее струей непосредственно в зону зацепления.

б. В зависимости от окружной скорости:

- а) тихоходные ($v \leq 3$ м/с);
- б) среднескоростные ($v = 3 - 15$ м/с);
- в) скоростные ($v = 15 - 40$ м/с);
- г) быстроходные ($v > 40$ м/с).

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В зубчатых передачах вращение от одного колеса к другому передается силами в точках контакта боковых поверхностей зубьев. Поверхности взаимодействующих зубьев, обеспечивающие постоянное передаточное число, называют сопряженными поверхностями. Для получения таких поверхностей профили зубьев должны быть очерчены кривыми, подчиняющимися определенным законам. Эти законы вытекают из **основной теоремы эвольвентного зацепления**: общая нормаль NN к профилям зубьев, проведенная через точку их касания S (рис. 4.3а), в момент прохождения через полюс зацепления П делит межосевое расстояние O_1O_2 на отрезки обратно пропорционально угловым скоростям.

Для доказательства теоремы рассмотрим пару сопряженных зубьев в зацеплении (см. рис. 4.3б). Профили зубьев касаются в точке S. Расстояние a_w между центрами вращения O_1O_2 неизменно. Проведем через точку касания S общие для обоих профилей касательную TT и нормаль NN. Окружные скорости точки S относительно центров $v_1 = O_1S \cdot \omega_1$ и $v_2 = O_2S \cdot \omega_2$.

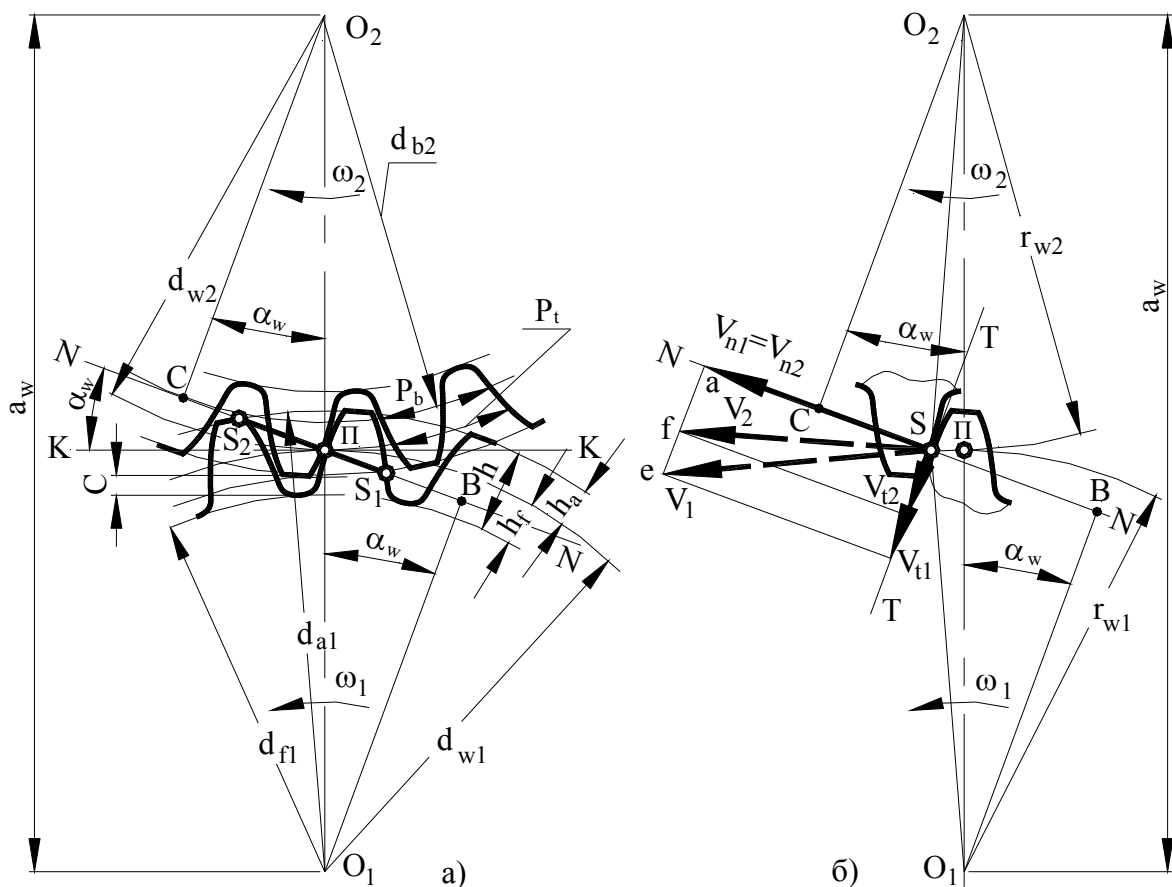


Рис. 2.3. Эвольвентное зацепление

Разложим v_1 и v_2 на составляющие v_{n1} и v_{n2} по направлению нормали NN и составляющие v_{t1} и v_{t2} по направлению касательной $ТТ$. Для обеспечения постоянства касания профилей необходимо соблюдать условие $v_{n1} = v_{n2}$, в противном случае при $v_{n1} < v_{n2}$ зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при $v_{n1} > v_{n2}$ произойдет врезание зубьев. Опустим из центров O_1 и O_2 перпендикуляры O_1B и O_2C на нормаль NN . Из подобия треугольников aeS и BSO_1 находим $v_{n1}/v_1 = O_1B/O_1S$, откуда $v_{n1} = (v_1/O_1S) \cdot O_1B = \omega_1 \cdot O_1B$.

Из подобия треугольников afS и CSO_2 находим $v_{n2}/v_2 = O_2C/O_2S$, откуда $v_{n2} = (v_2/O_2S) \cdot O_2C = \omega_2 \cdot O_2C$. Но $v_{n1} = v_{n2}$, следовательно $\omega_1 \cdot O_1B = \omega_2 \cdot O_2C$, а передаточное число $u = \omega_1/\omega_2 = O_2C/O_1B$.

Нормаль NN пересекает межосевую линию O_1O_2 в точке Π , называемой полюсом зацепления. Из подобия треугольников O_2PC и O_1PB находим $O_2C/O_1B = O_2\Pi/O_1\Pi$, поэтому $u = \omega_1/\omega_2 = O_2\Pi/O_1\Pi = r_{\omega 2}/r_{\omega 1} = \text{const}$. Теорема доказана.

Следствие. Постоянное передаточное число пары зубчатых колес обеспечивается тем, что полюс зацепления Π сохраняет неизменное свое положение на межосевой линии, т.к. при вращении колес положение центров O_1 и O_2 не меняется.

При вращении колес точка зацепления S эвольвентных профилей перемещается по общей нормали NN , которая является траекторией общей точки контакта зубьев при ее движении и называется линией зацепления. Т.к. сила дав-

ления F_n профиля зуба шестерни на профиль зуба колеса может передаваться только по общей нормали NN к обоим профилям, то линия зацепления является одновременно линией давления.

При вращении колес вследствие неравенства касательных составляющих v_{t1} и v_{t2} окружных скоростей (см. рис. 4.3) возникает относительное скольжение рабочих участков профилей. Чем дальше от полюса P , тем больше разница и больше скольжение. Максимальное скольжение наблюдается в крайних точках зацепления (на ножках и головках зубьев). В полюсе зацепления скольжение отсутствует, т.к. $v_{t1} = v_{t2}$. При переходе через полюс зацепления P изменяется направление скольжения.

МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Материалы зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи, размеров зубчатых колес, типа производства (единичное, серийное, массовое), а также технологических соображений. Чаще всего применяют углеродистые или легированные стали, реже чугуны и пластмассы.

Кованые стали. Термически обработанные стали являются основным материалом зубчатых колес. Термообработку производят для увеличения твердости. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью ≤ 350 НВ. Термообработка – нормализация или улучшение – производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Колеса хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания рекомендуется твердость зубьев шестерни назначить больше твердости колеса на 20-80 единиц НВ в зависимости от вида передачи. Эта рекомендация вызвана тем, что зуб шестерни за один оборот колеса входит в зацепление с его зубьями в передаточное число раз больше, а поэтому возможность усталостного разрушения ее выше. Это позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность передач на 25-30%. Колеса с твердостью ≤ 350 НВ обладают сравнительно невысокой прочностью. Однако благодаря технологическим преимуществам широко применяются в условиях единичного и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах.

Вторая группа – колеса с твердостью > 350 НВ (> 35 HRC₉). Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, а также химико-термической обработкой (ХТО) (цементация, нитроцементация, азотирование). При этом допускаемые контактные напряжения, а следовательно, нагрузочная способность передачи увеличиваются в несколько раз по сравнению с нормализованными и улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания. При твердости обоих колес > 350 НВ не прирабатываются. Для неприрабатывающихся зубчатых колес не требуется обеспечивать разность твердости зубьев ше-

стерни и колеса. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено. Поэтому зубья нарезают до термообработки, а отделку их производят после термообработки. Применяют в условиях крупносерийного и массового производства в средне- и высоконагруженных передачах.

Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней. Применяют стали 35Л, 40Л, 45Л, 40ГЛ. Литые колеса подвергают нормализации или улучшению.

Чугуны. Для тихоходных и малонагруженных открытых и реже закрытых передач зубчатые колеса изготавливают из серого чугуна марок от СЧ 18 до СЧ 35, а также высокопрочного чугуна. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются и хорошо противостоят усталостному разрушению и заданию в условиях бедной смазки.

Пластмассы. Применяются в быстроходных малонагруженных передачах обычно для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наибольшее распространение имеют текстолит, лигнофоль, капролон, полиформальдегид и др.

При выборе марки сталей для зубчатых колес кроме твердости необходимо учитывать размеры заготовки. При этом материал для шестерни и колеса желательно применять одной и той же марки стали, но с различной твердостью (различной термообработкой).