

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерный факультет

Кафедра технического обеспечения сельскохозяйственного производства и агрономии

МАТЕРИАЛЫ
для обеспечения управляемой самостоятельной работы студентов

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования»

Специальность 1-36 07 02 Производство изделий на основе трехмерных технологий
Группа ПИТТ-31

Всего часов по дисциплине:

академических	170
аудиторных	86
Всего часов УСР	6

СОСТАВИТЕЛЬ:

Заведующий кафедрой ТОСП иА _____

(должность)

В.А. Дремук

(подпись)

(инициалы, фамилия)

1 ИНФОРМАЦИОННЫЙ БЛОК¹

План управляемой самостоятельной работы студентов.

Но- мер	Тема и вопросы УСР	Кол-во часов	Форма контроля
1.3	<p>Критерии работоспособности и расчета деталей машин <i>Прочность деталей машин.</i> Факторы, влияющие на прочность деталей. Классификация и сравнительный анализ методов оценки прочности деталей машин. Оптимизация формы. Упрочнение. Вычислительные методы определения напряжений. <i>Жесткость деталей машин.</i> Методы оценки жесткости деталей машин. Основные направления повышения жесткости. Вычислительные методы определения деформаций.</p> <p><i>Износоустойчивость.</i> Физические основы взаимодействия сопряженных поверхностей. Роль смазочного материала. Понятие об интенсивности изнашивания и оценке износостойкости деталей машин. Принципы расчета деталей на износоустойчивость.</p> <p><i>Колебания в машинах и виброустойчивость.</i> Причины колебаний машин и их деталей. Собственные и вынужденные колебания. Понятия о резонансе и о расчете упругих систем на колебания. Виброустойчивость. Способы предотвращения резонанса. Понятия о виброактивности и виброзащите машин.</p> <p><i>Теплостойкость.</i> Влияние температуры на изменение физико-механических свойств конструкционных материалов и условий смазки. Особенности расчета деталей, работающих при низких (отрицательных) и высоких температурах.</p>	2	Тестирование
2.5	<p>Волновые и планетарные передачи Элементы волновой передачи. Передаточное отношение. Проектный расчет волновой передачи. Проверочный расчет волновой передачи. КПД волновой передачи. Краткие сведения о волновых редукторах.</p> <p>Принцип действия планетарного, дифференциального и простого механизмов. Схемы наиболее распространенных механизмов. Сравнительные достоинства и недостатки планетарных передач по силовым и энергетическим характеристикам. Передаточное число. Вращающие моменты на основных звеньях. Силы в зацеплении, КПД передачи. Проверка условий соосности, соседства и сборки. Определение чисел зубьев колес. Особенности расчетов зубьев центральных колес на контактную прочность и прочность при изгибе.</p>	1	Тестирование
2.6	<p>Передачи винт-гайка Передачи с парами скольжения. Достоинства и недостатки, области применения. Конструкции и материалы винтов и гаек. Основные параметры, их назначение. Точность передач. Расчеты на износостойкость, прочность и устойчивость.</p> <p>Передачи винт-гайка качения. Устройство. Область применения. Достоинства и недостатки. Материалы элементов. Основные геометрические параметры. Распределение нагрузки по виткам. Потери на трение и КПД. Точность передачи. Расчет предварительного натяга. Расчеты на прочность, жесткость и долговечность.</p>	1	Тестирование

Но- мер	Тема и вопросы УСР	Кол-во часов	Форма контроля
2.8	Зубчато-ременные передачи Конструкции и материалы ремней. Способы изготовления. Анализ зацепления зубьев ремня и шкива. Критерии работоспособности. Проектирование зубчато-ременной передачи. Выбор основных параметров, предварительное натяжение ремня. Нагрузка на валы. Конструкции шкивов	1	Тестирование
2.10	Фрикционные передачи и вариаторы Общие сведения. Основные типы фрикционных передач. Кинематика фрикционной передачи. Критерии работоспособности. Материалы фрикционных пар. Основы расчета фрикционной передачи. Вариаторы, основные характеристики. Разновидности вариаторов.	1	Тестирование
ИТОГО		6	—

Информационно-методическая часть

Цель УСР:

- овладение учебным материалом дисциплины в объеме, требуемом учебной программой;
- формирование навыков самообразования в учебной, научной, производственной и управленческой деятельности;
- развитие учебных способностей, умений, навыков и принятия самостоятельных решений в профессиональной деятельности.

Методические указания:

1. Изучить предлагаемые вопросы по литературным источникам и лекции;

Тема 1.3 Критерии работоспособности и расчета деталей машин

Работоспособность — это состояние изделия, при котором оно способно нормально выполнять заданные функции [1, с. 7].

Работоспособность деталей оценивают по одному или нескольким критериям, выбор которых обусловлен характером возможного разрушения: для крепёжных винтов — прочность, для ходовых винтов — износостойкость, для валов — жёсткость.

При конструировании работоспособность деталей обеспечивают выбором материала и расчётом по основному критерию.

Критерии работоспособности:

- прочность;
- жёсткость;
- износостойчивость;

- виброустойчивость.
- теплостойкость;

Прочность — это способность детали противостоять разрушению или возникновению недопустимых пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.

Прочность повышают:

- путём выбора рациональной формы поперечного сечения детали;
- устранением концентраторов напряжений;
- поверхностным упрочнением;
- устранением напряжений изгиба.

Прочность оценивается с помощью:

- допускаемых напряжений;
- запасов прочности.

Согласно первому методу наибольшие напряжения в некоторой точке или сечении не должны превышать определенного значения, допустимого для принятого материала и вида изделия [3, с. 11].

Условие прочности по допускаемому напряжению имеет вид

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau]$$

где σ и τ — соответственно нормальное и касательное расчетное напряжение в опасном сечении детали;

$[\sigma]$ и $[\tau]$ — допускаемые напряжения для материала стали.

Расчёты по этому методу являются приближёнными, так как в них не учитываются режим нагружения, форма и состояние сопряженных поверхностей, температура окружающей среды и другие факторы.

Согласно второму методу производят сравнение действительного коэффициента запаса прочности S рассчитываемой детали с допускаемым коэффициентом запаса прочности $[S]$. В этом случае условие прочности рассчитываемой детали выразится неравенством

$$S \geq [S]$$

В инженерных расчётах большое внимание уделяют выбору расчётных схем и величин допускаемых напряжений (запасов прочности).

Неправильное назначение запаса прочности может привести к разрушению детали или к завышению веса конструкции и к перерасходу материала.

В практике машиностроения применяются проектировочный (проектный), т.е. определятельный и проверочный методы расчёта.

Проектный расчёт даёт возможность определить форму, размеры и материал деталей по заданным величинам внешних сил и видам упругих деформаций. (плакат).

При проведении проектного расчёта должны быть 3 фактора:

1. Силовой (нагрузочный);
2. Размерный (геометрический);
3. Механический (напряжение).

1. Силовой фактор. При некоторых деформациях это может быть: нагрузка F (Н); момент крутящий T и изгибающий M (Н·м).

Нагрузка бывает статическая и динамическая. Статическая мало изменяется по времени. Динамическая меняется в течение короткого промежутка времени. По характеру приложения – сосредоточенная и распределённая.

2. Размерный фактор: Это может быть либо площадь A (м²), либо момент сопротивления W (м³). Площадь определяется в опасном сечении. Момент сопротивления (рис. 1) определяется для сечений:

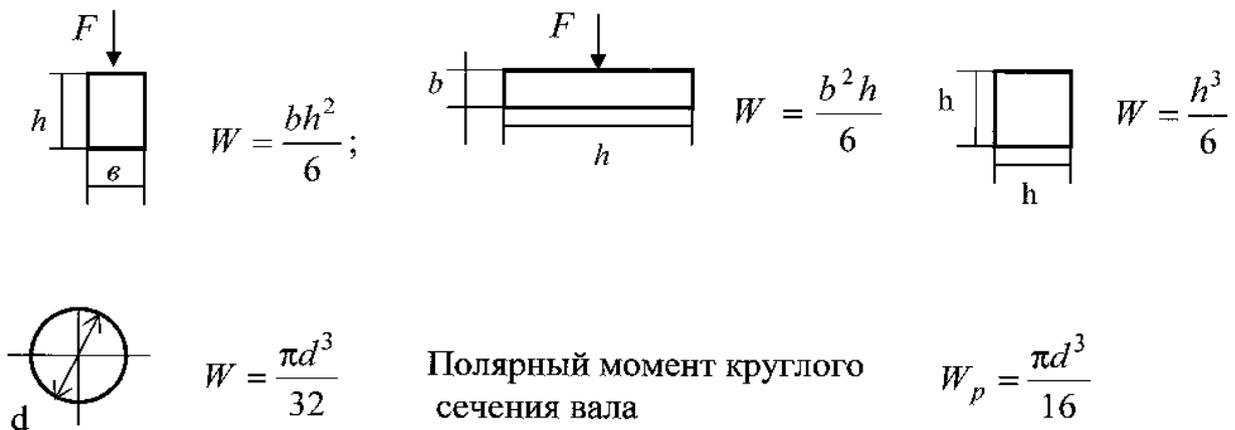


Рисунок 1 — Моменты сопротивления сечений

3. Напряжение: напряжения бывают рабочие и допускаемые.

Рабочие напряжения — это такие напряжения, которые возникают в действительности, при работе этой детали.

Допускаемыми называют такие напряжения. При достижении которых прочность и долговечность ещё можно считать обеспеченными.

Конструирование любой детали обязательно связано с выбором напряжения, обеспечивающего не только нормальную работу детали в машине (прочность и долговечность), но и её экономичность, т.е. наименьший расход материалов на изготовление детали. При заниженном значении допускаемого напряжения прочность и долговечность детали, а также её масса и размеры возрастают. Поэтому выбор размера допускаемого напряжения – важная и ответственная задача и с точки зрения экономики. Допускаемое напряжение (σ_a) выбирают в зависимости от предельного напряжения

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пред}} / [S]; \quad [\tau] = \tau_{\text{пред}} / [S],$$

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности зависит от многих факторов: точности метода расчёта, типа конструкций, её ответственности, характера нагрузок и т.д.

Условия прочности на основные виды деформации

$$F \leq [\sigma]_p A; F \leq [\sigma]_{cm} A; F \leq [\tau]_{cp} A; M \leq [\sigma]_{из} W; T \leq [\tau]_{кр} W_p.$$

Проверочный расчёт служит для определения действительных напряжений, испытываемых деталями, с учётом формы, размеров, материала детали, а также величины действительных внешних сил и вида упругих деформаций. Независимо от способа расчёта его основной целью является установление запаса прочности S . В случае, если действительный коэффициент запаса прочности S существенно отличается от допустимого $[S]$, в размеры и конструкцию детали вносят существенные коррективы. Основные соотношения при проверочном расчёте следующие:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma]; \tau_{max} \leq [\tau]; \sigma_{экв} \leq [\sigma] \text{ и в конечном итоге, } S \geq [S]$$

Детали машин должны быть технологичными, т. е. удобными для изготовления. Они должны очерчиваться поверхностями, легко обрабатываемыми на существующих станках: цилиндрическими или коническими, винтовыми, эвольвентными или плоскими [3, с. 14].

Формы литых деталей должны обеспечивать условия для получения качественных отливок: иметь равномерную толщину стенок отливок, плавные переходы, возможность свободной усадки и удобство формования.

Взаимозаменяемость — это условие, при котором сборка изделия из деталей, изготовляемых по чертежам, должна осуществляться без пригонки (без дополнительной обработки). Детали невозможно изготовить абсолютно точно.

Взаимозаменяемость обеспечивается системой допусков и посадок. Допуск размера — это разность между наибольшим и наименьшим его значением. Посадка определяется взаимным расположением полей допусков сопрягаемых деталей.

Допуски установлены в соответствии с 19 квалитетами, обозначаемыми в порядке понижения точности. Детали общемашиностроительного применения обычно выполняют по квалитетам 4—11. Квалитеты 4—5 применяют при высоких требованиях к точности, высокой напряженности или быстроходности. Квалитеты 6—8 считают основными в современном производстве. Квалитет 9 — для деталей низкоскоростных машин. Квалитеты 10—13 — по мере понижения требований к точности деталей с включением деталей, обрабатываемых без снятия стружки, квалитеты 14—17 — для свободных поверхностей деталей. С повышением точности деталей, естественно, повышается их стоимость.

При конструировании последовательно разрабатывают следующие технические документы (обычно в виде чертежей).

1. Техническое задание или техническое предложение.

2. Эскизный проект.
3. Технический проект.
4. Рабочий проект.

В настоящее время успешно развивается система автоматизации проектирования САПР.

Любое изделие, отвечающее своему назначению, может быть выполнено во многих вариантах. Оптимизация — это выбор наилучшего проектного решения.

Результатом традиционного проектирования является получение лишь работоспособных, но не всегда наилучших вариантов конструкторских решений.

При оптимальном проектировании поиск наилучшего из работоспособных вариантов осуществляется на основе математической теории оптимизации.

Для того чтобы использовать теорию оптимизации на практике, необходимо построить математическую модель объекта проектирования. Моделирование начинается с определения величин, значениями которых можно варьировать (управляемые параметры), а также фиксированных величин. Определение значений управляемых параметров, которым соответствует наилучшее (оптимальное) решение, представляет собой задачу оптимизации.

В реальных условиях на выбор значений управляемых параметров налагаются ограничения. Совокупность этих ограничений определяет так называемое допустимое множество задачи оптимизации.

Разрабатываемые изделия характеризуются определенными свойствами. Свойства, по которым ведут оценку при выборе лучшего решения, называются критериями.

Обязательной составной частью математической модели является числовое значение критерия, минимальному или максимальному значению которого (в зависимости от конкретной задачи) соответствует наилучший вариант конструктивного решения. Величина этого критерия является функцией управляемых параметров и называется целевой функцией.

Различают задачи однокритериальные, проводимые по одному обобщенному или доминирующему критерию (например, массе), и многокритериальные (задачи векторной оптимизации), проводимые одновременно по нескольким частным критериям.

Обобщенным критерием, к которому следует стремиться, является принцип минимума затраты живого и овеществленного труда при изготовлении и эксплуатации с учетом распределения трудовых затрат по времени, но реализация этого критерия затрудняется его сложностью. Этот критерий применяют также в упрощенной форме:

для технологических машин в виде минимизации себестоимости единицы продукции;

для энергетических машин в виде минимизации себестоимости единицы электроэнергии;

для транспортных машин — минимизации себестоимости перевозки единицы массы грузов на единицу расстояния и т. д.

Важнейшими частными критериями механических конструкций являются:

– минимум массы, отнесенный к единице мощности, или момента, массоподъемности, производительности и т. д.; этот критерий является простым и достаточно эффективным, так как стоимость материала составляет значительную часть стоимости несложных машин;

– минимум объема (габаритов); этот критерий тесно связан с массой;

– жесткость, отнесенная к единице массы — простейший критерий, эффективный для многих деталей машин и элементов несущих конструкций.

При малом взаимном влиянии частных критериев оптимизации (или его отсутствии) эффективно проводить оптимизацию, пользуясь комплексным критерием, включающим с разумно выбранными весовыми коэффициентами частные целевые функции. Весовые коэффициенты можно устанавливать по экспертным оценкам или по расчетам хорошо зарекомендовавших себя конструкций.

2 Прочность деталей машин

Жёсткость — это способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой. Жёсткость является основным критерием при определении размеров валов (удовлетворительная работа подшипников, зубчатых и червячных передач). Нормы жёсткости устанавливают из опыта эксплуатации машин.

Жёсткость повышают:

- рациональным расположением опор;
- применением рационального профиля (двухаврместо сплошного круглого).

3 Износоустойчивость

Износоустойчивость — это способность детали сопротивляться процессу разрушения и отделения материала с поверхности тела.

Интенсивность износа, а, следовательно, и срок службы детали зависят от величины давления на поверхности соприкосновения и скорости скольжения, а также от величины коэффициента трения и износоустойчивости материала.

Для уменьшения изнашивания широко используют:

- смазка трущихся поверхностей;
- защита от попадания абразивных частиц;
- специальные виды обработки сопряженных поверхностей.

Износ вызывает:

- снижение прочности деталей;
- изменение характера сопряжения;
- увеличение зазоров;
- шум.

4 Колебания в машинах и виброустойчивость

Виброустойчивость — это способность изделия сохранять работоспособность при воздействии знакопеременных нагрузок и колебаний с заданной частотой и амплитудой.

Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения.

Вибрации вызывают:

- усталостное разрушение деталей;
- снижение качества работы машины;
- увеличение шума.

Расчёты на колебания являются обязательными при проектировании высокоскоростных передач.

5 Теплостойкость

Теплостойкость — это способность детали работать в пределах заданных температур в течение заданного срока службы.

Перегрев деталей вызывает:

- ухудшение свойства смазочного материала;
- уменьшение зазоров, что приводит к заклиниванию и поломке.

Для обеспечения нормального теплового режима выполняют тепловые расчёты (например, для червячных и волновых передач, подшипников скольжения).

Тема 2.5 Волновые и планетарные передачи

Общие сведения. Волновая передача – это механизм, в котором движение между звеньями передается перемещением волны деформации гибкого звена. Волновая зубчатая передача (ВЗП) включает z_1 – гибкое колесо с внешними зубьями, выполненное в виде тонкостенного цилиндра, соединенного с тихоходным валом; z_2 – жесткое колесо с внутренними зубьями, соединенное с корпусом; h — генератор волн, состоящий из гибкого подшипника, напрессованного на овальный кулачок (рис. 1, *a*), или из двух больших роликов (дисков), расположенных на эксцентриковом валу (рис. 2).

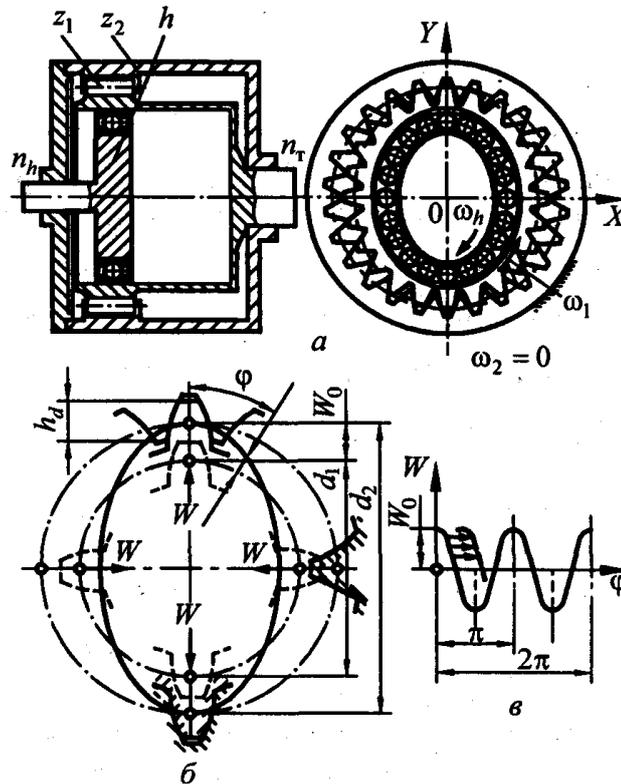


Рис. 1. Волновая зубчатая передача: а – конструктивная схема; б – процесс деформации гибкого зубчатого венца; в – перемещения зубьев

Генератор волн по большой оси Y выполняют больше отверстия гибкого колеса на величину $2W_0$, а по малой оси X – меньше. При деформации гибкого колеса во время сборки зубья по большой оси генератора входят в зацепление на полную глубину активной части зуба h_d . По малой оси зубья перемещаются (W) к центру и не зацепляются. Между этими участками зубья гибкого колеса погружены во впадины жесткого на разную глубину (рис. 1, б).

Необходимое максимальное радиальное перемещение W_0 равно полуразности диаметров делительных окружностей:

$$W_0 = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5m(z_2 - z_1).$$

При разности чисел зубьев $z_2 - z_1 = 2$ величина максимальной радиальной деформации $W_0 = m$. При нарезании колес со смещением величина радиальной деформации находится в пределах $0,94m \leq W_0 \leq 1,1m$.

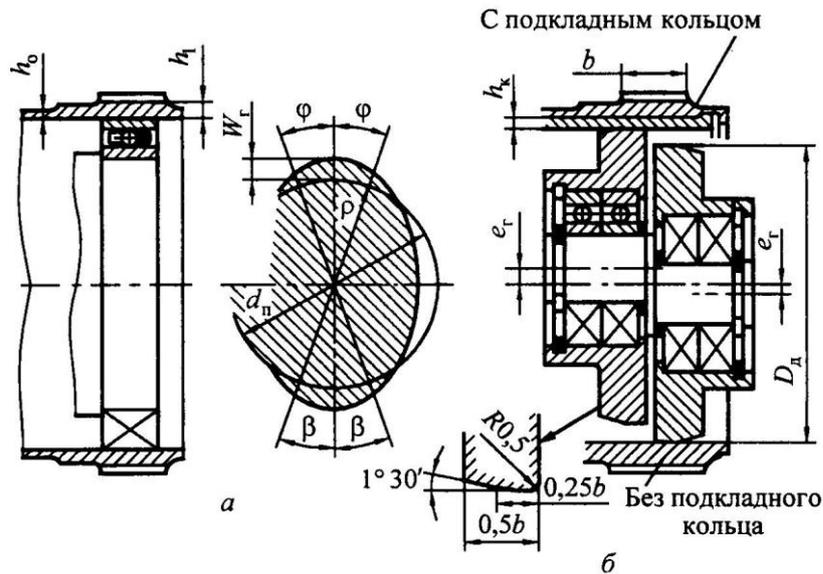


Рис. 2. Генератор волн: *а* – кулачковый, *б* – дисковый.

Цель деформации – получить большое число одновременно зацепляющихся зубьев и повысить нагрузочную способность передачи. Для обеспечения многопарного зацепления выбирают определенной формы кулачок, величину радиальной деформации и геометрию профиля зубьев.

Принцип работы ВЗП можно объяснить на примере силового взаимодействия звеньев (рис. 3). После сборки передачи результирующий вектор сил деформации F_h действует на гибкое колесо по большей оси генератора волн. При повороте генератора волн по часовой стрелке на бесконечно малый угол $\Delta\varphi$ вектор результирующих сил поворачивается в ту же сторону, увеличиваясь по модулю (F_h^T). Зубья гибкого колеса, перемещаясь в радиальном направлении на величину ΔW , давят на зубья жесткого колеса с силой F_n по нормали к их профилю. Эта сила раскладывается на окружную F_{t2} , и радиальную F_{r2} . На зуб гибкого колеса действует такая же система сил, но в обратном направлении. Если закреплено жесткое колесо, то под действием сил F_n гибкое колесо вращается в сторону, обратную вращению генератора. Если закреплено дно гибкого колеса, то под действием сил F_{t2} жесткое колесо вращается в сторону вращения генератора волн.

Рассмотрим работу передачи в режиме мультипликатора (ускорителя), когда закреплено дно гибкого колеса. При вращении жесткого колеса против часовой стрелки возникает показанная выше система сил в зацеплении.

На генератор волн в точке контакта по нормали к профилю кулачка давит сила $F \approx F_{r1}$ с плечом e относительно оси вращения O . Момент $F \cdot e$ вращает генератор волн, если угол μ будет больше угла трения. Если в генераторе установить подшипники скольжения, то передача может быть самотормозящей.

График перемещений W точек обода гибкого колеса от угла φ показан на рис. 1, в. Он напоминает волновую функцию. На углу 2π отложены две волны, поэтому передачу называют двухволновой. При вращении генератора волна смещается (бежит) вдоль оси абсцисс (по окружности гибкого колеса).

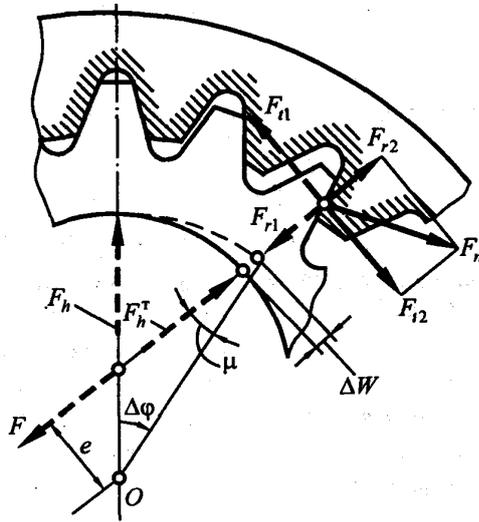


Рис. 3. Принцип работы ВЗП

При больших передаточных отношениях применяют трехволновые передачи. Их недостаток – большие величины напряжений изгиба в гибком колесе.

Многопарность зацепления определяет все положительные качества этих передач по сравнению с обычными: меньшие массу и габаритные размеры, более высокую кинематическую точность, меньший мертвый ход, высокую демпфирующую способность, меньший шум.

Волновые передачи позволяют осуществлять большие передаточные отношения в одной ступени: минимальное – 70 (ограничивается изгибной прочностью гибкого зубчатого венца), максимальное – 300...320 (ограничиваются минимально допустимой величиной модуля, равной 0,2...0,15 мм). При этом КПД равен 85...78 %, как и в планетарных передачах при тех же передаточных отношениях. В режиме мультипликатора КПД 65...55%.

К недостаткам ВЗП можно отнести мелкие модули зацепления (0,15...2 мм), сложность изготовления гибких тонкостенных колес (требуется специальная технологическая оснастка), ограниченные частоты вращения генератора волн из-за возникновения вибраций.

Предельные кратковременные частоты вращения n_h (мин⁻¹) при жидком смазочном материале определяют в зависимости от диаметра $d_1 = mz_1$ делительной окружности:

$$\begin{aligned} d_1 < 480 \text{ мм}, \quad n_h &= 550 + 4,82 \cdot 10^5/d_1; \\ d_1 > 480 \text{ мм}, \quad n_h &= 5,2 \cdot 10^5/d_1. \end{aligned}$$

При пластичном смазочном материале и непрерывной работе предельные частоты вращения уменьшаются в 4...5 раз.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как и для планетарных, по уравнению Виллиса

$$\frac{n_1 - n_h}{n_2 - n_h} = u_{1,2}^h = \frac{z_1}{z_2}, \quad (1)$$

где n_1 , n_2 , n_h – частоты вращения гибкого, жесткого колес, генератора волн соответственно.

При неподвижном жестком колесе ($n_2 = 0$) из уравнения (1) находим n_h/n_1 делением числителя и знаменателя левой части на n_1 :

$$u_{h,1}^2 = \frac{n_h}{n_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}, \quad (2)$$

Знак «минус» указывает на разное направление вращения ведущего и ведомого звеньев при закрепленном колесе z_2 .

Радиальная деформация и передаточное отношение взаимосвязаны. Умножив и разделив на модуль выражение (2), получим

$$u_{h,1}^2 = \left| -\frac{z_1}{z_2 - z_1} \frac{m}{m} \right| = \frac{d_1}{2W_0}; \quad W_0 = \frac{d_1}{2u_{h,1}^{(2)}}$$

Минимальное передаточное отношение ограничивается изгибной прочностью зубчатого гибкого колеса. При $d_1 = \text{const}$ с уменьшением передаточного отношения возрастает потребная величина радиальной деформации и напряжения изгиба.

Например, при $u = 80$ потребная величина радиальной деформации в 1,25 раза больше, чем при $u = 100$. Примерно в такой же пропорции увеличатся напряжения изгиба в гибком колесе и понизится допустимый вращающий момент.

Планетарные передачи

Общие сведения. Планетарным называется механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из колес подвижна.

Простая планетарная передача (рис. 1, а) включает: z_a, z_b — центральные колеса с внешними и внутренними зубьями, z_g — сателлиты с внешними зубьями, которые зацепляются одновременно с z_a и z_b (z — числа зубьев колес, n_w — число сателлитов, здесь $n_w = 3$), h — водило, на котором расположены оси сателлитов (здесь водило соединено с тихоходным валом).

Принцип работы планетарных передач: при закрепленном колесе z_b ($\omega_b = 0$) вращение колеса z_a (ω_a) вызывает вращение сателлита z_g относительно собственной оси со скоростью ω_g . Качение сателлита по z_b перемещает его ось и вращает водило со скоростью ω_h .

Сателлит совершает вращение относительно водила со скоростью $\omega_g^h = \omega_g - \omega_h$ и вместе с водилом (переносное движение). Его движения напоминают движения планет, поэтому передача называется планетарной.

Основными звеньями планетарной передачи называют такие, которые воспринимают внешние моменты. На рис. 1, а основные звенья — z_a, z_b, h , т. е. два центральных колеса (2К) и водило (h). Сокращенно обозначают 2К-h. Внешние моменты: T_a — на ведущем валу, T_h — на ведомом (тихоходном) валу, T_b — на колесе z_b (на корпусе).

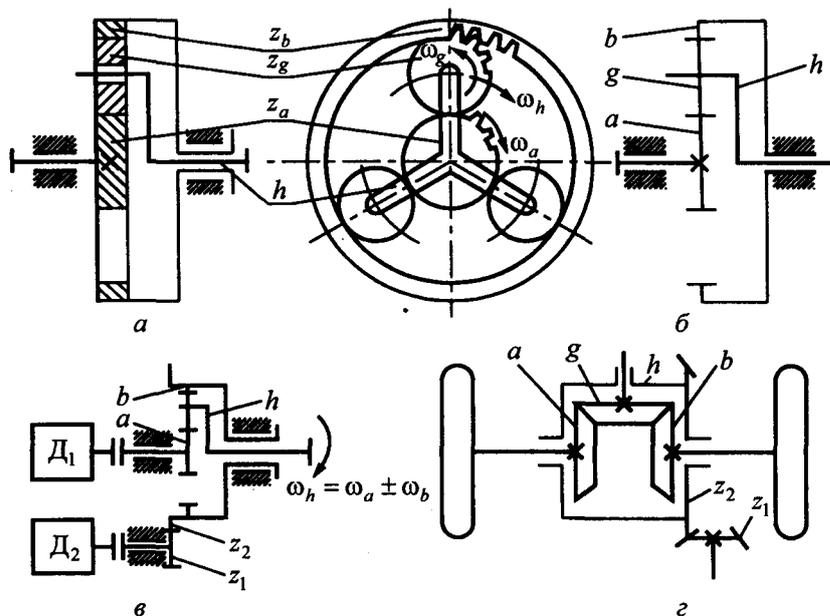


Рис. 1. Планетарные передачи:
a — конструктивная схема; *б* — кинематическая схема передачи;
в, г — дифференциальные передачи (суммирующая и раскладывающая скорости вращения)

Любое основное звено планетарной передачи может быть остановлено.

Дифференциальной называют передачу, в которой все основные звенья подвижны. При этом можно суммировать движение двух звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных.

На рис. 1, *в* показано суммирование движений звена z_a (двигатель D_1) и звена z_b (двигатель D_2) на водиле h . Между двигателем D_2 и колесом z_b поставлена дополнительная передача z_1, z_2 , чтобы получить необходимый вращающий момент на колесе z_b . Такая схема применяется в системах автоматического управления.

На рис. 1, *г* показан дифференциал заднего моста автомобиля, выполненный по схеме рис. 1, *а*, но с коническими колесами (z_a, z_b — два центральных колеса, h — водило, в котором размещены оси сателлитов z_g). Водило получает вращение от конической передачи z_1, z_2 . Здесь вращение водила h раскладывается между колесами z_a и z_b , обратно пропорционально моментам сопротивлений, например, при повороте автомобиля. Это облегчает управление машиной и уменьшает износ покрышек. При одинаковых моментах сопротивления на колесах все зубчатые колеса дифференциала вместе с водилом вращаются как одно целое.

Планетарные передачи по сравнению с обычными имеют преимущества: меньшие габариты и массу, так как вращающий момент передается по нескольким потокам (сателлитам). В некоторых схемах можно получить большие передаточные отношения при малом числе колес. Нужно помнить, что с увеличением передаточного числа в одной передаче КПД уменьшается.

К недостаткам передач можно отнести: повышенную точность изготовления, большое число подшипников качения, наличие долбяка для нарезания колес с внутренними зубьями (долбяк меняет параметры при переточках).

Наиболее распространенные схемы передач (табл. 1) обладают или высоким КПД, или большими передаточными отношениями в одной передаче.

Схема 1 — одноступенчатая передача ($2K-h$ — два центральных колеса и водило), наиболее распространена, так как имеет высокий КПД и технологичную конструкцию. Наибольшее передаточное отношение одной ступени $u_{ah}^b = 9...12$ для $z_a = 12...24$ (см. условие соседства). Для передаточных отношений $u > 16$ соединяют последовательно две или больше передач. Тогда общее передаточное отношение редуктора равно произведению последовательно соединенных $u_p = u_1 u_2 \dots u_n$, где u_p — передаточное отношение редуктора.

После распределения передаточного отношения между ступенями каждую ступень рассчитывают отдельно.

Схема 2 ($2K-K$). Имеет высокий КПД, сравнимый с КПД схемы 1, но более сложное по конструкции водило, так как у сателлита два зубчатых колеса z_g, z_f с большой разницей диаметров. Оптимальные передаточные отношения $u = 9...17$. При этом масса редуктора меньше двухступенчатого по схеме 1.

Схема 3 ($2K-h$) позволяет получить большие передаточные отношения в одной ступени (до 10000 при четырех колесах и с малой разностью зубьев зацепляющихся колес). Однако с увеличением передаточного отношения резко падает КПД и плавность вращения тихоходного вала (из-за ошибок изготовления по шагу возможны кратковременные остановки вала). Эта передача требует высокой степени точности изготовления колес.

Тема 2.6 Передача винт-гайка

Передачи винт-гайка предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. В этих передачах используют пары винт-гайка скольжения (рис. 1, а) или качения (рис. 1, б, рис. 9).

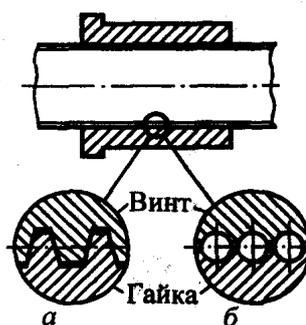


Рис. 1. Передача винт-гайка: а — скольжения; б — качения

Достоинствами передач винт-гайка являются большой выигрыш в силе, высокая точность перемещений, малая металлоемкость, что позволяет широко использовать их в грузоподъемных механизмах, например, в винтовых домкратах, в механизмах подачи станков и приводах роботов, а также измерительных и регулировочных механизмах.

К недостаткам следует отнести низкий КПД в передачах скольжения и сложность изготовления в передачах качения.

Передачи скольжения сохранили широкое применение вследствие простоты конструкции и отработанной технологии получения резьбы. В целях повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения. К ним относятся трапецеидальные и упорные резьбы (рис. 2) с углами рабочего профиля соответственно 15° и 3° . Трапецеидальную резьбу в основном диапазоне диаметров выполняют мелкой, средней и крупной. Основное применение находит средняя резьба. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, крупную резьбу – когда передача плохо защищена от пыли и грязи.



Рис. 2. Виды сечений витка резьбы

Упорные резьбы применяют при действии на передачу большой односторонней нагрузки, например, в прессах или нажимных устройствах прокатных станков.

Пара винт-гайка должна обладать высокой износостойкостью и сопротивляемостью к заеданию. Поэтому обычно используют стальные винты в сочетании с бронзовыми, реже чугунными гайками.

Для винтов обычно применяют конструкционные улучшенные стали, например сталь 45 или сталь 50; если при изготовлении винтов предусматривают закалку (с последующей шлифовкой), то предпочтительными являются стали 65Г и 40Х. В целях уменьшения коробления (искажения размеров) вместо закалки применяют азотирование; в этом случае используют стали типа 40ХФА, 18ХГТ и др. При азотировании достигается наибольшая твердость поверхности, что обеспечивает повышенную износостойкость передачи.

Гайки выполняют из оловянистых бронз, например БрО10Ф1, в менее ответственных конструкциях из безоловянистого сплава ЦАМ 10-5, а при малых скоростях и нагрузках используют антифрикционный чугун.

Передача винт-гайка может быть выполнена с вращающимся винтом и поступательно перемещаемой гайкой (наиболее распространенное исполнение), с вращающимся и одновременно поступательно перемещаемым винтом при неподвижной гайке (простые домкраты, рис. 3), а также с вращающейся гайкой и поступательно перемещаемым винтом.

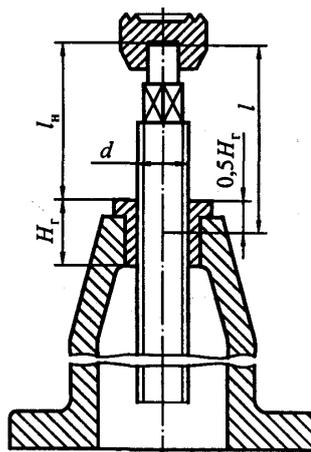


Рис. 3. Винтовой домкрат

Для очень медленных перемещений применяют винты с дифференциальной резьбой (рис. 4), т. е. с двумя резьбами одного направления, но с разными шагами P_1 и P_2 . При повороте винта 1 на один оборот подвижный узел 2 перемещается на величину, равную разности шагов резьб, которая может быть очень малой.

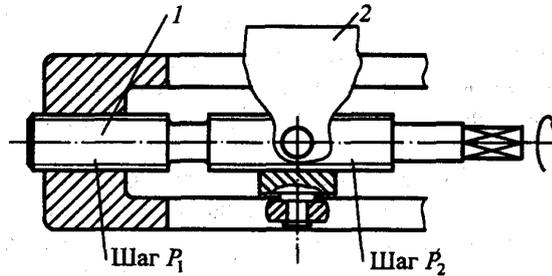


Рис. 4. Передача винт-гайка дифференциального типа

Простые гайки скольжения выполняют в форме втулок с фланцем (рис. 5, а) при действии нагрузки в одном направлении и с дополнительным резьбовым креплением с торца (рис. 5, б), если нагрузка двусторонняя.

Для точных перемещений узлов в обоих направлениях гайки изготовляют составными из двух половин (полугайек). Полугайки при регулировании смещаются одна относительно другой в осевом направлении (рис. 5, в), выбирая зазоры между витками резьбы винта и гайки.

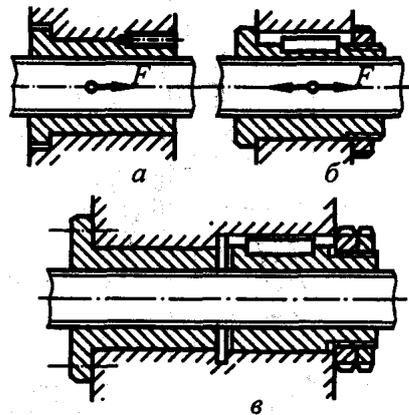


Рис. 5. Передачи винт-гайка скольжения

Зависимость скорости поступательного перемещения v (м/сек) одного элемента пары винт-гайка от частоты вращения n (мин⁻¹) другого может быть представлена в виде

$$v = \frac{nzP}{60 \cdot 1000},$$

где z – число заходов винта; P – шаг резьбы, мм.

При числе заходов z больше двух пара винт-гайка может быть использована в механизмах с обратимым движением, т. е. для преобразования поступательного движения во вращательное.

Важной характеристикой передачи винт-гайка является ее КПД. КПД винтовой пары определяют по отношению работы, затраченной на закручивание гайки без учета сил трения $T_p \beta$, к работе гайки на том же перемещении, но с учетом сил трения

$T_p \beta$, где β – угол поворота гайки. Поскольку перемещение в обоих случаях одинаково, КПД можно вычислить через соотношение соответствующих крутящих моментов:

$$\eta = \frac{T_p'}{T_p}$$

КПД передачи винт-гайка возрастает при увеличении угла подъема, что обеспечивается при использовании многозаходных резьб. В этом случае ходовая резьба может быть несамотормозящей и использоваться не только для преобразования вращательного движения в поступательное, но и наоборот. Это становится возможным, если угол подъема больше угла трения.

Основной причиной отказа передач винт-гайка является износ витков резьбы. Для обеспечения необходимого сопротивления изнашиванию передачи следует ограничить давление в резьбе:

Передачи винт-гайка качения применяют в механизмах точных перемещений, в следящих системах и ответственных силовых передачах. Достоинствами их являются сравнительно высокий КПД, высокая жесткость (с предварительным натягом полугаек), малый износ в сравнении с передачами скольжения.

Основное применение имеют *шариковинтовые передачи* (ШВП) (рис. 6). Они состоят из винта и гайки со специальной резьбой (рис. 7), в которой располагаются шарики. Обычно шарики перемещаются по замкнутой траектории, образуемой канавкой в пределах одного витка резьбы (рис. 8). Для возврата шариков в гайке предусматриваются каналы и специальные вкладыши *1*.

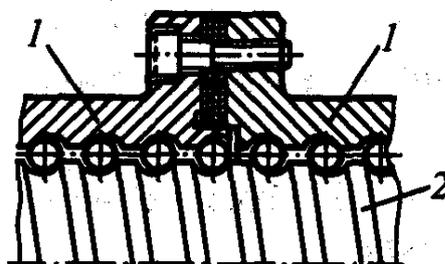


Рис. 6. Шариковая пара винт-гайка с пакетом регулировочных прокладок:
1 – полугайка; 2 – винт

Для повышения осевой жесткости передачи и точности позиционирования гайки предусматривают возможность предварительного натяга путем взаимного смещения полугаек с помощью прокладок (см. рис. 6) либо путем взаимного поворота полугаек с последующей их фиксации. При использовании профиля «стрельчатая арка» (рис. 7, б) предварительный натяг обеспечивают подбором диаметра шариков.

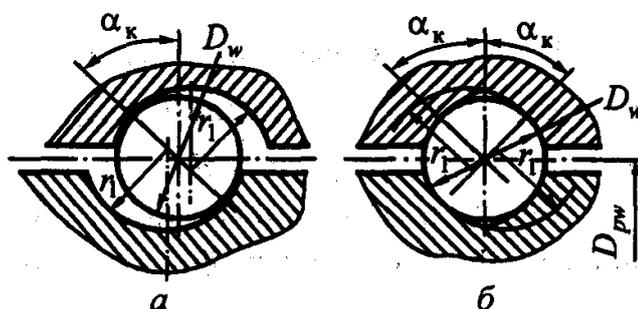


Рис. 7. Профили резьбы: *a* — полукруглый; *б* — «стрельчатая арка»

В качестве материалов для винтов и гаек используют легированные стали (18ХГТ, ХВГ и др.), которые после термохимической обработки достигают твердости не менее 60 НРС.

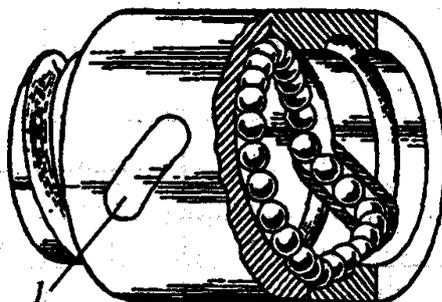


Рис. 8. Устройство возврата шариков

К основным критериям работоспособности ШВП можно отнести: 1) сопротивление контактной усталости и контактную статическую прочность рабочих поверхностей; 2) износостойкость резьб и шариков; 3) осевую жесткость; 4) КПД.

Планетарная роликовинтовая передача (ПРВП) (рис. 9) состоит из винта 1, резьбовых роликов 4, совершающих планетарные движения, и гайки 3. Ролики зацепляются резьбой с винтом и гайкой. На каждом конце ролика выполнены зубчатые венцы 2, каждый из которых входит в зацепление с внутренними зубчатыми венцами 5, установленными на обоих торцах гайки. Гайка и винт имеют многозаходную резьбу, ролики – однозаходную. Углы подъема витков резьбы на гайке и на роликах одинаковы по величине и направлению. Для этого резьба гайки имеет число заходов, равное отношению средних диаметров d_2 резьбы гайки и роликов. В совокупности с зубчатым зацеплением это исключает осевое перемещение роликов относительно гайки при их вращении относительно собственной оси.

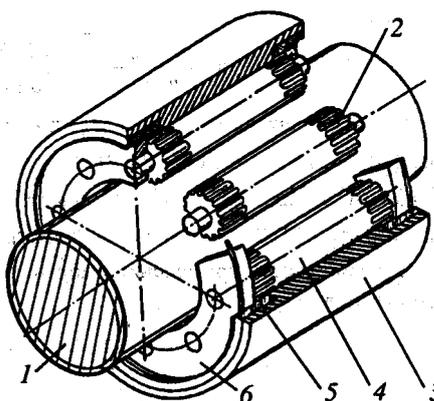


Рис. 9. Общий вид планетарной роликовинтовой передачи (ПРВП)

Ролики установлены в двух сепараторах 6, расположенных на торце гайки и жестко соединенных с последней. Угол подъема резьбы винта по среднему диаметру должен быть отличным от угла подъема резьбы гайки и роликов. При этом направление витков резьбы винта может быть как одинаковым с резьбой роликов в зоне со-

пряжения резьб, так и противоположным. В обоих случаях витки резьбы роликов беспрепятственно входят во впадины между витками резьбы винта, Обеспечивая сопряжение резьб.

К преимуществам ПРВП следует отнести высокую плавность и быстроходность из-за отсутствия канала возврата, а также более высокую нагрузочную способность и жесткость по сравнению с ШВП.

Основным недостатком передачи, затрудняющим ее широкое использование, являются технологические трудности при изготовлении резьбовых элементов передачи. В качестве основных расчетных критериев при проектировании ПРВП используют, как и при проектировании ШВП, статическую и динамическую грузоподъемности.

Тема 2.8. Зубчато-ременные передачи

Общие сведения

Зубчатые ремни выполняют плоскими с поперечными зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах (рис. 8). *Передача зубчатым ремнем работает по принципу зацепления.*

Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении, уменьшает влияние угла обхвата (межосевого расстояния) на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и получить большие передаточные числа.

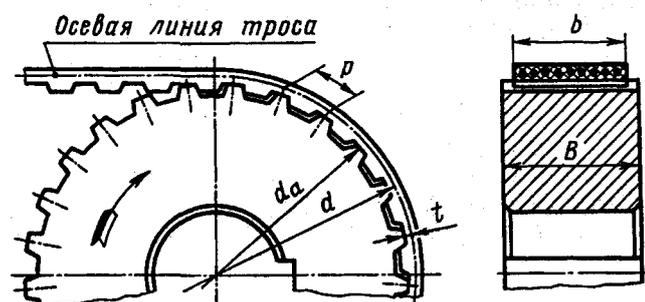


Рис. 8. Передача зубчатым ремнем

Достоинства передач зубчатым ремнем. **1.** Постоянное передаточное число. **2.** Малое межосевое расстояние. **3.** Небольшие нагрузки на валы и подшипники. **4.** Большое передаточное число ($i \leq 12$). **5.** Низкий уровень шума и отсутствие динамических нагрузок вследствие эластичности ремня и упругости его зубьев.

Недостатки. **1.** Сравнительно высокая стоимость. **2.** Чувствительность к отклонению от параллельности осей валов.

Применение. Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоко-нагруженных передачах (например, кузнечно-прессовое оборудование), используя ее высокую тяговую способность, так и в передачах точных перемещений (в связи с постоянством передаточного числа): приводы печатающих устройств ЭВМ, киносъёмочная аппаратура, робототехника (рис. 9) и др.

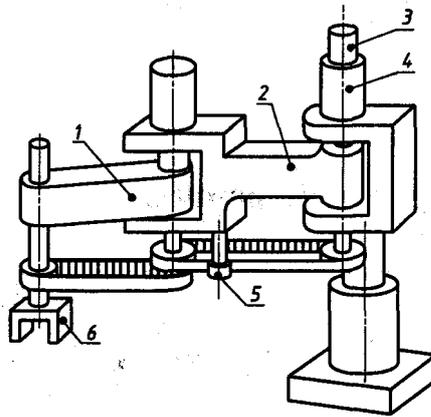


Рис. 9. Механизм с зубчатыми ремнями движения кисти промышленного робота:
 1 – локоть; 2 – плечо; 3 – электродвигатель; 4 – волновой редуктор; 5 – натяжной ролик;
 6 – захватное устройство

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до 100 кВт, скорость ремня до 60 м/с, КПД передачи 0,94...0,98.

В зависимости от способа изготовления зубчатые ремни выпускают двух видов: сборочные и литые.

Сборочные ремни состоят из несущего слоя (металлокорда или стек-локорда), резины (или неопрена) и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, свулканизированных в одно целое. Отличаются от литых более высоким качеством.

Литые ремни состоят из металлокорда, резины (или полиуретана) и не имеют тканевого покрытия.

Металлокорд представляет собой стальные тросы диаметром 0,36 или 0,75 мм, стеклокорд – крученые нити диаметром 0,35... 1,1 мм из стекловолокна.

Зубья ремня имеют *трапецидальную* форму с углом у профиля 50 и 40° (рис. 10. а) или *полукруглую* (рис. 10, б) форму.

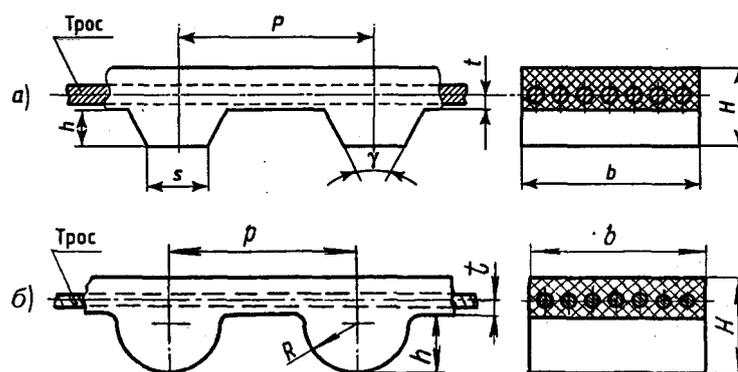


Рис. 10. Зубчатый ремень с зубьями трапецидальной (а) и полукруглой (б) формы

Полукруглый профиль обеспечивает плавный вход зубьев в зацепление, равномернее распределяет напряжения в ремне, повышает передаваемые нагрузки на 40 %.

Тема 2.10 Фрикционные передачи и вариаторы

1. Общие сведения

Фрикционные передачи — это механизмы, в которых движение передается силами трения. Простейшая фрикционная передача состоит из двух колес, прижимаемых друг к другу с заданной силой (рис. 1, а). При вращении ведущего колеса в месте контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомое колесо. Заменяв цилиндрические колеса коническими (рис. 1, б), можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями. Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом вращения, можно получить передачу с переменным передаточным отношением (вариатор). Простейшим примером такой передачи является лобовая (рис. 10.2), состоящая из диска и колеса. При перемещении колеса 2 вдоль вала 1 меняется радиус качения на диске 1 и, следовательно, передаточное отношение.

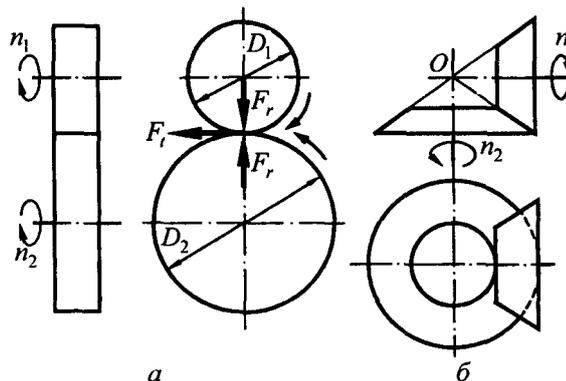
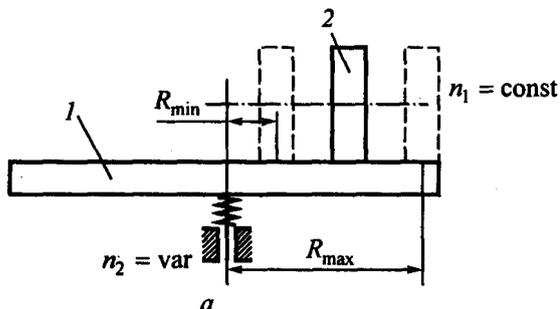


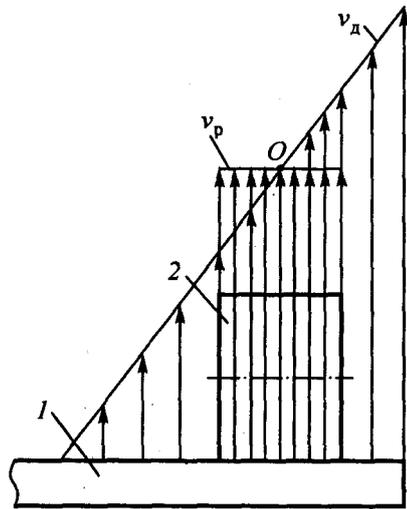
Рис. 1. Простые фрикционные передачи с цилиндрическими (а) и коническими (б) колесами

Окружная сила F , на ведомом колесе, которую способна передать фрикционная передача, определяется из условия

$$F_s = F_r f, \quad (1)$$

где F_r — сила прижатия рабочих колес; f — среднее значение коэффициента трения в контакте; s — коэффициент запаса сцепления, который выбирается из условия, чтобы при возможных перегрузках и нестабильности сил трения передача была гарантирована от пробуксовок. В силовых передачах принимают $s = 1,2 \dots 2,0$, а в передачах приборов (кинематических) увеличивают до 3.





б

Рис. 10.2. Лобовая фрикционная передача (вариатор)

Из выражения (10.1) видно, что сила прижатия рабочих колес в $1/\mu$ раз больше реализуемой силы трения. Среднее значение коэффициента трения в зависимости от материала рабочих тел и условий смазывания может изменяться от 0,40 до 0,04. Следовательно, сила прижатия превышает передаваемую силу не менее чем в 2,5...25,0 раз. С учетом необходимого запаса сцепления сила прижатия будет еще больше. Данное обстоятельство предопределяет высокие нагрузки на валы и подшипники, на которых установлены рабочие тела. Это один из основных недостатков фрикционных передач.

Особенностью работы фрикционной передачи является обязательное наличие упругого скольжения. Это связано с тангенциальными деформациями поверхностей рабочих тел в зоне контакта. При работе фрикционной пары в области контакта существует две зоны — зона сцепления (сц), где поверхности как бы «прилипают» друг к другу и двигаются вместе, и зона проскальзывания (пр), где происходит относительное смещение поверхностей рабочих тел (рис. 10.3, а). Точка O лежит на границе этих зон и ее положение неизменно. При входе в контакт точка A_1 ведущего 1 и точка A_2

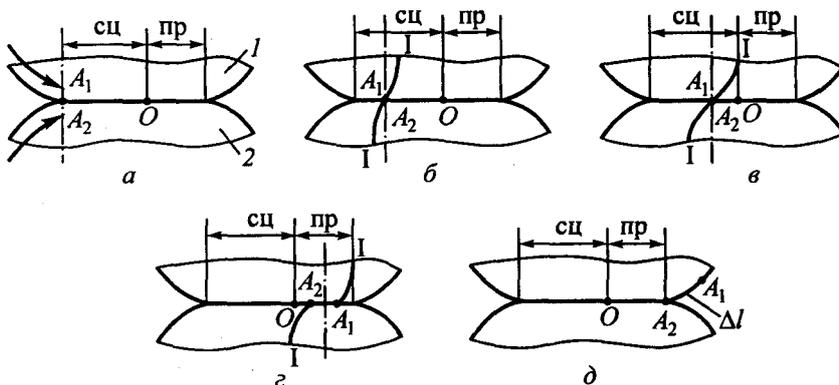


Рис. 10.3. Характер взаимодействия рабочих тел (колес) в зоне контакта при наличии касательной силы

ведомого 2 рабочих тел совпадают. При перемещении совпавших точек A_x и A_2 в пределах зоны сцепления (рис. 10.3, б) рабочие тела испытывают возрастающую тангенциальную упругую де-

формацию (кривые I-I на рис. 10.3, б, в г). В области проскальзывания тангенциальная деформация возрастает до значений, при которых силы трения не способны

удержать поверхности от взаимного смещения (рис. 10.3, *з*). Для ведущего тела тангенциальные деформации в зоне проскальзывания являются растягивающими, для ведомого — сжимающими. Поэтому ведущее тело (колесо) как бы приобретает приращение длины окружности колеса и поэтому при полном обороте колеса вокруг оси точка A_1 проходит большее расстояние, чем в случае отсутствия тангенциальных деформаций. При выходе из зоны контакта точка A_1 окажется впереди точки A_2 на некоторую величину Δ (рис. 10.3, *д*). Отношение Δ к длине окружности этого колеса называется относительным скольжением. Относительное скольжение зависит от модуля упругости материала. Для рабочих тел, изготовленных из стали, оно составляет 0,05...0,01 %, для пары текстолит по стали — до 1 %.

Во фрикционных передачах возможно также наличие геометрического скольжения. Оно возникает из-за различной скорости рабочих тел на площадке контакта. Например, в лобовой передаче (см. рис. 10.2, *б*) окружная скорость v_p на внешнем диаметре ролика постоянна, а скорость v_d на торце диска I — пропорциональна радиусу. В точке O окружные скорости ролика и диска равны и здесь наблюдается чистое качение. В остальных точках линии контакта — качение со скольжением. Слева от точки O ролик опережает диск, справа от нее диск опережает ролик. В зависимости от передаваемого момента точка O перемещается вдоль линии контакта. Точку O называют полюсом качения (нескользящей точкой).

Если момент сопротивления на ведомом ролике превышает момент, создаваемый силами трения в передаче, то наступает буксование. При этом рабочие поверхности тел повреждаются. Поэтому не следует использовать эти фрикционные передачи в качестве предохранительного звена.

Достоинства фрикционных передач: а) возможность бесступенчатого регулирования скорости вращения ведомого вала; б) простота формы тел качения; в) равномерность вращения, что позволяет применять фрикционные передачи при высоких скоростях, а также в приборах.

Недостатки фрикционных передач: а) значительные нагрузки на тела качения, валы и подшипники; б) необходимость специальных нажимных устройств для сжатия рабочих тел; в) опасность повреждения рабочих поверхностей тел при проскальзывании при перегрузках.

Фрикционные передачи и вариаторы применяют в широком диапазоне мощностей — от ничтожно малых (в приборах) до сотен киловатт. Для больших мощностей конструируют фрикционные передачи с большим числом областей контакта.

2. Общие вопросы конструирования

Необходимое для работы фрикционной передачи сжатие тел качения возможно осуществить несколькими способами, в том числе автоматически изменяющимся прижатием с изменением передаваемого момента.

Большинство современных вариаторов и передач выполняют с автоматическим прижатием. Однако в этом случае при изменении передаваемого момента передача

некоторое время пробуксовывает, пока сила прижатия не достигнет значения, достаточного для передачи вращающего момента. Это приводит к значительному скольжению и нагреву рабочих тел.

Форму тел качения передач с постоянным передаточным отношением выбирают такой, чтобы было чистое качение на всей площадке контакта. Поэтому передачи с коническими роликами должны иметь общую вершину конусов в точке O (см. рис. 10.1,б).

Тела качения выполняются с начальным касанием по линии или в точке. При начальном касании по линии необходимо обеспечить высокую точность изготовления и сборки передачи, исключая возможные перекосы рабочих тел, приводящие к нарушению линейного контакта.

Фрикционные передачи могут работать как при наличии смазочного материала, так и без него (всухую). При работе всухую передача обладает большей нагрузочной способностью (коэффициент трения велик), но при проскальзывании возможен значительный нагрев в области контакта и повреждение рабочих поверхностей при перегрузках.

Наличие смазочного материала стабилизирует работу передачи, хотя и снижает коэффициент трения. Для таких передач характерна большая долговечность и надежность. Их работа описывается контактно-гидродинамической теорией смазки. В зоне контакта из-за высоких контактных давлений повышается вязкость масла, а тем самым и сопротивление сдвигу слоев масляной пленки, разделяющей рабочие тела. В результате этого возможна передача значительных касательных усилий через масляную пленку в зоне контакта. Для смазывания фрикционных передач следует применять специальные высокотяговые масла, увеличивающие коэффициент трения в контакте. К ним относятся зарубежные масла Santotrac-50, отечественные аналоги ВТМ-1 и ВТМ-2 и другие, у которых коэффициент трения в среднем в 1,2... 1,5 раз выше, чем у минеральных масел, и может достигать значений $f = 0,10... 0,20$.

Материалы рабочих тел. Рабочие тела фрикционной передачи должны обладать рядом особых свойств, обусловленных спецификой работы фрикционной пары. К таким свойствам можно отнести: а) высокий коэффициент трения; б) высокий модуль упругости для обеспечения значительных сил прижатия и уменьшения гистерезисных потерь; в) высокую контактную усталостную прочность; г) высокую износостойкость. Рассмотрим наиболее часто применяемые материалы.

Закаленная сталь — закаленная сталь. К таким материалам можно отнести шарикоподшипниковую сталь ШХ-15 с твердостью рабочих поверхностей 62...65 HRC. При ее применении следует обращать особое внимание на точность состава химических компонентов, так как при наличии касательных сил в контакте неметаллические включения плохо сопротивляются их воздействию, что приводит к снижению ресурса передачи в несколько раз. Возможно также использование стали 18X2H4MA, свободной от этого недостатка. Передачи с рабочими телами, изготовленными из закаленных сталей, работают, как правило, в масле.

Специальные фрикционные пластмассы с целлюлозным наполнителем (16Л, 24А, КФ-3), коэффициент трения которых может достигать 0,5, являются наиболее перспективными.

Текстолит широко применяют при работе без смазочного материала, поскольку он обладает высоким коэффициентом трения и малым модулем упругости.

Средние значения коэффициентов трения для различных пар материалов, работающих всухую, приведены ниже:

Значение

Закаленная сталь — закаленная сталь..... 0,10...0,18

Текстолит — сталь..... 0,20...0,25

Фрикционная пластмасса — сталь 0,3 5... 0,45

При работе со смазочным материалом коэффициент трения скольжения зависит от скорости скольжения. Для оценки коэффициента трения можно воспользоваться формулой, полученной на основе контактно-гидродинамической теории смазки и экспериментальных данных

Список рекомендуемых источников.

1. Детали машин. Учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского. — М : МВТУ им. Баумана, 2007. — 520 с.

2. *Заблонский, К. И.* Детали машин / К. И. Заблонский. — Киев : Вища школа, 1985. — 518 с.

3. *Иванов, М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. — М : Высшая школа, 2008. — 408 с.

4. *Иосилевич, Г. Б.* Детали машин. Учебник / Г. Б. Иосилевич. — М : Машиностроение, 2002. — 400 с.

5. *Кудрявцев, В. Н.* Детали машин: Учебник / В. Н. Кудрявцев. — Л : Машиностроение, 1980. — 464 с.

6. *Решетов, Д. Н.* Детали машин. Учебник / Д. Н. Решетов. — М : Машиностроение, 1989. — 496 с.

7. *Скойбеда, А. Т.* Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под ред. А. Т. Скойбеды — Мн : Вышэйшая школа, 2006. — 560 с.: ил.

8. *Скойбеда, А. Т.* Детали машин. Теория и расчет. Учебное пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. — Мн : БГАТУ, 2014. — 372 с.

9. *Леликов, О.П* Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. перераб. и доп. — М : Машиностроение, 2007. — 464 с.