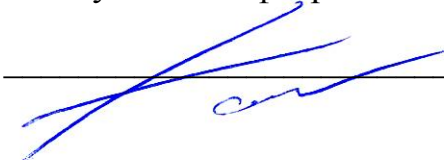


МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Городское строительство, архитектура и дизайн»

Утверждено на заседании кафедры
«ГСАиД»
«16» января 2020 г., протокол № 5

Заведующий кафедрой ГСАиД

 К.А. Головин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ПРАКТИЧЕСКИМ (СЕМИНАРСКИМ) ЗАНЯТИЯМ
по дисциплине (модулю)

Конструирование в промышленном дизайне
основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы бакалавриата

по направлению подготовки

54.03.01 Дизайн

с направленностью (профилем)
Промышленный дизайн

Форма обучения: очно-заочная

Идентификационный номер образовательной программы: 540301 – 03 -20

Тула 2020 г.

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Целью практических занятий в освоении дисциплины «Конструирование в промышленном дизайне» являются:

приобретение умений и навыков применения методов конструирования в постановке и решении дизайнерских задач, освоение основных приемов конструирования, изучение современного состояния конструирования и тенденций его развития. Приобретение инженерно–конструкторских знаний, овладение основными приемами и методами конструирования, формирование способности результативно применять полученные знания при самостоятельном решении проектных проблем соответствующего уровня технической сложности.

Задачами освоения дисциплины являются:

- знакомство с видами конструкторской деятельности,
- ознакомление с общей методикой конструирования, закономерностями формирования конструкций, основными этапами, базовыми принципами, приемами, правилами и методами конструирования;
- знакомство с классификацией механизмов и конструкций, принципами действия машин и механизмов, а также условиями прочности, надежности и долговечности конструкций;
- приобретение навыков проектного анализа, компоновки узлов и изделий; изучение типовых конструкторских решений;
- обучение профессиональным навыкам выполнения конструкторской документации к изделию средней проектной сложности;
- ознакомление с перспективными направлениями развития современных конструкций, а также конструкторских методов.

Содержание практических (семинарских) занятий Очно-заочная форма обучения

№ п/п	Темы практических (семинарских) занятий
<i>5 семестр</i>	
1	ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ Задачи конструирования. Достижения научно-технического прогресса и перспективы его развития. Место конструирования в дизайн-процессе. Терминология.
2	Общая методика конструирования. Этапы конструирования. Стадии разработки КД Функция и конструкция. Форма и конструкция.
3	Типовые конструкторские решения. ЕСКД. Виды и комплектность конструкторской документации. Основы использования нормативного и справочного материалов.
4	ОСНОВЫ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ Машина. Механизм.

№ п/п	Темы практических (семинарских) занятий
5	Структура механизмов. Звенья механизмов. Степени свободы
6	Кинематическая пара. Кинематическая цепь Конструктивная схема. Рациональность общей компоновки Функциональный анализ, компоновка (аналитическое комбинирование).
7	ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ Привод. Источник энергии. Принцип действия машин и механизмов (механический, гидравлический, пневматический, электрический, электронные (радио) и фотоэлектронные аппараты; магнитный принцип действия, термический, оптический, акустический).
8	Силы в машинах. КПД. Уравновешивание и балансировка Эксплуатация (ручное обслуживание; механизация; автоматизация).
9	ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ. Рычажные механизмы.
10	Кулачковые механизмы.
11	Фрикционные механизмы.
12	Зубчатые (цилиндрические, винтовые, конические) механизмы.
13	Червячные механизмы.
14	Планетарные механизмы.
15	Механизмы с гибкими звеньями (ременные, цепные) механизмы.
16	Механизмы движения с остановками (храповые; мальтийские; звездчатые) механизмы.
6 семестр	
17	ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ Прочность. Жесткость. Устойчивость. Виды деформаций. Критерии прочности. Расчет на прочность и жесткость
18	Растяжение и сжатие.
19	Сдвиг.
20	Кручение.
21	Изгиб стержней

№ п/п	Темы практических (семинарских) занятий
22	Основы механики разрушения.
23	РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ПРИБОРОВ Некоторые виды деталей и узлов. Неразъемные соединения.
24	Неразъемные соединения. Соединение заклепками. Соединение гибкой. Сварные соединения.
25	Соединения с предварительным натягом. Пайка. Клеевые соединения. Соединение замазкой. Заформовка.
26	Разъемные соединения. Резьбовые соединения Шпоночные и шлицевые соединения.
27	Зубчатые (шлицевые соединения) Штифтовые соединения. Крепежные изделия (болты, шурупы, шпильки).
28	Валы и оси. Расчет на прочность, жесткость.
29	Опоры . Подшипники скольжения Опоры на центрах Подшипники качения. Направляющие. Смазка опор и направляющих Уплотнения
30	Муфты. Упругие элементы (пружины).
31	Редукторы Стандартные детали.
32	Кнопки, рукоятки, таблички для приборов. Условные знаки на приборах.
7 семестр	

№ п/п	Темы практических (семинарских) занятий
33	ТИПОЛОГИЯ КОНСТРУКЦИЙ Классификация механизмов и конструкций. Основные типы конструкций Основные типы пространственной структуры конструкций. - с пространственной схемой (монолитные и решетчатые) - с обособленным объемом (каркасные, кожух, корпус, футляр) - смешанного типа Специфические типы конструкций - консольные, трансформирующиеся (кинетические), модульные (агрегатно-блочные, вариантно-комбинаторные), мобильные и др.
34	Типы конструкций и соединений. Разъемные (сборно-разборные) и неразъемные. Составные (наборные, сварные, клеевые, клепанные) и монолитные (литые); Статичные и кинетичные (трансформируемые); Каркасные (в т.ч. рамные);
35	Оболочковые (в т.ч. щитовые, панельные, сводчатые и заполненные силовыми пространственными решетками с элементами поперечными - нервюрами, штангоутами и продольными лонжеронами, стрингерами); Закрытые, открытые и полукоткрытые;
36	Автономные, блокированные; Стационарные, мобильные и портативные; Тяжелые (материалоемкие) и облегченные, мало-, средне- и крупногабаритные.
37	БАЗОВЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ Рациональные приемы конструирования. Общие правила конструирования Экономические основы конструирования.
38	Долговечность. Надежность Стандартизация и взаимозаменяемость.
39	Унификация. Агрегатирование. Моноблочное и модульное конструирование.
40	Универсализация. Ряды предпочтительных чисел. Принцип функциональной целесообразности.
41	Моральное старение. Критерии качества. Аттестация изделий. Нормализация.

№ п/п	Темы практических (семинарских) занятий
42	Материалы и технология. Технологичность конструкций. Общие правила технологического формообразования. Рациональный выбор баз. Правильная простановка размеров. Допуски и посадки. Шероховатость. Малая материалоемкость.
43	Компактность. Поиск формы. Форма. Технологическая форма. Автономность формы. Структурность формы. Тектоника. Прочность, Пространственная жесткость. Способы повышения жесткости.
44	Ремонтопригодность, удобство монтажа. Безопасность, охрана труда (в т.ч. заземление и т.д.). САПР.
45	ПРОЕКТНЫЙ АНАЛИЗ. ИЗОБРЕТАТЕЛЬСТВО. МЕТОДЫ ПОИСКА ИДЕЙ Традиционный расчетный метод. Уровни конструкторского мышления. Психология конструкторской деятельности. Методы поиска идей.
46	Методы конструирования: <ul style="list-style-type: none"> - метод секционирования; - метод изменения линейных размеров; - метод базового агрегата; - метод инверсии; - метод комплексной разработки и иерархизации - методы вариантного поиска конструктивных решений и их наглядного моделирования; - упорядоченный поиск.

Теоретические сведения

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ: МЕХАНИЧЕСКИЙ

Теоретические положения

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Привод. Источник энергии.

В практике проектирования одним из наиболее распространенных понятий является «привод» и «трансмиссия».

Привод — совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие машин. Состоит из двигателя, трансмиссии и системы управления.

Трансмиссия (силовая передача) — в машиностроении совокупность агрегатов и механизмов, соединяющих двигатель (мотор) с ведущими колёсами транспортного средства (автомобиля) или рабочим органом станка, а также системы, обеспечивающие работу трансмиссии. В общем случае трансмиссия предназначена для передачи крутящего момента от двигателя к колёсам (рабочему органу), изменения тяговых усилий, скоростей и направления движения. Трансмиссия входит в состав силового агрегата.

Любая машина состоит из трех частей: двигателя, передаточного механизма (в него входят валы, шкивы, ремни, шестерни и т.д.) и исполнительного механизма. Первые две части служат для приведения в движение исполнительного механизма и управления этим движением, их объединяют общим названием «привод».

Среди приводов наибольшее распространение получили электропривода (используют электродвигатель). (В истории существовали ручной привод, конный, привод от ветряной мельницы, водяного колеса и т.д.).

Принцип действия машин и механизмов:

- механический,

Различают:

- механизмы, в состав которых включены только твердые тела (зубчатые колеса, рычаги, кулачки...);

- механизмы, в которых для передачи движения от одного звена к другому используются гибкие тела - ремни, канаты, цепи и др.;

- механизмы с упругими звеньями - движение ведомого звена зависит не только от закона движения начального звена, но и от ведомых масс и жесткости звеньев - пружинные молоты, отбойные молотки и др.

Передаточное отношение, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного вала передачи больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другого вала передачи.

Передаточное отношение определяется в направлении потока мощности.

Пусть параметры ведущего звена передачи имеют индекс 1, а параметры ведомого звена — индекс 2. Тогда отношения частот вращения (или угловых скоростей) — передаточные отношения — можно записать так:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Производные характеристики часто используют вместо основных. Например, передачу можно определить с помощью P_1 , n_1 , u , η .

Если механические передачи используют для уменьшения числа оборотов ($\frac{n_1}{n_2} > 1$), то их называют **редукторами**. Значительно реже механические передачи ис-

пользуют для увеличения скоростей ($\frac{n_1}{n_2} < 1$); в этом случае их называют **мультиплика-**

торами.

Понижающие передачи имеют наибольшее распространение, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением. Как те, так и другие широко распространены. Регулирование передаточного отношения может быть ступенчатым или бесступенчатым. Ступенчатое регулирование выполняют в коробках скоростей с зубчатыми колесами, в ременных передачах со

ступенчатыми шкивами и т.п.; бесступенчатое регулирование – с помощью фрикционных или цепных вариаторов.

Применение того или иного способа регулирования передаточного отношения зависит от конкретных условий работы машины, которую обслуживает передача. Так, например, механические передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т.п. Механические передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют меньшее распространение. Их применяют в основном для малых мощностей (до 10...15 кВт). Конкурентами этих передач являются электрическая и гидравлическая передачи, которые позволяют передавать большие мощности и иметь сравнительно простую систему автоматического регулирования.

При расчете передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами.

Выражение мощности P , Вт, через окружную (тангенциальную) силу F_t , Н, и окружную скорость v , м/с, колеса, шкива, барабана и т.п. имеет следующий вид:

$$P = F_t v;$$

выражение вращающего момента T , Н·м, через мощность P , Вт, и угловую скорость ω , с⁻¹

$$T = P/\omega, \text{ где } \omega = \pi n/30.$$

Связь между вращающимися моментами на одном T_1 и другом T_2 валах через передаточное отношение u и КПД η в линии передачи между этими валами в направлении потока мощности выражается следующей формулой:

$$T_2 = T_1 u \eta.$$

Силы в машинах.

В ТММ в зависимости от характера решаемых задач применяют различные классификации сил:

- 1) Действующие на механическую систему силы подразделяют на заданные (активные) и реакцию связей.
- 2) Действующие на систему силы делят на внешние и внутренние по отношению к данной системе.
- 3) Силы действующие на механизм и развивающие мощность, подразделяют на силы движущие и силы сопротивления.

Движущие силы A_d обеспечивают движение механизма. Их направление совпадает с направлением скоростей точек их приложения. Силы сопротивления делят на полезные сопротивления $A_{пс}$, для преодоления которых механизм предназначен, и вредные сопротивления A_t (силы трения в кинематических парах, сопротивление жидкости, гидродинамическое и аэродинамическое сопротивление).

Обычно наблюдается три стадии движения механизма: пуск в ход (разбег), установившееся движение, останов.

Пуск. При пуске механизма движущие силы не только преодолевают полезные и вредные сопротивления, но и сообщают механизму кинетическую энергию. Следовательно, работа движущихся сил должна быть больше суммарной работы сил сопротивления.

Установившееся движение. Работа движущихся сил должна быть равна работе сопротивлений.

Останов. После того, как вся кинетическая энергия израсходовалась на полезные и вредные сопротивления, механизм останавливается.

КПД.

Энергия, подводимая к механизму в виде работы A_d , расходуется на совершение полезной работы A_{pc} и работы A_t , связанной с преодолением сил трения в кинематических парах и сил сопротивления среды.

$$A_d = A_{pc} + A_t$$

Каждый механизм характеризуется коэффициентом полезного действия.

КПД - отношение $\eta = A_{pc} / A_d$

КПД показывает, какая доля механической энергии, подведенной к машине, полезно расходуется на совершение той работы, для которой машина создана (например, на подъем груза).

КПД может принимать значения $0 \leq \eta < 1$

Если $A_{pc} = 0$, режим называется «холостым ходом».

Обычно КПД отдельных механизмов определяют экспериментальным путем и указывают в справочниках.

Коэффициент полезного действия также определяют

$$\eta = P_2 / P_1, \text{ или } \eta = 1 - P_r / P_1,$$

где P_1 и P_2 – мощности на входе и выходе; P_r – мощность, потерянная в передаче.

КПД механизма является одной из важнейших количественных характеристик его качества. Чем больше величина η , тем большая часть энергии расходуется в механизме на полезную работу и тем меньше доля потерь ее на вредные сопротивления, т.е. тем рациональнее используется поступающая энергия.

МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Машины и механизмы - это механические устройства, облегчающие труд и повышающие его производительность. Машины могут быть разной степени сложности - от простой одноколесной тачки до лифтов, автомобилей, печатных, текстильных, вычислительных машин. Энергетические машины преобразуют один вид энергии в другой. Например, генераторы гидроэлектростанции преобразуют механическую энергию падающей воды в электрическую энергию. Двигатель внутреннего сгорания преобразует химическую энергию бензина в тепловую, а затем в механическую энергию движения автомобиля.

Так называемые *рабочие машины* преобразуют свойства или состояние материалов (металлорежущие станки, транспортные машины) либо информацию (вычислительные машины). Машины состоят из механизмов (двигательного, передаточного и исполнительного) - многозвенных устройств, передающих и преобразующих силу и движение. Простой механизм, называемый полиспастом, увеличивает силу, приложенную к грузу, и за счет этого позволяет вручную поднимать тяжелые предметы. Другие механизмы облегчают работу, увеличивая скорость. Так, велосипедная цепь, входящая в зацепление со звездочкой, преобразует медленное вращение педалей в быстрое вращение заднего колеса. Однако механизмы, увеличивающие скорость, делают это за счет уменьшения силы, а увеличивающие силу - за счет уменьшения скорости. Увеличить одновременно и скорость и силу невозможно. Механизмы могут также просто изменять направление силы. Пример - блок на конце флагштока: чтобы поднять флаг, тянут за шнур вниз. Изменение направления может сочетаться с увеличением силы или скорости. Так, тяжелый груз можно приподнять, нажимая на рычаг вниз.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Основной закон. Хотя механизмы и позволяют получить выигрыш в силе или скорости, возможности такого выигрыша ограничиваются законом сохранения энергии. В применении к машинам и механизмам он гласит: энергия не может ни возникнуть, ни исче-

зять, она может быть лишь преобразована в другие виды энергии или в работу. Поэтому на выходе машины или механизма не может оказаться больше энергии, чем на входе. К тому же в реальных машинах часть энергии теряется из-за трения. Поскольку работа может быть превращена в энергию и наоборот, закон сохранения энергии для машин и механизмов можно записать в виде $\text{Работа на входе} = \text{Работа на выходе} + \text{Потери на трение}$. Отсюда видно, в частности, почему невозможна машина типа вечного двигателя: из-за неизбежных потерь энергии на трение она рано или поздно остановится.

Выигрыш в силе или скорости. Механизмы, как указывалось выше, могут применяться для увеличения силы или скорости. Идеальный, или теоретический, выигрыш в силе или скорости - это коэффициент увеличения силы или скорости, который был бы возможен в отсутствие потерь энергии, обусловленных трением. Идеальный выигрыш на практике недостижим. Реальный выигрыш, например в силе, равен отношению силы (называемой нагрузкой), которую развивает механизм, к силе (называемой усилием), которая прикладывается к механизму.

ПРОСТЕЙШИЕ МЕХАНИЗМЫ

Простейшие механизмы можно найти почти в любых более сложных машинах и механизмах. Их всего шесть: рычаг, блок, дифференциальный ворот, наклонная плоскость, клин и винт.

Рычаг. Это жесткий стержень, который может свободно поворачиваться относительно неподвижной точки, называемой точкой опоры. Примером рычага могут служить лом, молоток с расщепом, тачка, метла. Рычаги бывают трех родов, различающихся взаимным расположением точек приложения нагрузки и усилия и точки опоры (рис. 1). Идеальный выигрыш в силе рычага равен отношению расстояния DE от точки приложения усилия до точки опоры к расстоянию DL от точки приложения нагрузки до точки опоры. Для рычага I рода расстояние DE обычно больше DL , а поэтому идеальный выигрыш в силе больше 1. Для рычага II рода идеальный выигрыш в силе тоже больше единицы. Что же касается рычага III рода, то величина DE для него меньше DL , а стало быть, больше единицы выигрыш в скорости.



Рис.1 РЫЧАГИ I, II И III РОДА

Блок. Это колесо с желобом по окружности для каната или цепи. Блоки применяются в грузоподъемных устройствах. Система блоков и тросов, предназначенная для повышения грузоподъемности, называется полиспастом. Одиночный блок может быть либо с закрепленной осью (уравнительным), либо подвижным (рис. 2). Блок с закрепленной осью действует как рычаг I рода с точкой опоры на его оси. Поскольку плечо усилия равно плечу нагрузки (радиус блока), идеальный выигрыш в силе и скорости равен 1. Подвижный же блок действует как рычаг II рода, поскольку нагрузка расположена между точкой опоры и усилием. Плечо нагрузки (радиус блока) вдвое меньше плеча усилия (диаметр блока). Поэтому для подвижного блока идеальный выигрыш в силе равен 2.

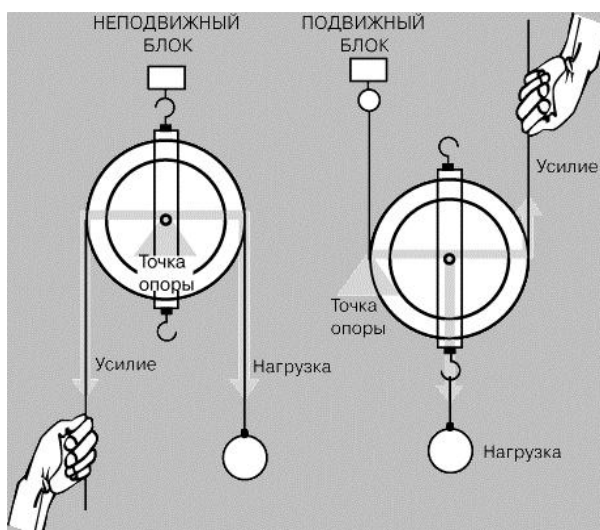


Рис. 2. БЛОК может быть закрепленным (уравнительным) или подвижным. Уравнительный блок действует как рычаг I рода, а подвижный - как рычаг II рода.

Более простой способ определения идеального выигрыша в силе для блока или системы блоков - по числу параллельных концов каната, удерживающих нагрузку, как это нетрудно сообразить, взглянув на рис. 3. Уравнительные и подвижные блоки можно сочетать по-разному для увеличения выигрыша в силе. В одной обойме можно установить два, три или большее число блоков, а конец троса можно прикрепить либо к неподвижной, либо к подвижной обойме.

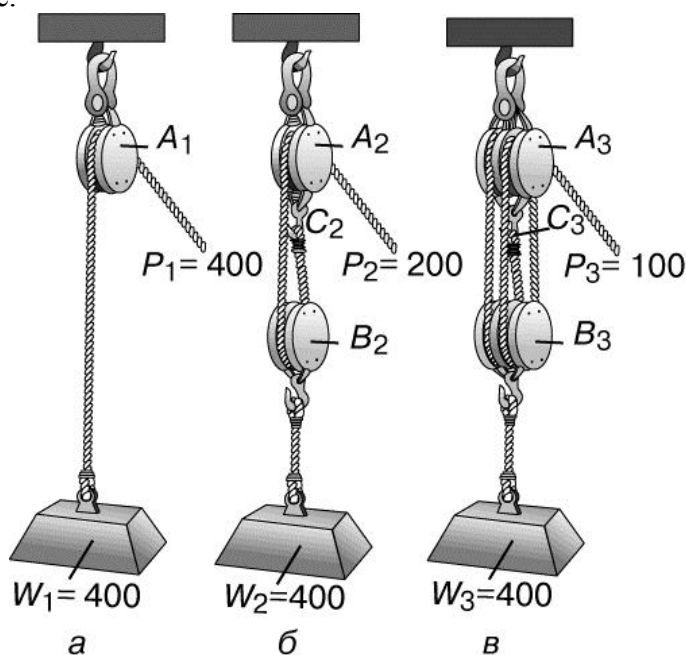


Рис.3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БЛОКА И ПОЛИСПАСТА. а - одиночный блок (с одним тросом, протянутым по желобу единственного шкива); б - комбинация из двух одиночных блоков с единым тросом, охватывающим оба шкива; в - пара двухжелобковых блоков, по четырем спаренным желобам которых проходит единый трос.

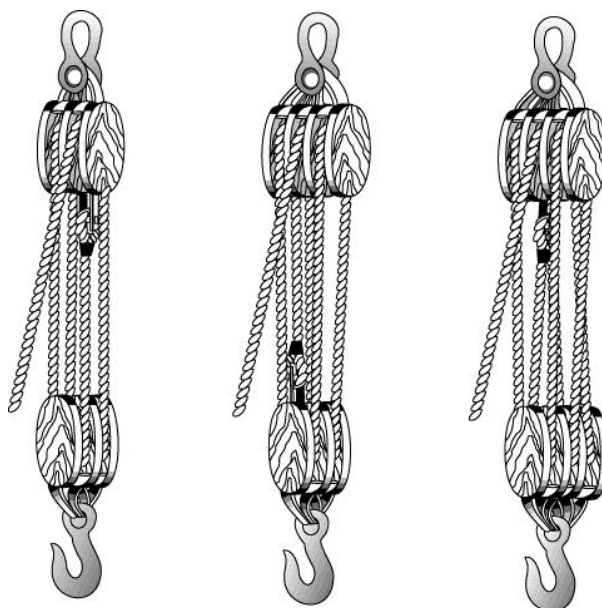


Рис. 4. ПОЛИСПАСТЫ с различными комбинациями блоков трех типов: слева - пара двойных блоков; в центре - тройной блок с двойным; справа - пара тройных блоков. В тройном блоке конец троса, к которому прилагается тяговое усилие, проходит через центральный желоб; при этом нижний - подвижный - блок крепится коушем так, что его ось перпендикулярна оси верхнего - неподвижного - блока.

Дифференциальный ворот. Это, в сущности, два колеса, соединенные вместе и вращающиеся вокруг одной оси (рис. 5), например, колодезный ворот с ручкой.

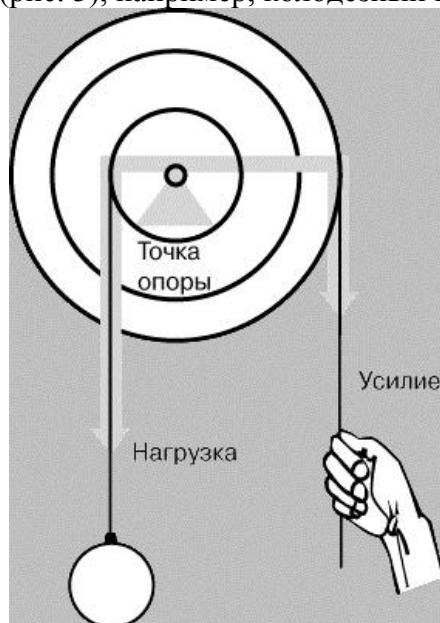


Рис. 5. ВОРОТ, действующий как рычаг I рода, представляет собой, в сущности, два скрепленных вместе колеса, вращающихся вокруг общей оси.

Дифференциальный ворот может давать выигрыш как в силе, так и в скорости. Это зависит от того, где прилагается усилие, а где - нагрузка, поскольку он действует как рычаг I рода. Точка опоры расположена на закрепленной (фиксированной) оси, а поэтому плечи усилия и нагрузки равны радиусам соответствующих колес. Пример такого устройства для выигрыша в силе - отвертка, а для выигрыша в скорости - шлифовальный круг.

Зубчатые колеса. Система двух находящихся в зацеплении зубчатых колес, сидящих на валах одинакового диаметра (рис. 6), в какой-то мере аналогична дифференциальному вороту. Скорость вращения колес обратно пропорциональна их диаметру. Если малая ведущая шестерня А (к которой приложено усилие) по диаметру вдвое меньше большого

зубчатого колеса В, то она должна вращаться вдвое быстрее. Таким образом, выигрыш в силе такой зубчатой передачи равен 2. Но если точки приложения усилия и нагрузки поменять местами, так что колесо В станет ведущим, то выигрыш в силе будет равен $1/2$, а выигрыш в скорости - 2.

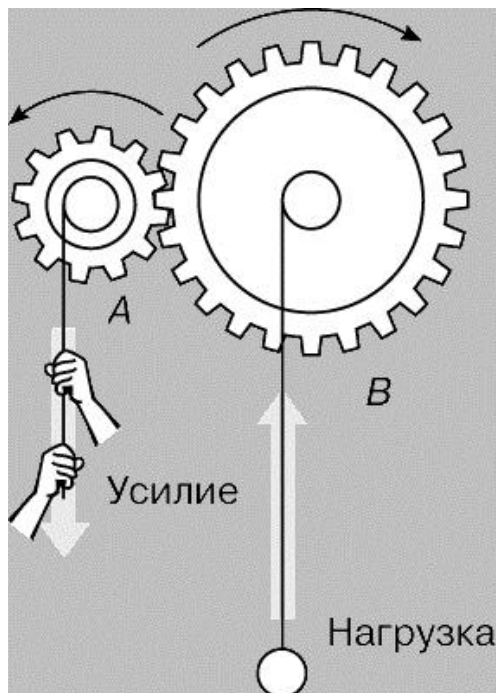


Рис. 6. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА, действующие в принципе так же, как и ворот, могут давать как выигрыш в силе, так и выигрыш в скорости.

Наклонная плоскость. Наклонная плоскость применяется для перемещения тяжелых предметов на более высокий уровень без их непосредственного поднятия. К таким устройствам относятся пандусы, эскалаторы, обычные лестницы, а также конвейеры (с роликами для уменьшения трения). Идеальный выигрыш в силе, обеспечиваемый наклонной плоскостью (рис. 7), равен отношению расстояния, на которое перемещается нагрузка, к расстоянию, проходимому точкой приложения усилия. Первое есть длина наклонной плоскости, а второе - высота, на которую поднимается груз. Поскольку гипотенуза больше катета, наклонная плоскость всегда дает выигрыш в силе. Выигрыш тем больше, чем меньше наклон плоскости. Этим объясняется то, что горные автомобильные и железные дороги имеют вид серпантина: чем меньше крутизна дороги, тем легче по ней подниматься.

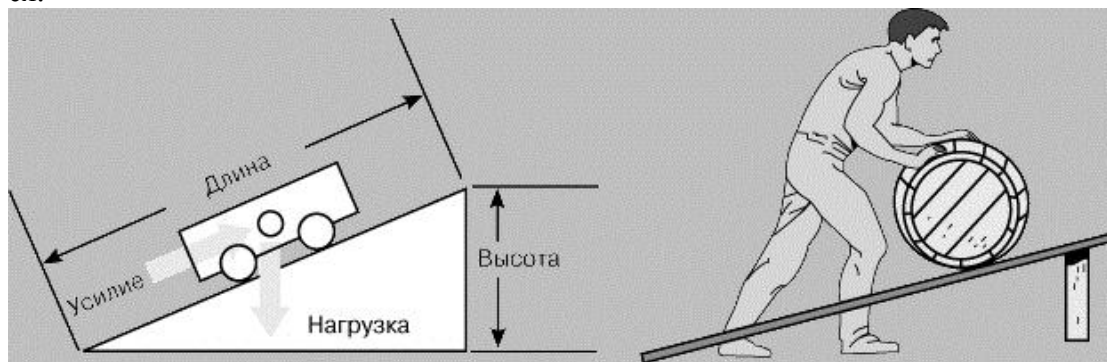


Рис.7. НАКЛОННАЯ ПЛОСКОСТЬ дает выигрыш в силе, равный (в идеале) отношению длины к высоте.

Клин. Это, в сущности, сдвоенная наклонная плоскость (рис. 8). Главное его отличие от наклонной плоскости в том, что она обычно неподвижна, и груз под действием уси-

лия движется по ней, а клин вгоняют под нагрузку или в нагрузку. Принцип клина используется в таких инструментах и орудиях, как топор, зубило, нож, гвоздь, швейная игла.

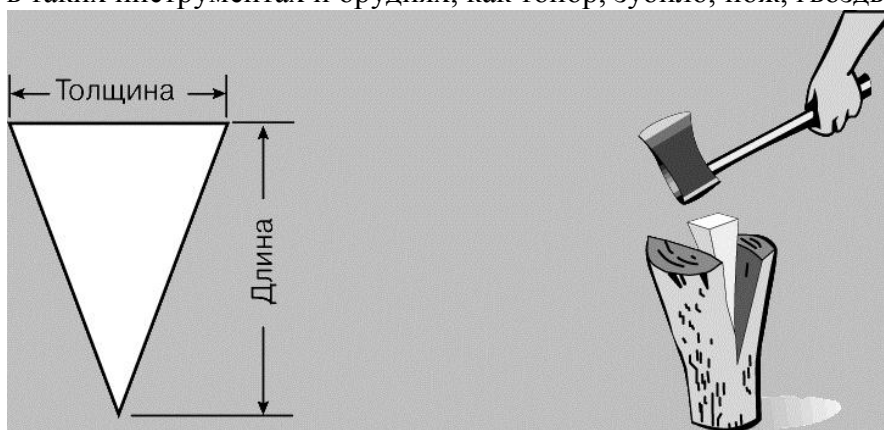


Рис.8. КЛИН - как бы сдвоенная наклонная плоскость. Идеальный выигрыш в силе равен отношению длины клина к толщине на тупом конце.

Идеальный выигрыш в силе, даваемый клином, равен отношению его длины к толщине на тупом конце. Реальный выигрыш клина, в отличие от других простейших механизмов, трудно определить. Сопротивление, встречаемое им, непредсказуемо меняется для разных участков его "щек". Из-за большого трения его КПД столь мал, что идеальный выигрыш не имеет особого значения.

Винт. Резьба винта (рис. 9) - это, в сущности, наклонная плоскость, многократно обернутая вокруг цилиндра. В зависимости от направления подъема наклонной плоскости винтовая резьба может быть левой (А) или правой (В). Сопрягающаяся деталь, естественно, должна иметь резьбу такого же направления. Примеры простых устройств с винтовой резьбой - домкрат, болт с гайкой, микрометр, тиски.

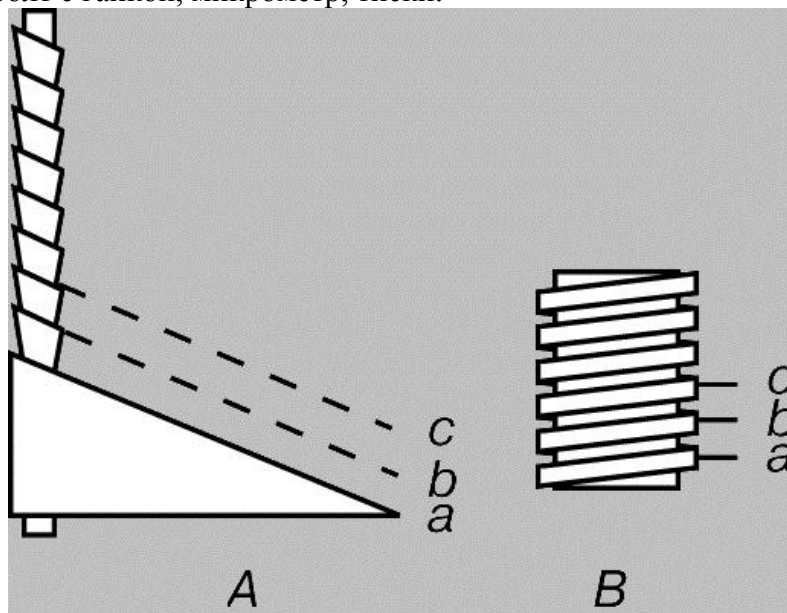


Рис.9. ВИНТ с прямоугольной резьбой - по существу, наклонная плоскость, многократно обернутая вокруг цилиндра. А - левая, В - правая резьба.

Поскольку резьба - наклонная плоскость, она всегда дает выигрыш в силе. Идеальный выигрыш равен отношению расстояния, проходимого точкой приложения усилия за один оборот винта (длины окружности), к расстоянию, проходимому при этом нагрузкой по оси винта. За один оборот нагрузка перемещается на расстояние между двумя соседними витками резьбы (а и b или b и c на рис. 9), которое называется шагом резьбы. Шаг резьбы обычно значительно меньше ее диаметра, так как иначе слишком велико трение.

КОМБИНИРОВАННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Комбинированный механизм состоит из двух или большего числа простых. Это не обязательно сложное устройство; многие довольно простые механизмы тоже можно считать комбинированными. Например, в мясорубке имеются ворот (ручка), винт (проталкивающий мясо) и клин (нож-резак). Стрелки наручных часов поворачиваются системой зубчатых колес разного диаметра, находящихся в зацеплении друг с другом. Один из наиболее известных несложных комбинированных механизмов - домкрат. Домкрат (рис. 10) представляет собой комбинацию винта и ворота. Головка винта подпирает нагрузку, а другой его конец входит в резьбовую опору. Усилие прилагается к рукоятке, закрепленной в головке винта. Таким образом, расстояние усилия равно длине окружности, описываемой концом ручки. Длина окружности дается выражением $2\pi r$, где $\pi = 3,14159$, а r - радиус окружности, т.е. в данном случае длина ручки. Очевидно, что чем длиннее ручка, тем больше идеальный выигрыш в силе. Расстояние, проходимое нагрузкой за один оборот ручки, равно шагу резьбы. В идеале можно получить очень большой выигрыш в силе, если длинную ручку сочетать с малым шагом резьбы. Поэтому несмотря на малый КПД домкрата (около 25%) он дает большой реальный выигрыш в силе.

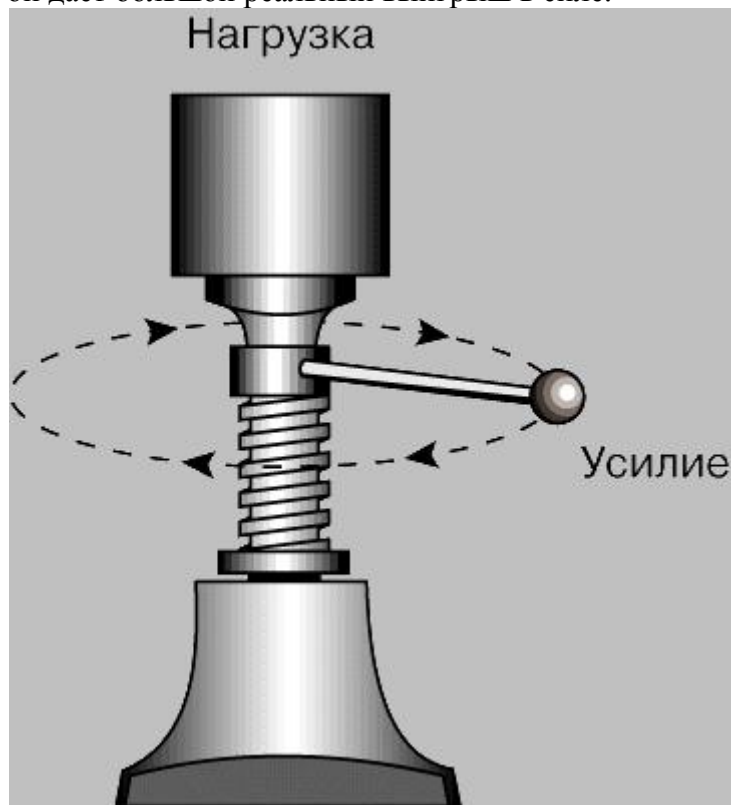


Рис.10. ДОМКРАТ - пример несложного комбинированного механизма (сочетание винта и ворота).

Выигрыш в силе, создаваемый комбинированным механизмом, равен произведению выигрышей отдельных механизмов, входящих в его состав. Так, идеальный выигрыш в силе (ИВС) для домкрата равен отношению длины окружности, описываемой ручкой, к шагу резьбы. Для входящего в состав домкрата ворота ИВС равен отношению длины окружности, описываемой ручкой (расстояние усилия), к длине окружности винта (расстояние нагрузки). Для винта домкрата ИВС равен отношению длины окружности винта (расстояния усилия) к шагу резьбы винта (расстоянию нагрузки). Перемножая ИВС отдельных механизмов домкрата, получаем для комбинированного механизма $\text{ИВС} = (\text{Окружность ручки} / \text{Окружность винта}) * (\text{Окружность винта} / \text{Шаг резьбы}) = (\text{Окружность ручки} / \text{Шаг резьбы})$. Для более сложных комбинированных механизмов вычислить ИВС труднее. Поэтому для них обычно указывают лишь реальный выигрыш.

Задание

1. На концах невесомого рычага действуют силы 40 и 240 Н. Расстояние от точки опоры до меньшей силы равно 6 см. Определите длину рычага, если рычаг находится в равновесии.
2. На концах рычага действуют силы 2 и 18 Н. Длина рычага равна 1 м. Где находится точка опоры, если рычаг в равновесии? (Весом рычага пренебречь.)
3. Подобрать реальные механизмы с механическим приводом. Разобраться с принципом работы. Составить расчетную схему. Выполнить технический рисунок.

Вопросы для самоконтроля

1. Какой механизм называется комбинированным?
2. Дать определение «дифференциальный ворот»
3. Какой привод называется механическим?
4. Какой привод называется гидравлическим?
5. Какой привод называется пневматическим?
6. Какой привод называется гидро-механическим?
7. Что называют рычагом 1-го рода?
8. По каким признакам классифицируют род рычага?

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ: ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ

Теоретические положения

Гидравлический привод (гидропривод) — это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством гидравлической энергии. Обязательными элементами гидропривода являются насос и гидродвигатель. Гидропривод представляет собой своего рода «гидравлическую вставку» между приводным двигателем и нагрузкой (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, ремённая передача, кривошипно-шатунный механизм и т. д.). Основное назначение гидропривода, как и механической передачи, — преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, а также регулирование, защита от перегрузок и др.). Приводным двигателем насоса могут быть электродвигатель, дизель и другие, поэтому иногда гидропривод называется соответственно электронасосный, дизельнасосный и т. д.

Виды гидроприводов

Гидроприводы могут быть двух типов: гидродинамические и объемные. В гидродинамических приводах используется в основном кинетическая энергия потока жидкости. В объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости.

Широкое распространение в настоящее время получил объемный гидропривод. Под объемным гидроприводом понимается совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры и других устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством рабочей жидкости.

Объёмной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении её из рабочей камеры. К объёмным машинам относят, например, поршневые насосы, аксиально-поршневые, радиально-поршневые, шестерённые гидромашины и др.

Трудно назвать отрасль современной промышленности, где бы ни применялся **гидропривод**. Высокая эффективность, большие технические возможности делают его почти универсальным средством, используемым в различных технологических процессах.

Выбор привода

Приводы в промышленном производстве обеспечивают прямолинейное или вращательное движение деталей и узлов, их поднимание или опускание, движение с нагрузкой, поддержание заданной скорости перемещения и ускорение, позиционирование, комбинирование производственных процессов и т. д. В зависимости от применяемого приводного двигателя различают электро-, гидро-, и пневмоприводы. Каждый из этих приводов имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому при выборе оборудования с тем или иным видом привода можно ориентироваться на их потребительские характеристики, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Параметры	Электроприводы	Гидроприводы	Пневмоприводы
Затраты на энергоснабжение	Низкие	Высокие	Очень высокие
Передача энергии	На неограниченное расстояние со скоростью света	На расстояние до 100 м. Скорость -- до 6 м/сек., передача сигналов --- до 100 м/сек.	На расстояние до 1000 м. Скорость -- до 40 м/сек., передача сигналов -- до 40 м/сек.
Накопление энергии	Затруднено	Ограничено	Легко осуществимо
Линейное перемещение	Затруднительно, дорого, низкие усилия	Просто, высокие усилия, хорошее регулирование скорости	Просто, невысокие усилия, скорость зависит от нагрузки
Вращательное движение	Просто, можно обеспечить высокие мощности	Просто, высокий вращающий момент, невысокие обороты	Просто, невысокий вращающий момент, высокая скорость вращения
Рабочая скорость исполнительного механизма	Зависит от конкретных условий	До 0,5 м/сек.	2,5 м/сек. и выше
Усилия	Высокие усилия, не допускаются перегрузки	Усилия до 3000 кН, защищены от перегрузок	Усилия до 30 кПа, защищены от перегрузок
Точность позиционирования	Плюс-минус 1 мкм и выше	До плюс-минус 1 мкм	До 0,1 мм

Жесткость	Высокая -- при использовании механических промежуточных элементов	Высокая, так как масло практически несжимаемо	Низкая, так как газ сжимаем
Утечки и их последствия	Отсутствуют	Создают загрязнение, при наличии утечек пожароопасны	Вреда, кроме потерь энергии, нет, взрывобезопасны
Влияние окружающей среды	Практически нечувствительны к изменению температур	Чувствительны к изменению температур	Практически нечувствительны к колебаниям температуры

Обычно к основным преимуществам **гидропривода** относят:

- высокие усилия и большую передаваемую мощность на единицу массы привода;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена;
- точность позиционирования деталей;
- простоту управления и автоматизации;
- простоту предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок;
- надежную смазку трущихся поверхностей при применении минеральных масел в качестве рабочих жидкостей.

А к недостаткам:

- утечки рабочей жидкости через уплотнения и зазоры, особенно при высоких значениях давления;
- нагрев рабочей жидкости, что в ряде случаев требует применения специальных охлаждающих устройств и средств тепловой защиты;
- необходимость обеспечения в процессе эксплуатации чистоты рабочей жидкости и защиты от проникновения в нее воздуха;
- пожароопасность — в случае применения горючей рабочей жидкости.

2. Физические термины

Масса m

Масса создает на Земле за счет гравитации силу тяжести.

Сила F

В соответствии с законом Ньютона:

Сила = масса • ускорение

$$F = m \cdot a \quad (1)$$

Если общее ускорение заменить на земное ускорение $a = 9,81 \text{ м/с}^2$, то в результате получается:

Сила веса = масса • земное ускорение

$$F_G = m \cdot g \quad (2)$$

Таким образом, для массы 1 кг сила веса составляет $F_G = 1 \text{ кг} \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 = 9,81 \text{ (кг} \cdot \text{м/с}^2)$

Единица СИ для силы называется Ньютон (Н).

$$1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2$$

Масса в 1 кг создает на Земле силу 9,81 Н.

Для практики в принципе можно считать, что значение силы тяжести, создаваемой массой в 1 кг, равно не 9,81 Н, а 10 Н или 1 даН.

Давление p

Для описания процессов, происходящих в жидкостях, давление является важной величиной.

Если распределенная по плоскости сила F воздействует вертикально на плоскость площадью A , то отношение силы к площади дает давление p .

$$p = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Производная от единицы СИ для давления называется Паскаль (Па)

$$1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1 \text{ Па}$$

На практике используют преимущественно единицу бар.

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

Работа

Если тело перемещается силой F на определенное расстояние s , то сила производит работу W . Работа - это произведение расстояния s на силу F , которая действует в направлении перемещения

$$W = F \cdot s \quad (4)$$

Единица работы в системе СИ - джоуль (Дж)

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Вт}.$$

Энергия

Если объект способен выполнять работу, он имеет «запасенную работу».

Этот тип «запасенной работы» известен как энергия. Следовательно, работа и энергия имеют одни и те же единицы.

В зависимости от типа «запасенной работы» различают:

- потенциальную энергию (энергию положения E_p)

Тело может опуститься на определенный уровень из своего начального высокого положения и, следовательно, произвести работу.

Количество выполненной при этом работы зависит от силы веса $m \cdot g$ и высоты h .

$$E_p = (m \cdot g) \cdot h \quad (5)$$

- кинетическую энергию (энергию движения E_k).

Если движущееся тело встречается с неподвижным, оно совершает работу на корпусе неподвижного тела (т.е. работу деформации). В этом случае накопление работы заключается в движении тела.

Количество энергии зависит от массы m и скорости v тела:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (6)$$

Мощность

Мощность - частное от деления работы на время:

$$P = \frac{W}{t} \quad (7)$$

Единицей мощности в системе СИ является Ватт (Вт)

1 Вт = 1 Дж / с.

. Скорость

Скорость - это расстояние s , деленное на время t , за которое это расстояние преодолено.

$$v = \frac{s}{t} \quad (8)$$

В системе СИ скорость измеряется в метрах в секунду (м/с).

Ускорение

Если тело не движется с постоянной скоростью, это квалифицируется как **ускорение**.

Изменение скорости может быть положительным (увеличение скорости / ускорение) или отрицательным (уменьшение скорости/ замедление).

Линейное ускорение определяется как изменение скорости v за время t :

$$a = \frac{v}{t} \quad (9)$$

В системе СИ единицей ускорения (замедления) является метр на секунду в квадрате (м/с²).

Гидромеханика

Гидромеханика имеет дело с физическими характеристиками и поведением жидкостей в неподвижном (гидростатика) и подвижном (гидрокинетика¹⁾) состояниях.

Различие между жидкими и твердыми телами состоит в том, что частицы, из которых состоят жидкости, могут свободно перемещаться внутри занимаемого объема. Следовательно, жидкости не имеют специфической формы, они принимают форму содержащего их сосуда.

По контрасту с газами жидкости практически не сжимаются.

Гидростатика

Строго говоря, законы гидростатики относятся только к идеальным жидкостям, которые рассматриваются без массы, трения и сжимаемости.

В этой связи возможно сделать заключение о поведении идеальных, т.е. свободных от трения систем циркуляции. Тем не менее, потери в той или иной форме присущи всем компонентам жидкостных систем. В компонентах, работающих по дроссельному принципу, потери действительно определяют их функционирование.

Давление (применительно к Гидромеханике)

Если сосуды различной формы с одинаковой площадью дна ($A_1 = A_2 = A_3$) заполнены жидкостью до одного и того же уровня h , то давления на дно будут равны ($p_1 = p_2 = p_3$) и действующие силы будут равны также ($F_1 = F_2 = F_3$).

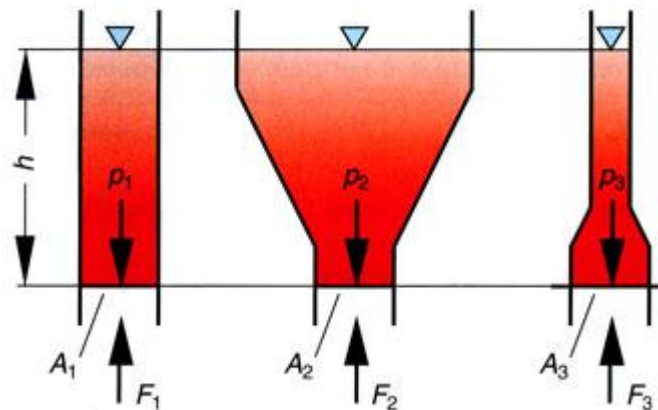


Рис 1. Гидростатический парадокс
Давление под воздействием внешних сил

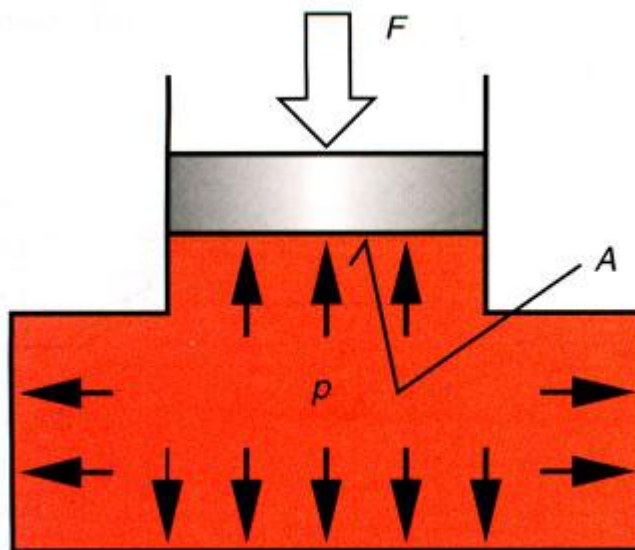


Рис.2. Закон Паскаля

Основой для гидростатики является **закон Паскаля**:

воздействие силы на неподвижную жидкость распространяется по всем направлениям внутри жидкости. Величина давления в жидкости равна нагрузке, соотнесенной с площадью, на которую она действует. Давление оказывает свое воздействие всегда вертикально на ограничивающую поверхность резервуара.

Кроме того, давление распространяется равномерно во все стороны. Если не принимать во внимание давление силы тяжести, то давление одинаково по величине во всех точках (Рис 3).

Учитывая давления, которые используются в современных гидроприводах, влиянием давления силы тяжести можно пренебречь.

Пример: 10 м водяного столба = 1 бар.

Передача силы

Так как давление распространяется равномерно во всех направлениях, форма сосуда не имеет никакого значения.

Пример использования гидростатического давления иллюстрирует Рис 1.4.

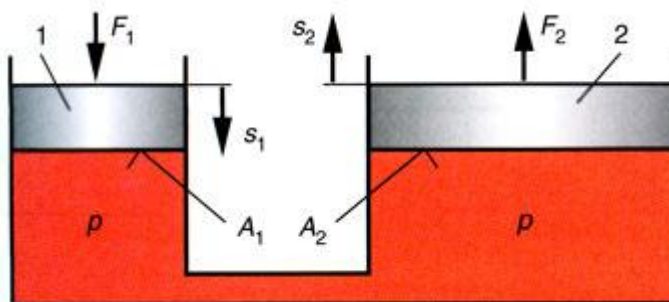


Рис. 3. Пример передачи силы

Если сила F_1 воздействует на площадь A_1 , возникает давление

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (10)$$

Давление p оказывает воздействие на каждую точку системы, в том числе на поверхность A_2 . Достижимая сила F_2 (сила, поднимающая нагрузку) равна

$$F_2 = p \cdot A_2. \quad (11)$$

Таким образом

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (12)$$

или

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (13)$$

Отношение сил равно отношению площадей.

Давление p в подобной системе всегда соответствует величине силы F и эффективной площади A . Это значит, что давление возрастает до тех пор, пока оно не сможет преодолеть сопротивление движению жидкости.

Если с помощью силы F_1 и площади A_1 возможно достичь величины давления, достаточной для преодоления нагрузки F_2 (через площадь A_2), нагрузка F_2 может быть поднята (силами трения пренебрегаем).

Перемещения s_1 и s_2 обоих поршней обратно пропорциональны их площадям

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (14)$$

Работа силового поршня (1) W_1 равна работе нагрузочного поршня (2) W_2

$$W_1 = F_1 \cdot s_1 \quad (15.1)$$

$$W_2 = F_2 \cdot s_2 \quad (15.2)$$

Передача давления

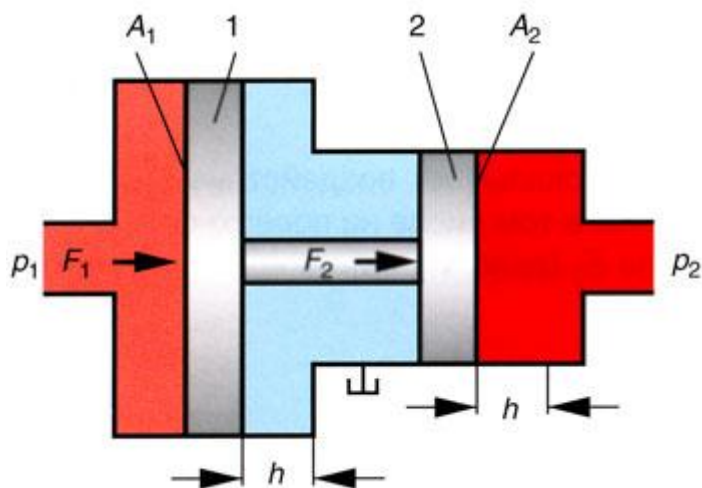


Рис. 4 Передача давления

На Рис 4 два различных по размеру поршня (1) и (2) жестко соединены между собой с помощью штока. Если на площадь A_1 действует давление p_1 , то на поршне (1) появляется сила F_1 которая через шток передается на площадь A_2 поршня (2) и создает там давление p_2 .

Если не учитывать силы трения, действительны следующие соотношения:

$$F_1 = F_2 \text{ и } p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

Поскольку $p_1 \cdot A_1 = F_1$ и $p_2 \cdot A_2 = F_2$, получаем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (16)$$

Для подобных устройств давления обратно пропорциональны площадям.

Гидроприводы в промышленности.

Потребителями **гидроприводов** в России являются практически все отрасли экономики. Но в машиностроении, металлургии, сельском хозяйстве, на транспорте, в добывающих и многих других сферах производства в основном применяются объемные приводы.

Основная часть объемного привода — это гидромашина, состоящая из насоса и гидродвигателя. Насос преобразовывает энергию приводного двигателя (электрического, бензинового, дизеля и др.) в движение рабочей жидкости, а **гидродвигатель** — снова в возвратно-поступательное или вращательное механическое движение, необходимое для работы самого различного оборудования (часть такого оборудования представлена в таблице 1). Одно из достоинств объемных гидромашин состоит в том, что они обратимы и могут работать как в качестве насоса, так и в качестве двигателя.

Таблица 2. Оборудование с гидроприводами в различных отраслях производства

Отрасли	Оборудование
Станкостроение	Металлообрабатывающие станки, прессовое оборудование, пресс-автоматы для пластмасс
Лесная отрасль	Валочно-пакетирующие машины, погрузчики-штабелеры, машины сучкорезные, установки раскряжевочные, валочно-трелевочные машины, лесоповалочные машины, транспортировщики, бульдозеры, лесовозы, гидроманипуляторы, трелевочные трактора

Нефте- и газодобывающая отрасль	Машины для ремонта скважин, лебедки, трубоукладчики, гидроключи, гидроманипуляторы
Строительно-дорожная и подъемно-транспортная техника	Автокраны, автогрейдеры, автогидроподъемники, бульдозеры, асфальтоукладчики, бетоноукладчики, катки, экскаваторы, погрузчики, косилки роторные дорожные, подъемники монтажные, бульдозеры-погрузчики, виброплиты, комбинированные дорожные машины, автобетоновозы, скреперы
Судостроение	Приводы судовых механизмов, механизмы подъема якорей, катера, гидроманипуляторы, лебедки гидравлические
Инженерная техника	Машины для наведения мостов, бензозаправщики, траншеекопатели, колесные тягачи, вездеходы автокраны, автогрейдеры, бульдозеры
Металлургия	Прокатные станы, литейные машины, установки для транспортировки ленты, прессы гидравлические правильные; кокильные машины, машины для литья под давлением; гидропрессы, протяжные станки
Горнодобывающие отрасли	Скреперы, карьерные экскаваторы, карьерные самосвалы, угольные комбайны, солевые комбайны, бульдозеры, автогидроподъемники, фронтальные погрузчики, путеремонтные машины, автогрейдеры
Сельское хозяйство	Гидроопрокидыватели, косилки роторные, кормоуборочные машины, виноградоуборочные комбайны
Железно-дорожный транспорт	Рельсоукладчики, балластоукладчики, щебнеочистительные машины, выправочно-подбивочные машины, погрузчики, трелевочные трактора, гидравлические краны на ж/д ходу, путеремонтные машины, краново-бурильные машины
Коммунальное хозяйство	Снегоуборочные машины, мусоровозы, пожарные машины, пескоразбрасыватели, уборочные машины, малогабаритные погрузчики, гидроманипуляторы
Аэродромная техника	Аэродромно-уборочные машины, погрузчики, подъемники, снегоуборочные машины, заправщики, лестницы, установки для проверки гидросистем летательных аппаратов

Структура объемного гидропривода

Объемный гидропривод — достаточно сложное устройство. Принято различать его 4 основные подсистемы: гидropередачу, устройства управления, вспомогательные устройства и гидролинии (см. рис. 1).



Рис. 1. Структура объемного гидропривода

Объемная гидропередача — это так называемая силовая часть **гидропривода**. Ее главными элементами являются **насос** и **гидродвигатель**. Если выходное звено гидромашины получает вращательное движение, то такой двигатель называют гидромотором, если возвратно-поступательное, то — силовым цилиндром.

В состав гидропередач может входить гидроаккумулятор (емкость, предназначенная для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением), позволяющий использовать эту энергию по мере необходимости. Кроме того, в гидропередачу могут включаться также гидропреобразователи — устройства для изменения уровня давления и расхода рабочей жидкости.

Собственно для управления изменением или поддержанием на нужном уровне давления и расхода, а также изменением направления движения потока рабочей жидкости служат такие устройства, как:

- гидрораспределители — для изменения направления движения потока рабочей жидкости, нужной последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т. д.;
- регуляторы давления (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны) — для регулирования давления рабочей жидкости;
- регуляторы расхода (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны);
- гидравлические усилители мощности сигналов управления.

К вспомогательным же устройствам обычно относят так называемые кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, теплообменные аппараты и др.), гидравлические реле давления, гидроемкости, уплотнители, обеспечивающие герметизацию системы и др. А гидролинии — это трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения, по которым циркулирует рабочая жидкость. Сами гидролинии подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные, а также гидролинии управления.

Проектирование гидропривода

В гидроприводах механическая энергия преобразуется в гидравлическую, в этой форме перемещается, управляется или регулируется и затем снова преобразуется в механическую энергию.



Рис.2. Передача энергии в гидроприводе

Преобразование энергии

В первую очередь для преобразования энергии служат насосы, а во вторую - гидроцилиндры и гидромоторы.

Управление энергией

Гидравлическая энергия и сопровождающая ее передача мощности в гидроприводах характеризуется давлением и потоком (расходом). Их величина и направление действия определяются регулирующими насосами или гидроаппаратами, реализующими управление без обратной связи или с обратной связью.

Передача энергии

Рабочая жидкость, которая проходит через трубопроводы, шланги, отверстия в блоках управления или гидроаппаратах, транспортирует энергию или только трансформирует давление.

Для пополнения запасов и ухода за рабочей жидкостью требуется целый ряд специальных устройств, таких как резервуары, фильтры, охладители, нагреватели, измерительные и тестирующие приборы.

Проектирование простейшего гидропривода

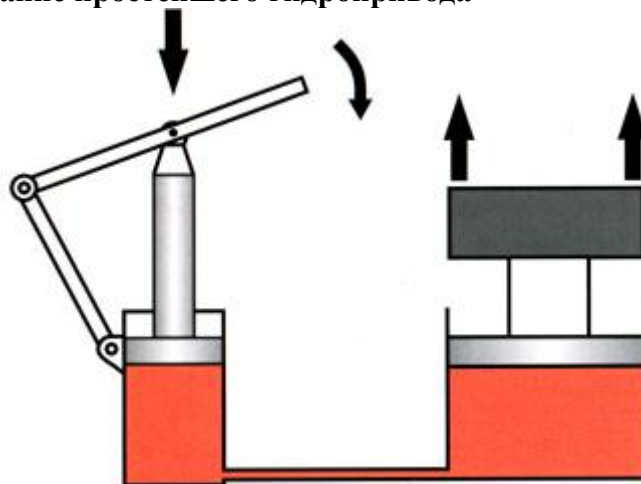


Рис.3. Принцип работы гидропривода

На поршень ручного насоса воздействует сила (Рис 3). В результате действия этой силы на площадь поршня возникает давление ($p = F/A$).

Чем сильнее давят на поршень, тем выше становится давление.

Однако давление повышается только до того уровня, при котором оно способно преодолеть сопротивление нагрузки с учетом рабочей площади **гидроцилиндра** ($F = p \cdot A$).

После этого давление более не повышается при остающейся постоянной нагрузке. Оно становится равным в конце концов сопротивлению, которое противодействует течению жидкости.

Установленный на поршень груз начнет подниматься, если суметь подвести необходимое для этого давление. Скорость подъема при этом зависит от величины объемного потока, подводимого к **гидроцилиндру**. Возвращаясь к Рис, можно заметить, что чем быстрее поршень ручного насоса движется вниз, тем больше жидкости подводится к гидроцилиндру за единицу времени, и тем быстрее будет подниматься груз.

В качестве второго примера рассмотрим еще один простейший **гидропривод**.

При этом шаг за шагом вводятся дополнительные устройства, которые:

- управляют изменением направления движения (гидрораспределитель),
- воздействуют на скорость движения гидроцилиндра (дроссель),
- ограничивают нагрузку на гидроцилиндре (предохранительный клапан),
- предотвращают движение нагруженного гидроцилиндра в обратном направлении при отключении насоса (обратный клапан).

Гидроцилиндр (5) нагружен силой F и должен обеспечить движение в обе стороны. В отличие от Рис насос (1) приводится здесь во вращение с помощью мотора (электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания).

Основы конструкции, показанной на Рис 3, отображены на принципиальной схеме Рис. 4

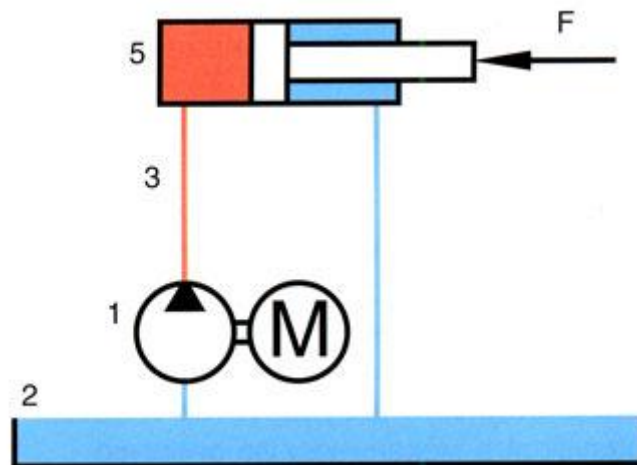


Рис 4

Гидравлический насос (1), приводимый во вращение мотором M , всасывает жидкость из бака (2) и подает ее в трубопроводы (3) **гидропривода** вплоть до **гидроцилиндра** (5). Пока жидкость не встречает сопротивления, она только проталкивается через трубопровод.

Нагруженный силой F **гидроцилиндр** (5), установленный на конце трубопровода, представляет для жидкости препятствие, которое оказывает сопротивление. В результате давление возрастает до тех пор, пока препятствие не будет преодолено, т.е. пока поршень гидроцилиндра не начнет двигаться.

Однако, если выключить мотор, сила F будет вдвигать поршень **гидроцилиндра** в исходное положение (шток втягивается), а насос (1) будет работать в режиме **гидромотора**.

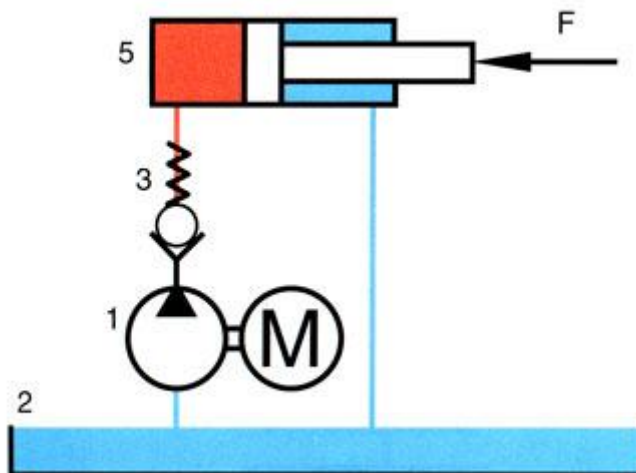


Рис 5

Путем установки обратного клапана (3) в напорной линии насоса (1) исключается возможность слива жидкости из **гидроцилиндра** (5) и, следовательно, предотвращается обратное движение штока (см. Рис. 5).

После внесения дополнений в конструкцию **гидропривода** мы можем удерживать **гидроцилиндр** (5) в любом нужном положении за счет выключения мотора.

Если поршень полностью выдвигается, т.е. упирается в крышку **гидроцилиндра**, давление возрастает до тех пор, пока не произойдет разрушение **гидропривода**.

Эта опасность исключается предохранительным клапаном (4), показанным на Рис. 6.

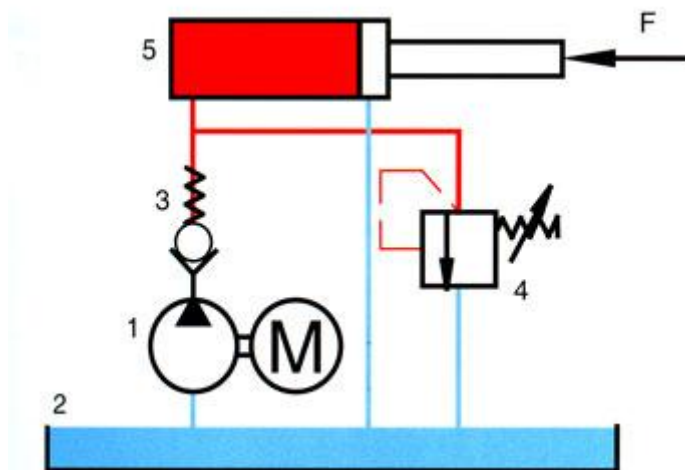


Рис 6

Чтобы защитить **гидропривод** от чрезмерного нарастания давления (от перегрузки), необходимо ограничить максимально допустимое давление с помощью предохранительного клапана.

В предохранительном клапане механическая сила пружины воздействует на конус, прижатый к седлу. Имеющееся в трубопроводе давление $F = p \cdot A$ действует на конус, стремясь оторвать его от седла. Если сила от давления превышает усилие пружины, конус отходит от поверхности седла.

Далее давление уже не возрастает, а объемный расход, подаваемый насосом (7), сливается в резервуар (2) через предохранительный клапан (4).

Таким образом, наш **гидропривод** уже способен полностью выдвигать шток **гидроцилиндра**. За счет установки гидрораспределителя (6) можно обеспечить реверс движения **гидроцилиндра**, т.е. возможность обратного втягивания штока.

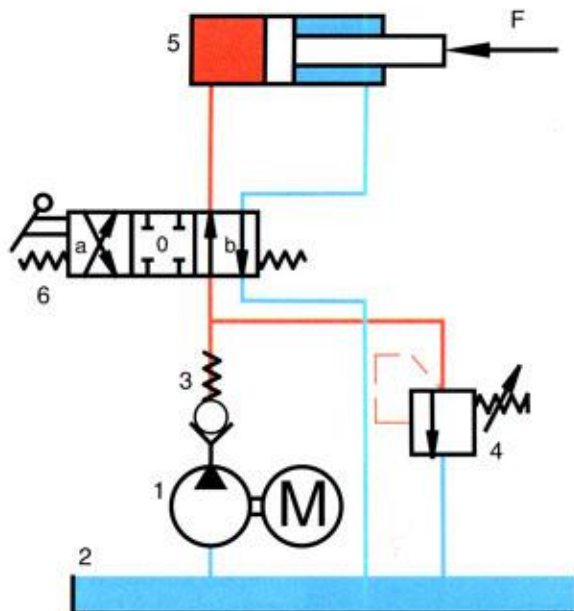


Рис 7

На Рис. 7 показан гидрораспределитель (6) в позиции *b*. В этом положении не получилось нового качества по сравнению с Рис 1.17. Мысленно переключим гидрораспределитель (6) в каждое из его трех возможных положений (позиций). Для этого сместим вправо в зону гидролиний подвода квадратики 0 или *a*:

- позиция *a*: шток **гидроцилиндра** втягивается
- позиция 0: все линии заперты, и шток гидроцилиндра неподвижен
- позиция *b*: шток гидроцилиндра выдвигается.

Чтобы иметь возможность изменения скорости перемещения поршня в **гидроцилиндре** (5), необходимо изменять величину подаваемого в **гидроцилиндр** объемного потока (расхода) жидкости. Для этой цели устанавливается дроссель (7), как это показано на Рис.8

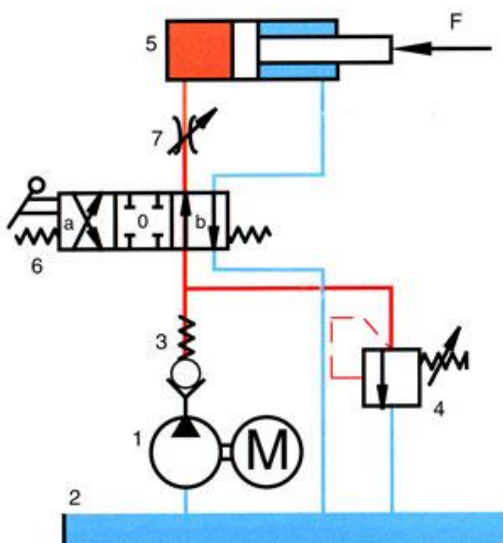


Рис 8

С помощью дросселя (7) можно изменять проходное сечение трубопровода, через который рабочая жидкость подводится в **гидроцилиндр**. При уменьшении проходного сечения меньше жидкости поступает в **гидроцилиндр** (5) в единицу времени. В результате, поршень **гидроцилиндра** начинает перемещаться медленнее. При этом оставшаяся часть подаваемой насосом жидкости сливается в бак (2) через предохранительный клапан (4).

При выдвижении штока **гидроцилиндра** в **гидроприводе** действуют следующие давления

- между насосом (1) и дросселем (7) - давление, на которое настроен предохранительный клапан (4);
- между дросселем (7) и **гидроцилиндром** (5) - давление, соответствующее нагрузке F .

На гидравлической схеме гидропривода гидрораспределители всегда показываются в их исходном положении.

Законченная конструкция **гидропривода**, осуществляющего движение нагруженного силой F **гидроцилиндра** (5) в обе стороны, схематически показана на Рис

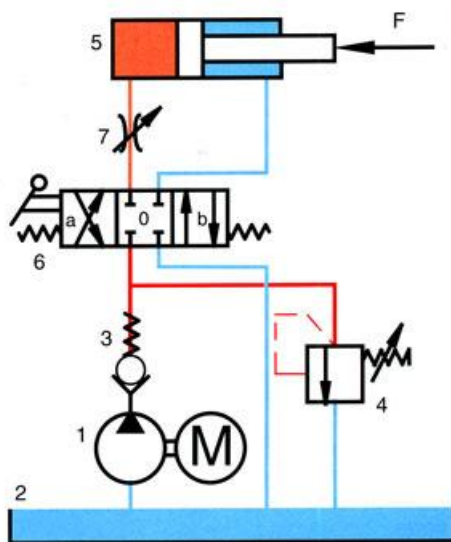


Рис. 9 Схематическое изображение гидропривода в соответствии со стандартом DIN ISO 1219.

1. Задание

1. Решить задачи:

Какой выигрыш в силе можно получить на гидравлических машинах, у которых площади поперечных сечений поршней относятся как:

- а) 1:10;
- б) 2:50;
- в) 1:100;

Площадь меньшего поршня гидравлического пресса 10 см^2 . На него действует сила 200 Н. Площадь большего поршня 200 см^2 . Какая сила действует на больший поршень?

Поршень гидравлического пресса площадью 180 см^2 действует силой 18 кН. Площадь малого поршня 4 см^2 . С какой силой действует меньший поршень на масло в прессе?

Какой выигрыш в силе дает гидравлический пресс, имеющий поршни площадью поперечного сечения 2 и 400 см²? Масло нагнетается с помощью рычага, плечи которого равны 10 и 50 см. (Трением, весом поршней и рычага пренебречь.)

2. Подобрать реальные механизмы с гидравлическим приводом. Разобраться с принципом работы. Составить расчетную схему. Выполнить технический рисунок.

2. Контрольные вопросы

1. Какие параметры влияют на выбор привода?
2. Главные элементы гидропривода?
3. Виды гидродвигателей?
4. Типы гидроприводов?
5. Как преобразуется энергия в гидроприводах?
6. Как определить силу развиваемую гидроцилиндром, если известно рабочее давление и диаметр поршня?

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ: ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ

Теоретические положения

Пневматический привод (пнеумопровод) — совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством энергии сжатого воздуха. Обязательными элементами пнеумопровода являются компрессор (генератор пневматической энергии) и пневмодвигатель.

Пнеумопровод, подобно гидроприводу, представляет собой своего рода «пневматическую вставку» между приводным двигателем и нагрузкой (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, ремённая передача, кривошипно-шатунный механизм и т. д.).

Основное назначение пнеумопровода, как и механической передачи, — преобразование механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки (преобразование вида движения выходного звена двигателя, его параметров, а также регулирование, защита от перегрузок и др.).

В общих чертах, передача энергии в пнеумопроводе происходит следующим образом:

1. Приводной двигатель передаёт вращающий момент на вал компрессора, который сообщает энергию рабочему газу.
2. Рабочий газ после специальной подготовки по пневмолиниям через регулируюшую аппаратуру поступает в пневмодвигатель, где пневматическая энергия преобразуется в механическую.
3. После этого рабочий газ выбрасывается в окружающую среду, в отличие от гидропривода, в котором рабочая жидкость по гидрوليниям возвращается либо в гидробак, либо непосредственно к насосу.

В зависимости от характера движения выходного звена пневмодвигателя (вала пневмомотора или штока пневмоцилиндра), и соответственно, характера движения рабочего органа пнеумопровод может быть вращательным или поступательным. Пнеумопроводы с поступательным движением получили наибольшее распространение в технике.

Широкое распространение пнеумопровода объясняется целым рядом его достоинств: простотой конструкции, доступностью рабочего тела (воздуха из окружающей среды), простотой эксплуатации и ремонта, сравнительно низкой стоимостью, высокой надёжностью работы при высоких и низких температурах, полной пожаро- и взрывобезопасностью при высокой влажности и запыленности окружающей среды.

Срок службы пнеумопровода достигает 10—20 тыс. часов (до 10—50 млн. циклов работы). Он может обеспечивать очень высокие скорости выходного звена — до нескольких метров в секунду, а при вращательном — до 300 тыс. оборотов в минуту. Рабочие скорости пнеумопровода значительно выше скоростей гидропривода. По транспортабельности сжатый воздух уступает только электроэнергии. Сжатым воздухом можно одновременно снабжать большое число пнеумопроводов машин от одного источника, например, компрессорной станции завода. Пнеумопроводы в отличие от электрических не требуют защитных устройств от перегрузки. Пневмодвигатели можно затормаживать до полной остановки на неограниченное время, не боясь перегрузки. Скорость движения и развиваемое рабочее усилие регулируются плавно и легко. Рабочее усилие после регулировки поддерживается у них на постоянном уровне с высокой точностью. Во многих случаях пнеумопроводы удастся соединять с рабочими органами непосредственно, без сложных механических передач. Это существенно упрощает конструкцию машин.

К недостаткам пнеумопровода относятся невозможность обеспечить плавное перемещение рабочих органов машин при колебаниях нагрузки, сложность обеспечения точной остановки выходного звена, например штока пневмоцилиндра, в любом промежуточ-

ном положении. Это объясняется сжимаемостью воздуха — рабочего тела пневмопривода. Скорость передачи пневматических командных сигналов по трубопроводам ограничена скоростью распространения звука в воздушной среде. Поэтому для увеличения быстродействия применяют комбинированные электропневматические системы управления, в которых командные сигналы передаются по электрическим линиям связи.

Сжимаемость воздуха (или объемная упругость), то есть изменение объема под действием внешних сил, в других случаях является не недостатком, а решающим преимуществом. Именно это свойство используется в пневматических шинах и подвесках автомобилей, в приводах автоматических дверей электропоездов и метро, в надувных лодках и футбольных мячах для смягчения ударов.

Сжимаемость воздуха и несжимаемость минерального масла прежде всего и определяют и разграничивают области применения пневматических и гидравлических приводов.

Высокую плавность и равномерность хода, точность остановки выходного звена, большие рабочие усилия может обеспечить гидравлический привод, в котором рабочим телом служит несжимаемая жидкость — минеральное масло, или комбинированный привод — пневмогидравлический. Только в этих случаях рационально его применение. Однако гидропривод имеет целый ряд недостатков: трудность снабжения рабочим телом — минеральным маслом, опасность его утечки через уплотнения и т.д. Поэтому в большинстве случаев рационально применять более простой в эксплуатации пневмопривод, рабочим телом для которого служит воздух из атмосферы, сжатый в компрессоре.

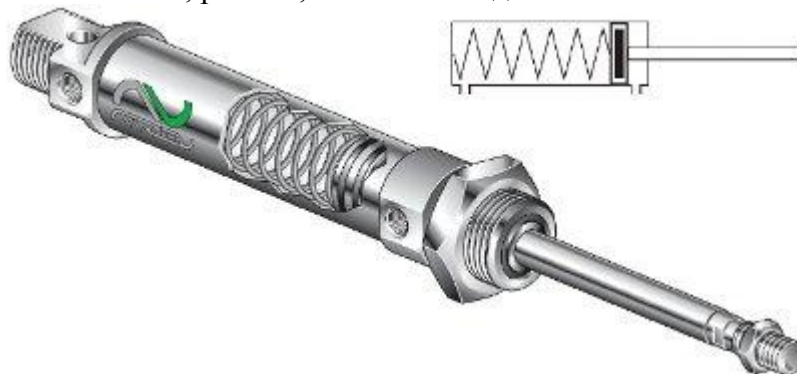
В состав системы пневмопривода могут входить самые различные пневмодвигатели: пневмоцилиндры, мембранные (или диафрагменные) исполнительные механизмы, поворотные пневмодвигатели, многооборотные пневмомоторы. Кроме того, в системы входят устройства управления их движением (пневмораспределители, дроссели с обратными клапанами, редукционные клапаны), кондиционеры (фильтры-влагоотделители, маслораспылители, обеспечивающие смазку подвижных частей пневмоаппаратуры, глушители шума); запорные органы (вентили); пневмолинии (трубопроводы и соединения).

Пневматические цилиндры используются для преобразования энергии сжатого воздуха в линейное или круговое перемещение.

В зависимости от серии и конструкции цилиндра, некоторые элементы могут отсутствовать или добавляться новые.

Принцип действия

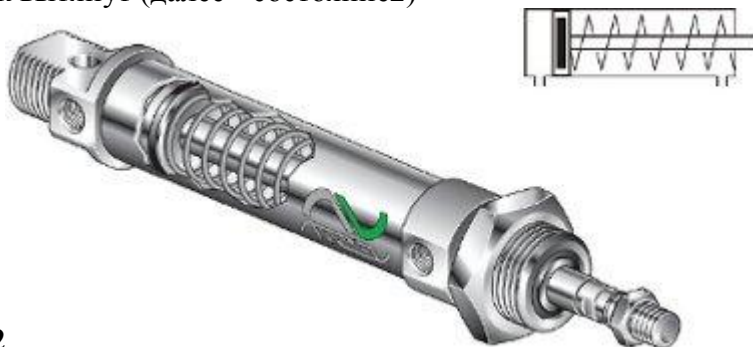
При подаче давления в одно из соединений, поток сжатого воздуха начинает давить на поверхность поршня, вызывая его перемещение внутри прибора до крайнего положения. Поршень тянет за собой шток. К штоку возможно присоединять различные исполнительные механизмы, рычаги, заслонки и т.д.



Состояние 1

Таким образом, посредством подачи воздуха в пневмоцилиндр, осуществляется механическое воздействие на исполнительный механизм. Любой стандартный цилиндр имеет 2 рабочих состояния

- : - шток втянут (далее - состояние 1)
- - шток вытянут (далее - состояние 2)



Состояние 2

Переход цилиндра из одного в другое осуществляется путем подачи либо сброса давления (сжатого воздуха) на одном из соединений.

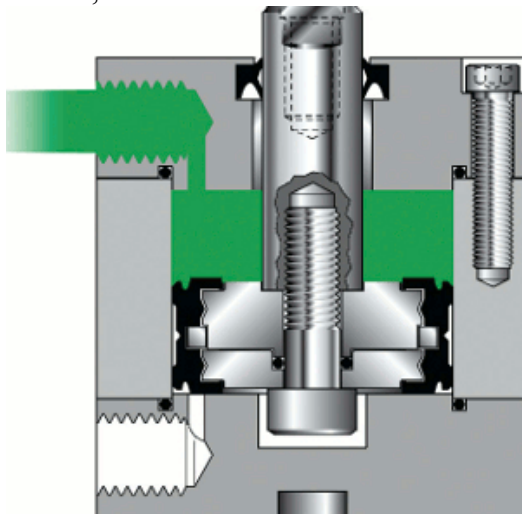
По принципу действия их различают на две группы:

- **одностороннего действия** -, - **двухстороннего действия** -

Цилиндры одностороннего действия используют одно соединение для подачи давления и возвратную пружину. Различают цилиндры одностороннего действия с фронтальной возвратной пружиной и задней возвратной пружиной.

Односторонний цилиндр с фронтальной пружиной в состоянии 1 при отсутствии подачи давления. При подаче давления воздух давит на поверхность поршня и преодолевая силу сопротивления пружины переводит цилиндр в состояние 2. При сбросе давления с цилиндра он переходит в состояние 1 благодаря усилию возвратной пружины.

Поведение одностороннего цилиндра с задней пружиной аналогично цилиндру с фронтальной, только состояния 1 и 2 меняются местами.



Цилиндры двухстороннего действия используют два соединения для подачи давления.

Цилиндр двухстороннего действия будет находиться в состоянии 1, когда давление подано на верхнее соединение, а нижнее соединение связано с атмосферой.

Для перевода цилиндра в состояние 2 необходимо подать давление в нижний порт при этом верхний порт нужно соединить с атмосферой.

Преимуществом цилиндров двухстороннего действия является то, что они имеют более высокое значение максимальной нагрузки на шток при прямом ходе, чем односторонние цилиндры аналогичного размера ввиду отсутствия сопротивления пружины.

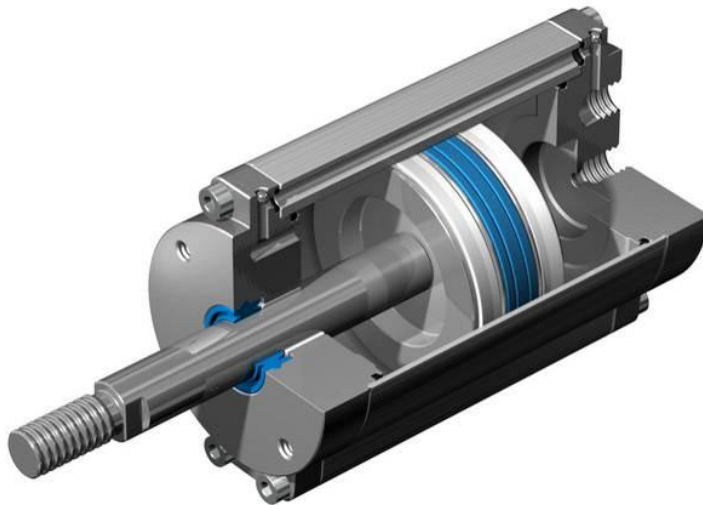
Потребление воздуха

Потребление воздуха, л/мин. пневматическим цилиндром двухстороннего действия должно рассчитываться по следующей формуле:

$$Q = \frac{\varnothing^2 \pi PCN}{2}$$

(Для цилиндров одностороннего действия $Q=Q/2$)

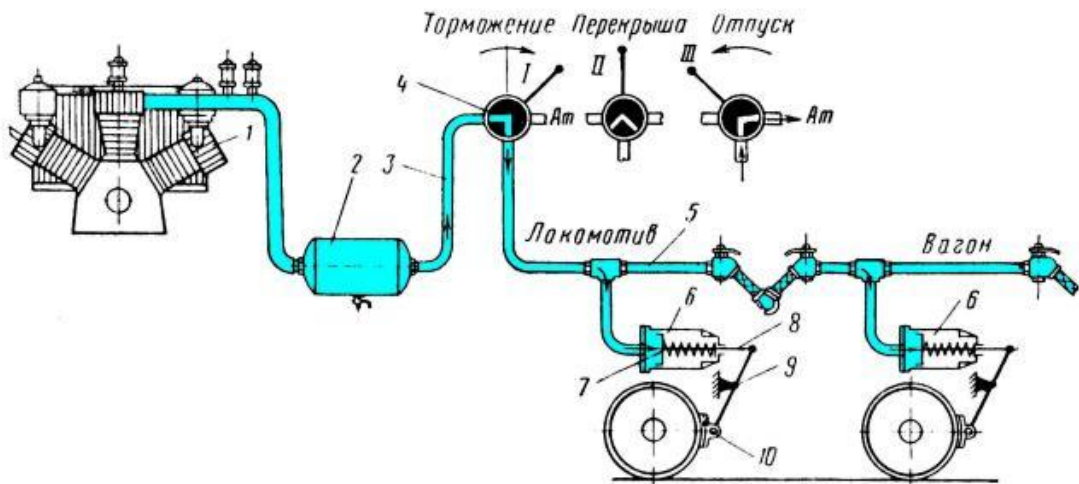
- Q — Потребление воздуха, л/мин;
- \varnothing — Диаметр цилиндра, дм;
- P — Абсолютное рабочее давление воздуха подаваемого в цилиндр, кгс/см²;
- C — Ход штока цилиндра, дм;
- N — Число изменений состояния цилиндра в минуту.



Применение пневматического привода в технике

Механизм торможения локомотива

Компрессор 1 нагнетает в главный резервуар 2 сжатый воздух, который по питающей магистрали 3 поступает к крану машиниста 4. Кран машиниста условно изображен в виде переключательной пробки, в которой высверлен прямоугольный канал. При постановке ручки крана машиниста в положение отпуска тормозная магистраль 5 с соединительными рукавами, концевыми кранами и тормозные цилиндры 6 сообщаются с атмосферой Ат. Рычажная передача 9 при этом удерживает башмаки с колодками 10 на определенном расстоянии от поверхности катания колес.



Прямодействующий неавтоматический тормоз

При переводе ручки крана в положение торможения I сжатый воздух из главного резервуара 2 по питательной магистрали 3 через кран машиниста 4, тормозную магистраль 5 поступает в цилиндр 6, передвигая поршень 7 со штоком 8 и связанную с ним рычажную передачу 9 и прижимая колодки к колесам.

Перемещение ручки крана в положение перекрыши II приводит к отключению главного резервуара от магистрали 5 и цилиндра 6. Вся система остается в заторможенном состоянии, причем утечки воздуха из тормозного цилиндра не восполняются.

Этот тормоз называется неавтоматическим потому, что при разрыве поезда (разъединении рукавов) торможения не происходит, сжатый воздух уходит из системы в атмосферу. Тормоз является прямодействующим и неистощимым, так как торможение происходит за счет подачи сжатого воздуха непосредственно из главного резервуара и имеется возможность восполнить утечки воздуха из цилиндров.

Пневматическая подвеска автомобиля

Пневматическая подвеска (обиходное название – **пневмоподвеска**) – вид подвески, обеспечивающий регулирование уровня кузова относительно дороги за счет применения пневматических упругих элементов. В настоящее время пневматическая подвеска устанавливается в качестве опции на некоторых моделях автомобилей бизнес-класса и больших внедорожниках (например, **Volkswagen Touareg**, **Audi Q7**). По своей сути пневмоподвеска не является отдельным видом подвески автомобиля, т.к. может быть реализована со многими конструкциями подвесок ([МакФерсон](#), [многорычажная подвеска](#) и др.).

Основными преимуществами пневматической подвески являются комфортабельность, геометрическая проходимость и безопасность автомобиля. Пневмоподвеска, как правило, применяется в комбинации с автоматически регулируемые амортизаторами. Такая конструкция называется **адаптивная пневмоподвеска**.

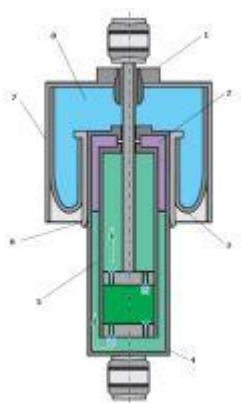
Пневматическая подвеска имеет следующее общее **устройство**:

- пневматические упругие элементы на каждое колесо;
- модуль подачи воздуха;
- ресивер;
- регулируемые амортизаторы (в адаптивной подвеске);
- система управления.

Пневматический упругий элемент выполняет основную функцию подвески – поддержание определенного уровня кузова автомобиля. Это достигается путем изменения давления и соответствующего ему объема воздуха в упругих элементах.

Схема пневматического упругого элемента

Пневматический упругий элемент состоит из корпуса с направляющей, манжеты и поршня. Конструктивно пневматический упругий элемент может изготавливаться со встроенным амортизатором или устанавливаться отдельно. Упругий элемент, объединенный с амортизатором, имеет название **пневматическая стойка** (по аналогии с амортизаторной стойкой подвески МакФерсон).



Манжета пневматического упругого элемента изготавливается из прочного многослойного **эластомера**. В некоторых конструкциях упругих элементов применяются дополнительные пневмоаккумуляторы. Для поддержания давления при утечке воздуха в упругом элементе может устанавливаться **клапан остаточного давления**.

Модуль подачи воздуха служит для питания упругих элементов воздухом. Он включает:

- электродвигатель;
- компрессор;

- осушитель воздуха.

Конструктивно в модуль включен блок электромагнитных клапанов системы управления подвеской.

Ресивер представляет собой резервуар для воздуха и обеспечивает регулирование дорожного просвета при движении на небольшой скорости без включения компрессора, а также корректировку положения кузова на стоянке.

Регулирование уровня кузова относительно дороги осуществляется с помощью **электронной системы управления**, которая включает входные датчики, блок управления и исполнительные устройства.

С помощью **клавиши** осуществляется ручное регулирование уровня кузова. **Датчики** обеспечивают автоматическое регулирование пневмоподвески.

Блок управления преобразует электрические сигналы входных датчиков в управляющие воздействия на исполнительные устройства. В своей работе блок управления взаимодействует с блоками **системы управления двигателем**, **системы курсовой устойчивости**.

В системе управления пневматической подвески используются следующие **исполнительные устройства**:

- клапаны пневматических упругих элементов (*создание давления*);
- выпускной клапан (*сброс давления*);
- клапан ресивера (*поддержание давления*);
- реле включения компрессора.

Конструктивно все клапаны сосредоточены в **блоке электромагнитных клапанов**, расположенном в модуле подачи воздуха.

Принцип работы пневматической подвески

В пневматической подвеске реализовано, как правило, три алгоритма управления:

- автоматическое поддержание уровня кузова;
- принудительное изменение уровня кузова;
- автоматическое изменение уровня кузова в зависимости от скорости движения.

ния.

Автоматическое поддержание определенного уровня кузова в пневматической подвеске осуществляется независимо от степени загрузки автомобиля. Датчики уровня кузова постоянно измеряют расстояние от колес до кузова. Результаты измерений сравниваются с заданной величиной. При расхождении показаний электронный блок управления задействует необходимые исполнительные устройства: клапаны упругих элементов для подъема, выпускной клапан для опускания подвески.

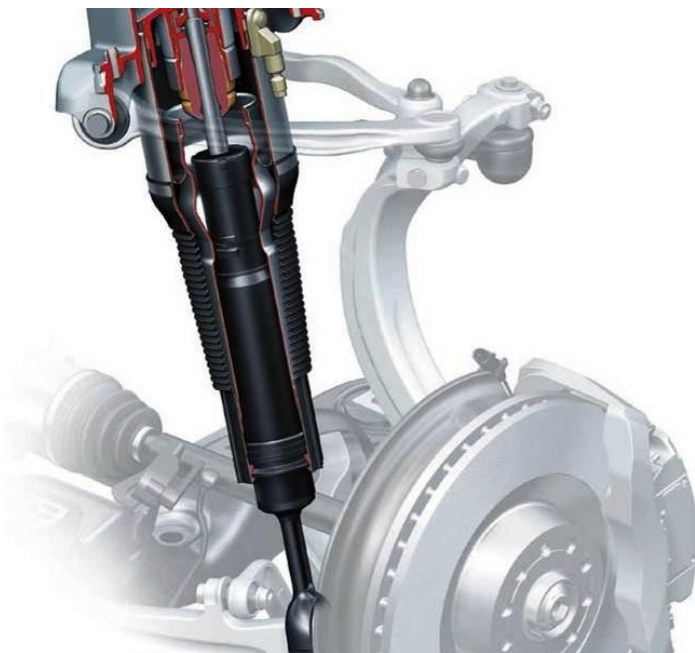
В работе пневматической подвески предусмотрено обычно три уровня кузова относительно дороги:

- номинальный;
- повышенный;
- пониженный.

Уровни кузова устанавливаются водителем с помощью регулировочной клавиши. В конструкции пневмоподвески больших внедорожников предусмотрен дополнительный уровень для посадки пассажиров и погрузки вещей, который реализуется на неподвижном автомобиле.

Автоматическое изменение уровня кузова в зависимости от скорости обеспечивает устойчивость автомобиля в движении. При увеличении скорости программа управления подвеской переводит уровень кузова последовательно от повышенного к номинальному и далее, с ростом скорости, к пониженному. При снижении скорости система переводит положение кузова из пониженного в номинальное.

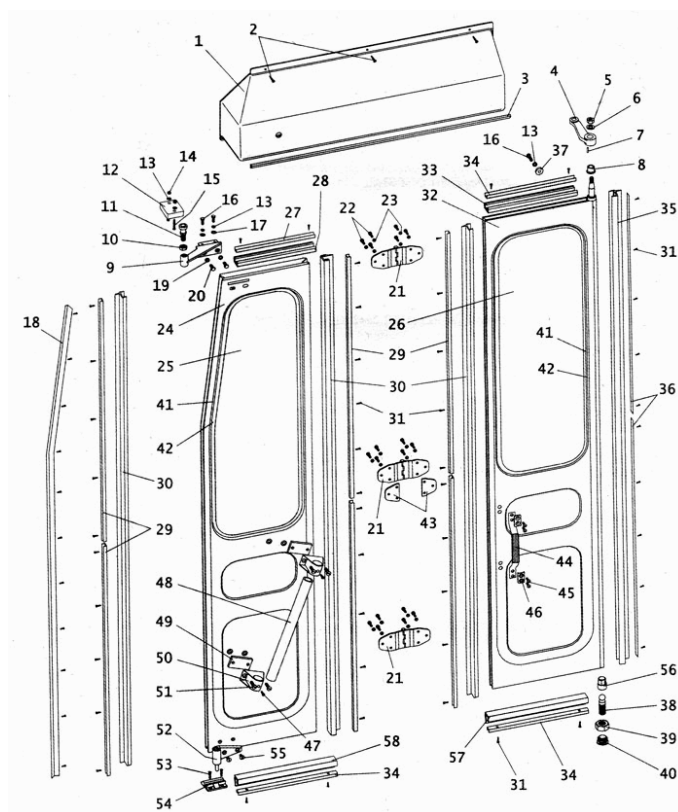
Применение регулируемых амортизаторов значительно расширяет характеристики пневматической подвески.



Задание

Используя взрыв схему и наименование деталей устройства механизма открывания двери:

1. Изучить и описать принцип работы;
2. Изобразить схему открывания (в открытом, промежуточном и закрытом положениях);
3. Выполнить технический рисунок дверного проема.



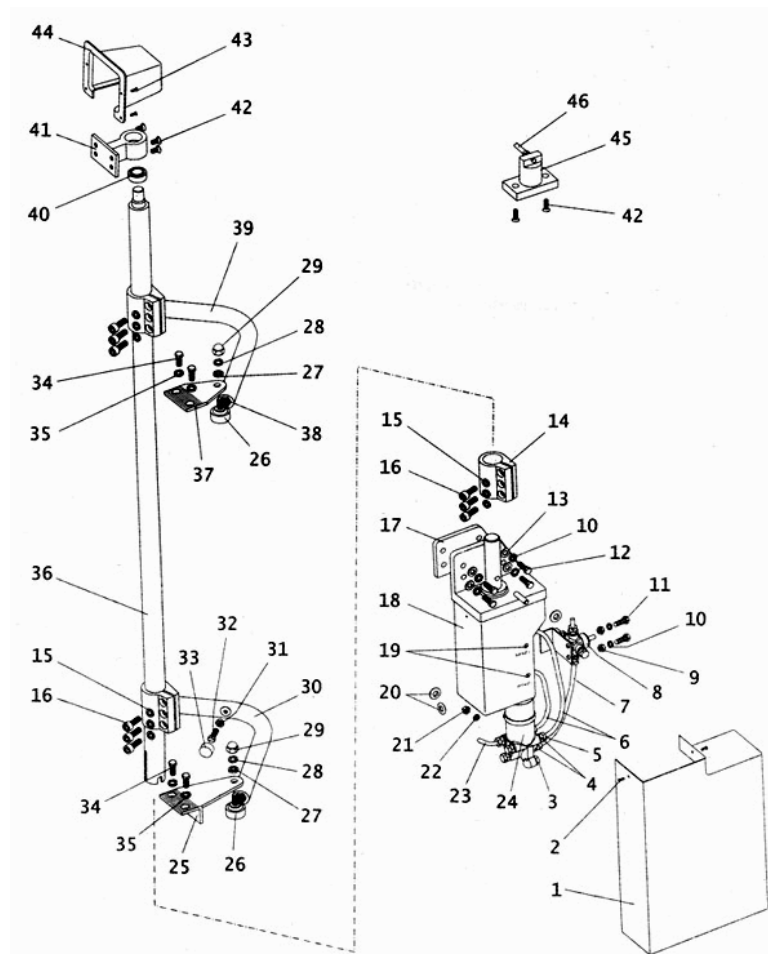
Дверь пассажирская двустворчатая ПАЗ 4230

1. Кожух направляющей ролика передней двери

2. Винт 4x18 ОСТ37.001.186-81
3. Уплотнитель проема пассажирской двери (ПР-083)
4. Рычаг механизма открывания передней двери
5. Гайка М14х1,5-6Н ОСТ37.001.124-93
6. Шайба 14.ОТ ОСТ37.001.115-75
7. Шпонка
8. Втулка оси
9. Кронштейн оси направляющего ролика
9. Кронштейн оси направляющего ролика
10. Гайка М16х1,5-6Н ОСТ37.001.124-93
11. Ролик направляющий с осью в сборе
12. Упор направляющего ролика двери
13. Шайба 6 ОСТ37.001.144-96
13. Шайба 6 ОСТ37.001.144-96
13. Шайба 6 ОСТ37.001.144-96
14. Гайка М6-6Н ОСТ37.001.124-93
15. Винт М6-6gx35 ОСТ37.001.125-81
16. Винт М6-6gx14 ОСТ37.001.130-81
16. Винт М6-6gx14 ОСТ37.001.130-81
17. Шайба 6Л ОСТ37.001.115-75

18. Накладка стойки передней двери
19. Шайба 8Т ОСТ37.001.115-75
20. Болт М8-6gx25 ОСТ37.001.123-96
21. Петля пассажирской двери наружная в сборе
21. Петля пассажирской двери наружная в сборе
21. Петля пассажирской двери наружная в сборе
22. Болт М6-6gx20 ОСТ37.001.123-96
23. Шайба 6Т ОСТ37.001.115-75
24. Створка задней двери ведомая в сборе
24. Створка передней двери ведомая в сборе
25. Стекло передней пассажирской двери
26. Стекло пассажирской двери
27. Профиль крепления уплотнителя ведомой створки горизонтальный верхний
28. Уплотнитель ведомой створки верхний (ПР-265)
29. Профиль крепления уплотнителя
29. Профиль крепления уплотнителя
30. Уплотнитель пассажирской двери вертикальный (ПР-261)
30. Уплотнитель пассажирской двери вертикальный (ПР-261)
31. Винт 4x12 ОСТ37.001.188-81
31. Винт 4x12 ОСТ37.001.188-81
31. Винт 4x12 ОСТ37.001.188-81
32. Створка задней двери ведущая в сборе
32. Створка передней двери ведущая в сборе
33. Уплотнитель ведущей створки верхний (ПР-265)
34. Профиль крепления уплотнителя горизонтальный
34. Профиль крепления уплотнителя горизонтальный
34. Профиль крепления уплотнителя горизонтальный
35. Уплотнитель ведущей створки вертикальный (ПР-263)
36. Пластина
37. Буфер пассажирской двери
38. Опора пассажирской двери нижняя
39. Гайка М20х1,5-6Н ОСТ37.001.124-93
40. Пробка
41. Уплотнитель стекла (ПР-004)
41. Уплотнитель стекла (ПР-004)
42. Замок уплотнителя стекла (ПР-028)
42. Замок уплотнителя стекла (ПР-028)

- 43. Прокладка петли
- 44. Аварийная ручка двери
- 45. Винт М6-6gx14 ОСТ37.001.126-81
- 46. Наконечник ручки
- 47. Винт 4x18 ОСТ37.001.186-81
- 48. Поручень люка в сборе
- 49. Пластина кронштейна поручня
- 50. Кронштейн поручня люка
- 51. Винт М6-6gx18 ОСТ37.001.125-81
- 52. Фиксатор в сборе
- 53. Винт М6-6gx18 ОСТ37.001.127-81
- 54. Упор створки пассажирской двери
- 55. Винт крепления фиксатора М8-6gx18 1
- 56. Втулка опоры
- 57. Уплотнитель ведущей створки нижний (ПР-261)
- 58. Уплотнитель ведомой створки нижний (ПР-261)



Механизм открывания одностворчатой пассажирской двери с трубопроводами ПАЗ 4230

1. Кожух механизма открывания дверей
2. Винт М5-6gx10 ОСТ37.001.127-81
3. Заглушка
4. Штуцер
5. Гайка накидная
6. Трубка от крана управления к поворотному механизму
7. Трубка от крана управления к крану открывания изнутри
8. Кран открывания изнутри
9. Гайка М6-6Н ОСТ37.001.124-93
10. Шайба 8Т ОСТ37.001.115-75
10. Шайба 8Т ОСТ37.001.115-75
11. Болт М6-6gx25 ОСТ37.001.123-96
12. Болт М8-6gx60 ОСТ37.001.123-96
13. Шайба 8 ОСТ37.001.144-96
14. Хомут стойки
15. Шайба 10-Кд ОСТ1 11532-74
15. Шайба 10-Кд ОСТ1 11532-74
16. Болт 10-32-Кд ОСТ1 31206-80
16. Болт 10-32-Кд ОСТ1 31206-80
17. Пластина
18. Поворотный механизм
19. Клапан в сборе
20. Втулка
21. Гайка М10х1,6Н
22. Шайба 10.ОТ ОСТ37.001.115-75
23. Трубка от крана управления к пневмозащелке
24. Кран управления
25. Кронштейн крепления нижнего рычага привода двери
26. Шарнир в сборе
26. Шарнир в сборе
27. Шайба 2-10-18-Ц ОСТ133084-80
27. Шайба 2-10-18-Ц ОСТ133084-80
28. Шайба 10-Фас.окс. ОСТ133084-80
28. Шайба 10-Фас.окс. ОСТ133084-80
29. Гайка 10-Хим.Пас. ОСТ111532-74
29. Гайка 10-Хим.Пас. ОСТ111532-74
30. Рычаг нижний в сборе с шарниром
31. Гайка 8-Кд ОСТ133026-80

- 32. Винт 8-50-Кд ОСТ131515-80
- 33. Колпачок
- 34. Болт М8-6gx20 ОСТ37.001.123-96
- 34. Болт М8-6gx20 ОСТ37.001.123-96
- 35. Шайба 8Л ОСТ37.001.115-75
- 35. Шайба 8Л ОСТ37.001.115-75
- 36. Стойка
- 37. Кронштейн крепления верхнего рычага привода двери
- 38. Гайка 10-Кд ОСТ133026-80
- 39. Рычаг верхний в сборе с шарниром
- 40. Подшипник ГОСТ3665-78
- 40. Подшипник ГОСТ3665-78
- 41. Кронштейн
- 42. Винт М8-6gx18 ОСТ37.001.125-81
- 42. Винт М8-6gx18 ОСТ37.001.125-81
- 43. Винт СП М4х20 ТУ37.103.040-96
- 44. Кожух
- 45. Пневмозащелка ригельная
- 46. Трубка от крана открывания изнутри



4. Контрольные вопросы

1. Каким образом происходит передача движения в пневмоприводе?
2. Дайте определение понятию «пневмопривод»?

3. Перечислите основные элементы пневматических систем?
4. Опишите работу пневмоцилиндра.
5. Как классифицируют пневмоцилиндры по принципу действия.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ: ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ

Электропривод является технической системой, служащей для преобразования электрической энергии в механическую, которая необходима для осуществления различных технологических процессов в промышленности, сельском хозяйстве, на транспорте, и других областях жизнедеятельности человека. Большинство рабочих машин, агрегатов, технологических линий и комплексов приводится в движение электрическим приводом.

Однако функции электропривода не ограничиваются только преобразованием энергии - они существенно шире. Каждая рабочая машина нуждается в управлении, нужно включать и выключать двигатели, приводящие в движение рабочие органы машины, изменять скорость и усилие на рабочих органах в соответствии с условиями ведения технологического процесса, осуществлять необходимые защиты и блокировки, обеспечивающие безаварийную работу машин.

В тех случаях, когда рабочая машина или технологический комплекс имеет несколько рабочих органов, каждый из которых приводится в движение своим электроприводом, в задачу управления входит согласование движений рабочих органов в соответствии с требованиями технологического процесса.

Управление рабочей машиной может осуществляться оператором вручную или автоматически посредством устройств автоматического или программного управления. Даже если рабочие машины управляются вручную, ряд функций управления обычно автоматизирован для облегчения работы оператора и более точного выполнения технологического процесса.

Вторую функцию электропривода можно определить как управление движением исполнительных органов рабочей машины, причем это управление может осуществляться вручную с элементами автоматики или автоматически.

Итак, современный электрический привод представляет собой техническую систему, предназначенную для приведения в движение рабочего органа машины и управления ее технологическим процессом.

Сочетание двух функций электропривода: преобразование электрической энергии в механическую и управление параметрами механической энергии (мощность, усилие, крутящий момент, скорость, ускорение, путь и угол перемещения) с целью рационального выполнения технологического процесса, выполняемого рабочей машиной, определяет назначение и роль электропривода в машинном производстве.

Рассмотрим некоторые примеры электроприводов и выполняемых ими функций.

На рис. 1.1 показана электрическая схема электропривода вентилятора, служащего для обмена воздуха в помещении. Преобразование электрической энергии в механическую, необходимую для приведения рабочего колеса вентилятора во вращение, осуществляется асинхронным двигателем М. Однако состав электропривода вентилятора не ограничивается только двигателем. Чтобы вентиляторная установка могла работать, двигатель нужно включать и отключать. Эта функция управления реализуется с помощью магнитного пускателя КМ и кнопок управления. При нажатии кнопки SB1 «пуск» катушка пускателя получает питание, и пускатель замыкает свои главные контакты, подключая двигатель к сети. Своим нормально открытым (н.о.) блок-контактом КМ пускатель шунтирует кнопку

«пуск», вследствие чего после отпускания кнопки пускатель остается включенным. Отключение двигателя производится нажатием кнопки «стоп» SB2, разрывающей цепь катушки пускателя.

Схема, показанная на рис. 1.1, содержит также защитные устройства: защиту от токов короткого замыкания (к.з.) в проводниках или в обмотке статора двигателя. Эта защита обеспечивается автоматическим выключателем QF, име-

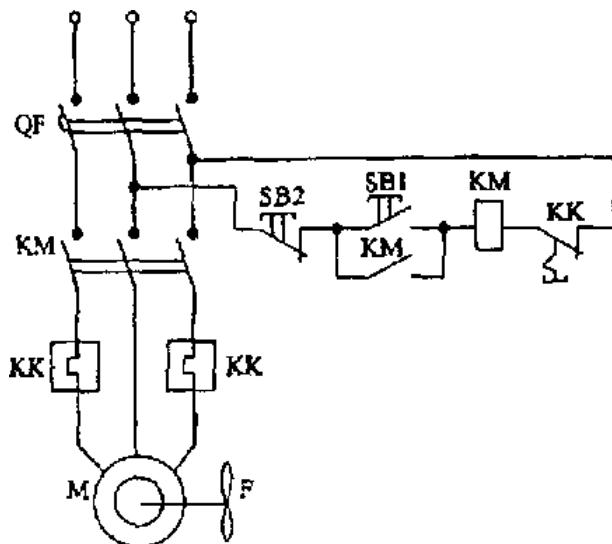


Рис.1.1. Схема электропривода вентилятора

мый расцепитель. Защита двигателя от уется посредством тепловых реле КК, магнитного пускателя.

следующего примера рассмотрим электрическую систему бытового аппарата - автоматической машины активаторного типа. Машина является электромеханическим устройством, состоящим из электродвигателя вращения, насоса, электрических клапанов и аппаратуры управления. В соответствии с установкой машина автоматически производит стирку и отжим белья, налив и слив воды. Работу электрических и механических элементов объединяет устройство программного управления.

Устройство управления состоит из отдельных элементов, но их нельзя рассматривать порознь, т.к. совместно они образуют автоматическую электромеханическую систему, выполняющую требуемый технологический процесс, причем в состав этой

электромеханической системы входят электродвигатели, осуществляющие преобразование электрической энергии в механическую, необходимую для осуществления данного технологического процесса, и устройство управления, обеспечивающее управление этим процессом.

Структура электропривода

Электропривод - это техническая система, предназначенная для приведения в движение рабочих органов машины и целенаправленного управления рабочими процессами, состоящая из электродвигательного, передаточного, преобразовательного и информационно-управляющего устройств.

Электродвигательное устройство - это электрический двигатель, преобразующий электрическую энергию в механическую - электромеханический преобразователь энергии. Двигатели могут быть различными по виду создаваемого ими движения: вращательного, линейного, шагового, вибрационные и др. Большинство используемых электродвигателей - это машины вращательного движения. Для передачи движения от электродвигателя к рабочему органу машины служит механическое передаточное устройство: редуктор, трансмиссия, ременная передача, канатная передача, кривошипно-шатунный механизм, передача винт-гайка и др. (см. рис.). Передаточный механизм характеризуется коэффициентом передачи, представляющим собой отношение скорости на входе к скорости на выходе механизма. В некоторых рабочих машинах (например, насосы, вентиляторы,) механическое передаточное устройство, как правило, отсутствует.

Преобразовательное устройство - это преобразователь электрической энергии. Эти устройства применяются в регулируемом электроприводе для целенаправленного и экономичного изменения параметров движения электропривода: скорости, развиваемого момента и др. К электрическим преобразовательным устройствам относятся управляемые выпрямители, преобразователи частоты и другие. В нерегулируемых электроприводах преобразовательное устройство, как правило, отсутствует.

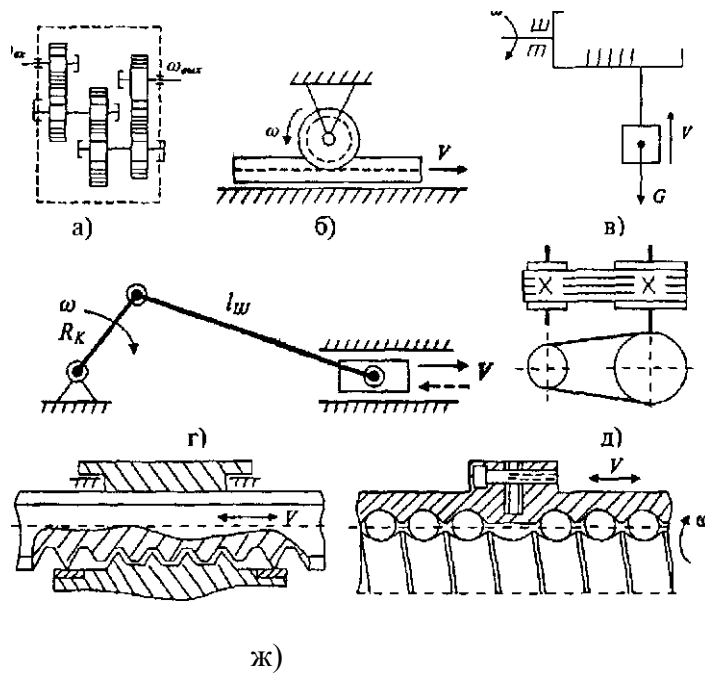


Рис.1.2 Механические передаточные устройства: а - редуктор; б - зубчатая передача; в - барабанно-канатная передача; г - кривошипно-шатунный механизм; д - ременная передача; е - винтовая передача; ж - шарико-винтовая передача

Электрическое преобразовательное устройство обычно представляет собой преобразователь, выполненный на силовых полупроводниковых приборах: неуправляемых (диоды) и управляемых (тиристоры, запираемые тиристоры, биполярные транзисторы с изолированным входом - IGBT, и другие).

Электродвигательное, передаточное и преобразовательное устройства образуют силовой канал электропривода (см. рис) содержащий электрическую часть (сеть, преобразователь электрической энергии, электродвигатель) и механическую часть (подвижный элемент, например, ротор и вал электродвигателя, механическая передача, рабочий орган машины).

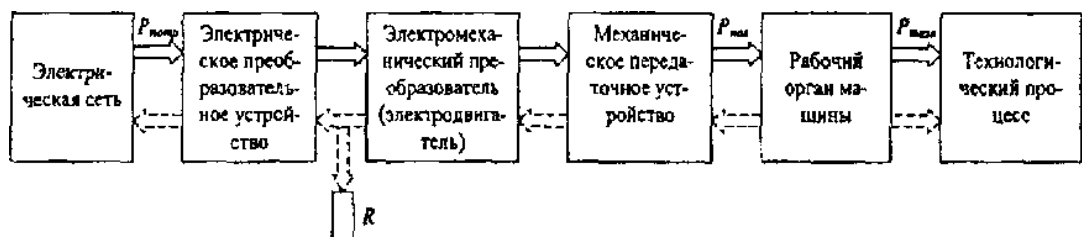


Рис. 1.3. Структура силового канала электропривода

При работе электропривода в двигательном режиме электрическая энергия, поступающая из сети, преобразуется электродвигателем в механическую энергию, которая передается рабочему органу машины и расходуется на выполнение технологического процесса.

Классификация электроприводов

Электроприводы, используемые в различных технологических установках, разнообразны по своим функциональным возможностям, схемному и конструктивному исполнению, степени автоматизации, что связано с большим разнообразием рабочих машин. Классификация электроприводов по отдельным признакам дана в таблице 1.1.

Электроприводы бывают индивидуальными и групповыми. Если каждый рабочий орган машины приводится в действие своим электроприводом, то он называется индивидуальным. Такой привод может быть однодвигательным, либо многодвигательным. При

групповом электроприводе один двигатель приводит в движение несколько рабочих органов. При этом усложняется кинематическая цепь рабочей машины и затрудняется управление рабочими органами, т.к. для раздельного управления рабочими органами необходимо применять специальные механические устройства: управляемые муфты, коробки передач, фрикционы и др. По мере развития техники групповой электропривод все больше вытесняется индивидуальным.

Классификация по виду движения электродвигателя. Наибольшее, а до недавнего времени исключительное применение получили электроприводы вращательного движения. В последнее время значительное внимание уделяется линейным двигателям. В тех механизмах, где рабочий орган совершает поступательное или возвратно-поступательное движение применение линейных двигателей конструктивно гораздо удобнее, чем использование специальных кинематических пар: винт-гайка, шарико-винтовые передачи, кривошипно-шатунный механизм и др. Из-за низких энергетических и массогабаритных показателей линейные электродвигатели не находили применения. Создание новых эффективных конструкций линейных двигателей с питанием их от полупроводниковых преобразователей частоты открывает новые возможности использования линейных электроприводов для ряда производственных машин, в первую очередь, для металлорежущих станков.

Таблица 1.1

Классификация автоматизированных электроприводов

Классификационный признак	Классификационные градации
По числу рабочих органов, приводимых электроприводом	<ol style="list-style-type: none"> 1. Индивидуальный 2. Многодвигательный 3. Групповой
По виду движения электродвигателя	<ol style="list-style-type: none"> 1. Вращательного движения 2. Линейный 3. Многокоординатного движения
По способу соединения двигателя с рабочим органом	<ol style="list-style-type: none"> 1. Редукторный 2. Безредукторный 3. Конструктивно-интегрированный
По регулируемости	<ol style="list-style-type: none"> 1. Нерегулируемый 2. Регулируемый
По основному контролируемому параметру	<ol style="list-style-type: none"> 1. Регулируемый по моменту 2. Регулируемый по скорости 3. Регулируемый по положению
По виду управления	<ol style="list-style-type: none"> 1. С ручным управлением 2. С полуавтоматическим управлением 3. С замкнутой САР скорости с ручным заданием или с заданием от системы управления технологическим процессом 4. С замкнутой САР положения, обеспечивающей точное позиционирование 5. С программным управлением 6. Следящий

Для высокоточных механизмов и для машин, работающих в динамичных режимах, стремятся исключить механические передачи между валом двигателя и рабочим органом. Такие электроприводы называют *безредукторными*. При этом, однако, возрастают габариты и масса приводного двигателя, поскольку эти параметры при одной и той же мощности двигателя примерно обратно пропорциональны номинальной скорости двигателя.

В последние годы стремятся конструктивно объединить рабочий орган с приводным электродвигателем. Примерами таких конструктивно-интегрированных электроприводов являются мотор-колеса (для транспортных средств) и др.

Новым направлением в технике является создание электромеханических модулей, включающих в себя рабочий орган, электромеханическое устройство (двигатель) с системой его регулирования и микропроцессорное управляющее устройство. Такие модули, получившие название мехатронных, применяются в роботах и станках с числовым программным управлением.

Под регулируемостью понимается возможность изменения или точного поддержания скорости, ускорения или момента (усилия) приводного электродвигателя.

Исторически сложилось, что большинство существующих электроприводов выполнено на базе короткозамкнутых асинхронных электродвигателей, не допускающих в стандартной схеме их питания регулирования скорости или момента. Модификацией односкоростных асинхронных электродвигателей являются двух и трехскоростные двигатели. Электроприводы с многоскоростными двигателями дают возможность получать две или три фиксированные рабочие скорости, но не могут обеспечить плавного регулирования скорости в заданном диапазоне. К подобным по управляемости можно также отнести электроприводы с реостатно-контакторным управлением. Такие приводы не дают возможности регулировать момент и ускорение электропривода и формировать требуемый характер изменения скорости во времени. Поэтому электропривод с многоскоростными электродвигателями и с контакторным управлением в отличие от другой учебной литературы не рассматривается нами как регулируемый.

Понятие регулируемый электропривод, принятое в учебнике, включает в себя выполнение следующих функций:

- установка требуемой скорости в пределах заданного диапазона;
- стабилизация установленного значения скорости с заданной точностью при возмущающих воздействиях, например, изменении нагрузки на валу двигателя;
- регулирование момента, развиваемого двигателем в двигательном и тормозном режимах, и ускорения (замедления) привода;
- формирование требуемого характера изменения скорости во времени $a = f(t)$ с заданной точностью.

Современной тенденцией является все более широкое использование регулируемых электроприводов.

В зависимости от технологических требований электропривод должен осуществлять регулирование по одному из главных контролируемых параметров: моменту, скорости или положению рабочего органа машины. (Это не означает, что при этом не регулируются другие параметры; при регулировании положения необходимо регулировать скорость и т.п.).

Регулирование момента как основного регулируемого параметра характерно для тех производственных машин, где контролируется натяжение обрабатываемого материала: намоточные устройства, линии обработки ткани и др. Наиболее часто основным контролируемым параметром является скорость. Механизмы главного движения станков, клетки прокатных станов, конвейеры, питатели, насосы и многие другие машины по технологии своей работы требуют регулирования скорости. Есть механизмы, которые требуют позиционирования рабочего органа или перемещения его по заданной траектории. Такие электроприводы управляются по положению.

В зависимости от диапазона регулирования скорости, регулируемые электроприводы разделяются на:

- регулируемые приводы с ограниченным диапазоном регулирования (не более 2:1);
- регулируемые приводы общего назначения с диапазоном регулирования не выше 100:1;

- широкорегулируемые электроприводы (диапазон регулирования скорости порядка 1000:1);
- высокоточные электроприводы (диапазон регулирования 10000:1 и выше).

Классификация электроприводов по виду управления включает в себя электроприводы с системами управления, различающимися по их функциональным возможностям и сложности.

Наиболее простые системы с ручным управлением характерны для нерегулируемых электроприводов. Такие электроприводы имеют систему управления на основе релейно-контакторной аппаратуры, выполняющей функции пуска, останова, защиты и блокировки.

Электроприводы с полуавтоматическим управлением подразумевают управление электроприводом оператором с помощью командно-контроллера, кнопок управления и других аппаратов. Система управления содержит элементы автоматического управления и регулирования, обеспечивающие автоматическое изменение параметров электропривода (например, переключение ступеней сопротивления пускового реостата в функции тока или времени) в соответствии с командами оператора. Такие системы характерны, например, для электропривода грузоподъемных кранов.

Для регулируемого электропривода, как правило, используются замкнутые САР по току и скорости. В этом случае управление может осуществляться оператором, как это производится, например, машинистами экскаваторов, прокатных станов и других машин. Задание на скорость может также определяться системой технологической автоматики (например, бумагоделательные машины, дозаторы и другие машины). Следующей разновидностью являются позиционные электроприводы, которые обеспечивают точную остановку рабочего органа механизма в заданном положении. Системы управления такими электроприводами содержат замкнутый контур положения, действующий постоянно или при входе рабочего органа в зону точной остановки.

Если задающее воздействие на параметры движения рабочего органа задается программными средствами, то такие электроприводы составляют класс электроприводов с числовым программным управлением (ЧПУ). Приводы с ЧПУ содержат замкнутые контуры регулирования по скорости и положению.

Если положение рабочего органа должно изменяться в соответствии с заданием, характер которого заранее неизвестен, то функцией электропривода в этом случае является слежение и отработка этого задания с необходимой точностью. Такой электропривод называется следящим.

Механические характеристики двигателя и рабочего механизма

Назначение электропривода - создавать движение рабочих машин и управлять этим движением. Переменными величинами, характеризующими движение, являются:

Изменение величин, характеризующих движение рабочих органов машины, происходит при воздействии на их кинематическую цепь (механическую часть) сил F . Для вращательного движения физическим аналогом силы является момент M . Момент создается силой, приложенной к плечу (плечо - кратчайшее расстояние от оси вращения до линии действия силы), например, к радиусу барабана грузоподъемной лебедки (рис.а); или парой сил, возникающих в электродвигателях вращательного движения (рис.б) $M = FR$.

Поступательное движение			Вращательное движение		
Величина	Обозначение	Размерность	Величина	Обозначение	Размерность
Путь	S	м	Угол поворота	φ	радиан
Скорость	$V = \frac{dS}{dt}$	м/с	Угловая скорость (частота вращения)	$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$	рад/с; 1/с
Ускорение	$a = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2}$	м/с ²	Угловое ускорение	$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$	рад/с ² ; 1/с ²
Сила	F	Н	Момент	M	Н.м
Масса	m	кг	Момент инерции	J	кг м ²

Электрический двигатель вращательного движения является источником момента.

ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Расчет электропривода по заданной грузоподъемности в первом приближении начинают с определения сопротивления на валу электродвигателя.

Момент сопротивления на валу электродвигателя зависит от веса поднимаемого груза и определяется следующим выражением:

где m — грузоподъемность механизма;

D_b — диаметр грузового барабана;

i — общее передаточное число механизма;

- рабочий КПД механизма;

Момент на валу электродвигателя при опускании груза:

или частоты вращения

Мощность электродвигателя при подъеме груза:

Мощность электродвигателя при опускании груза:

По каталогу выбираем двигатель с номинальной мощностью на 10-20% превышающей расчетную, т.е. $P_{ном} = (1,1; 1,2) P_{рас}$

Обозначение коммутационных устройств и контактных соединений на электрических схемах

Коммутационные устройства и контактные соединения	
Предохранитель плавкий (общее обозначение)	
Контакт коммутационного устройства: закрывающий	
размыкающий	
переключающий	

Выключатель (например, трехполюсный)	
Выключатель кнопочный нажимной: с замыкающим контактом	
с размыкающим контактом	
Контакт электротеплового реле	
Контакт контактного соединения: а) разъёмного: штырь	
гнездо	
б) разборного	
в) неразборного	
Контакт электротеплового реле	

Вопросы для самопроверки

1. Что отражают механические характеристики двигателя и рабочей машины?
2. Как, используя механические характеристики двигателя и рабочей машины, определить скорость установившегося режима работы машины?
3. Что такое жесткость механических характеристик, что она определяет?

4. Как классифицируются электроприводы по виду движения электродвигателя?
5. Приведите классификацию электроприводов по виду управления?
6. Выполнение каких функций определяет понятие регулируемого электропривода?

МЕХАНИЗМЫ: РЫЧАЖНЫЕ, КУЛАЧКОВЫЕ, ФРИКЦИОННЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ, ЧЕРВЯЧНЫЕ, ПЛАНЕТАРНЫЕ, С ГИБКИМИ ЗВЕНЬЯМИ, ХРАПОВЫЕ; МАЛЬТИЙСКИЕ; ЗВЕЗДЧАТЫЕ.

Цель и задачи практического занятия

Изучить принцип работы механизмов, научиться выбирать и составлять структурные схемы, применять механизмы в дизайн-проектах

Теоретическая часть

Проектирование механизмов представляет собой сложную комплексную проблему, решение которой разбивается на несколько этапов.

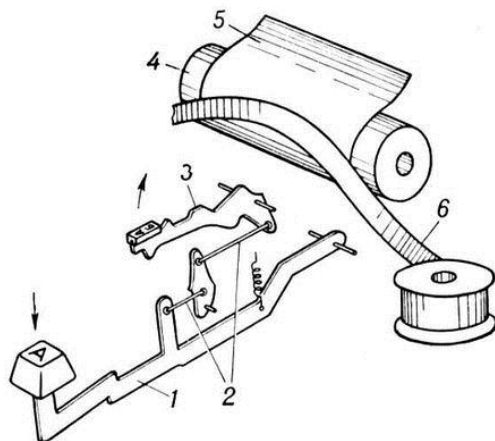
Первым этапом проектирования является выбор кинематической схемы механизма, которая бы обеспечивала требуемый вид движения и его закон.

Ко второму этапу проектирования относится разработка конструкторских форм механизма, обеспечивающих его прочность и долговечность.

Третьим этапом проектирования является разработка технологических и технико-экономических показателей проектируемого механизма.

В теории механизмов в основном рассматриваются и решаются задачи первого этапа проектирования, с помощью которых разрабатываются кинематические схемы механизмов, воспроизводящих требуемый закон движения.

Проектирование механизма начинается с выбора структурной схемы. Ее выбирают из справочных материалов или разрабатывают на основе анализа видов движения, которые должны быть реализованы. Этот этап проектирования называется структурным синтезом.



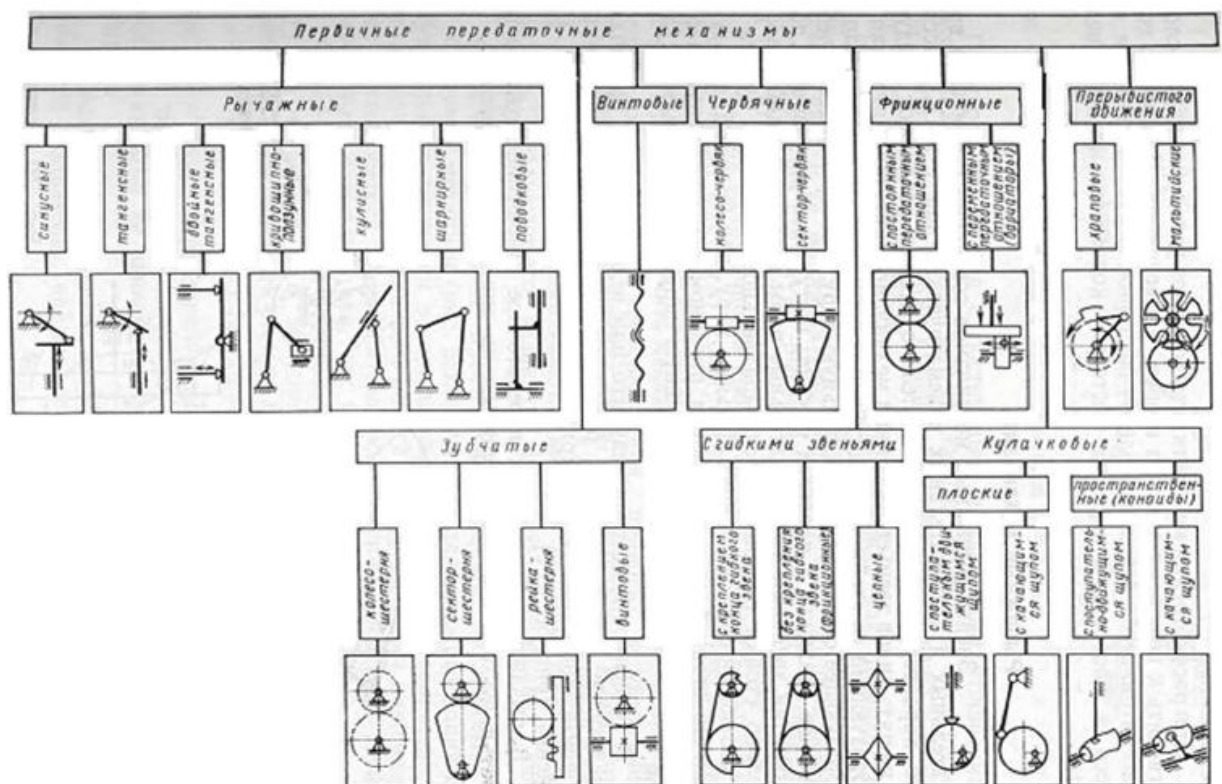
Если имеется несколько структурных схем различных механизмов, пригодных для реализации требуемых параметров, то из них следует выбрать наиболее подходящую. Разработчик должен, хотя бы в первом приближении, оценить кинематические, силовые, точностные и другие характеристики механизма, что заранее сделать достаточно трудно. На практике выбор структурной схемы производится чаще всего на основе предшествующего опыта, знаний или интуиции проектировщика. При огромном многообразии схем одних только рычажных механизмов такой эвристический подход к их выбору оправдан. Однако далеко не всегда проектировщик выбирает удачную структурную схему, о чем свидетельствуют конструкции некоторых существующих механизмов, применяемых в машинах и

приборах. Вопрос о рациональном выборе структуры проектируемого механизма сравнительно сложен, поскольку он трудно поддается формализации.

После выбора структурной схемы механизма определяют геометрические размеры звеньев. При этом учитываются в основном кинематические функции, которые должен реализовать механизм. Этот этап проектирования называют этапом кинематического синтеза механизма, в рамках которого определяют относительные размеры звеньев, т. е. отношение геометрических размеров звеньев к размеру одного из них. Относительные геометрические размеры звеньев называют геометрическими параметрами механизма.

Структурный и геометрический синтез позволяет получить кинематическую схему механизма, отвечающую требованиям, предъявляемым к проектируемому механизму. Кинематические функции, которые должен реализовать проектируемый механизм, воспроизводятся им с определенной точностью. Точность определяется условиями работы механизма, а также требованиями, обусловленными технологическим процессом. На основании анализа спроектированного механизма по степени точности воспроизведения заданной функции решают, пригоден ли полученный механизм или необходимо провести корректировку предыдущих этапов проектирования с изменением исходных данных. Если и повторные расчеты не дают удовлетворительных результатов, то необходимо перейти к другой структурной схеме механизма и выполнить для нее соответствующие расчеты. Этот этап проектирования называют этапом точностного проектирования.

Таким образом, задача проектирования механизма является сложной, многопараметрической, причем число исходных параметров механизма, как правило, больше числа исходных данных, поэтому частью параметров приходится варьировать.



РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

По принципу использования рычажные механизмы делятся на следующие группы.

1. Передаточные механизмы, реализующие заданную функциональную зависимость между положениями входного и выходного звеньев механизма или между их перемещениями.

2. Направляющие механизмы, в которых точка на звене, совершающем сложное движение, перемещается при движении механизма по заданной траектории.

Решение указанных задач синтеза рычажных механизмов с низшими парами может вестись как графическими, так и аналитическими методами. Выбор метода в значительной мере зависит от тех условий, которые поставлены при проектировании (в частности, точность). Графические методы нагляднее и проще с точки зрения, но недостаточно точны. В последнее время достаточно развиты и широко используются аналитические методы с использованием ЭВМ.

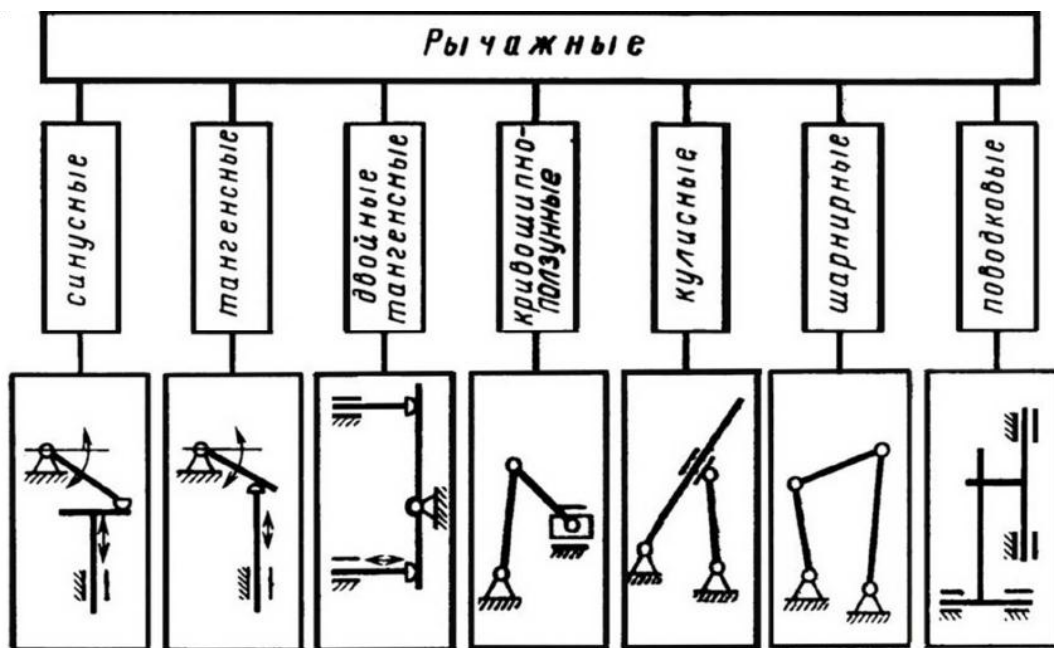
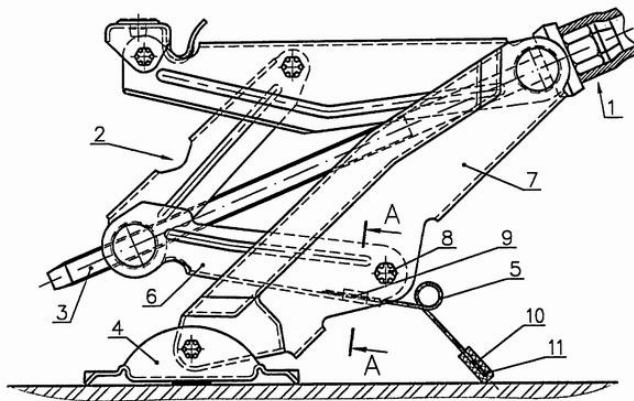
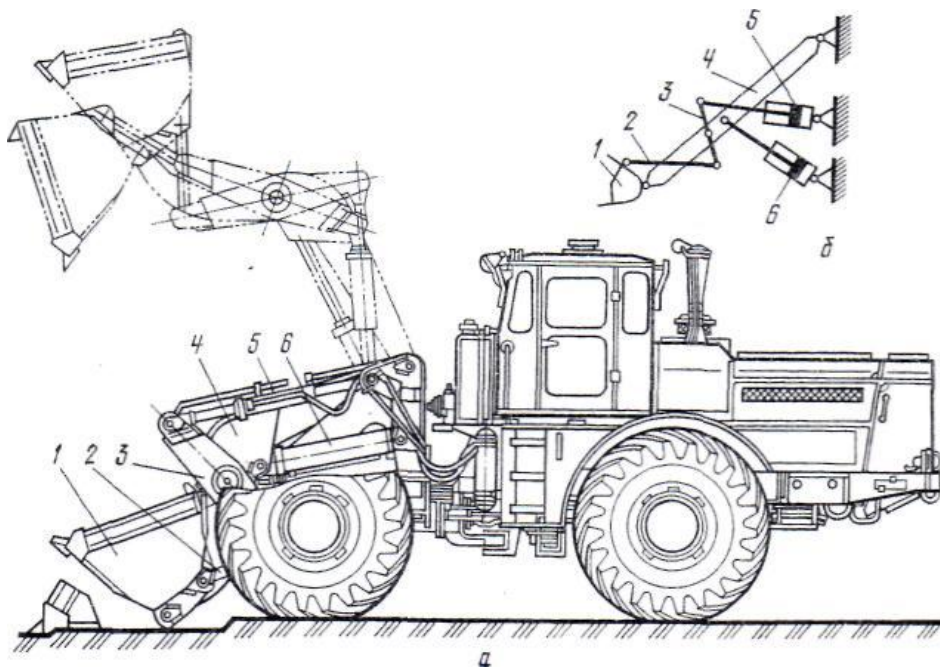


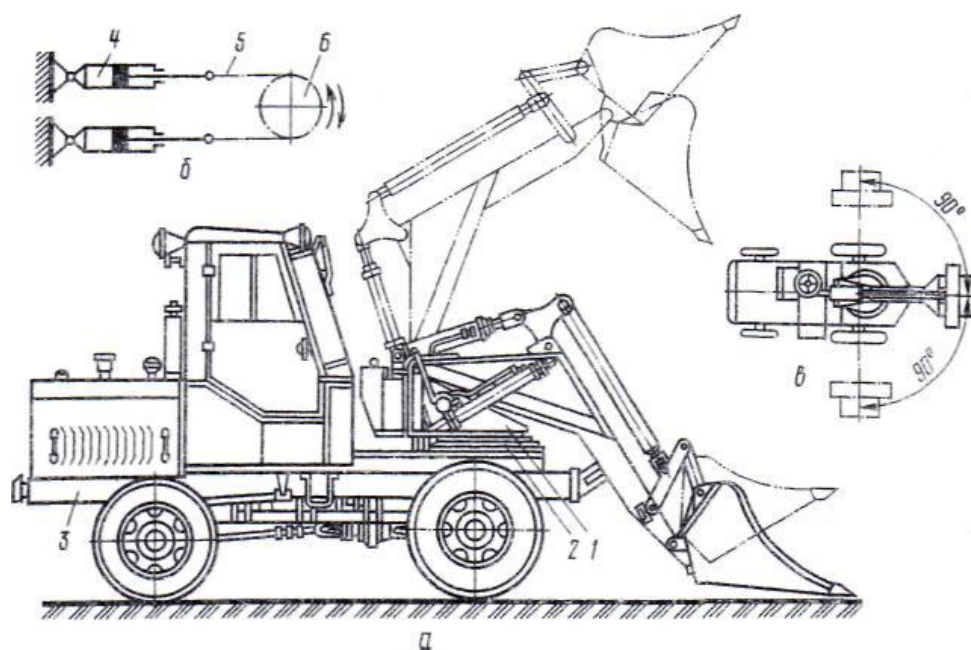
Рис. Классификация рычажных механизмов

Применение рычажных механизмов ДОМКРАТ ДЛЯ АВТОМОБИЛЯ

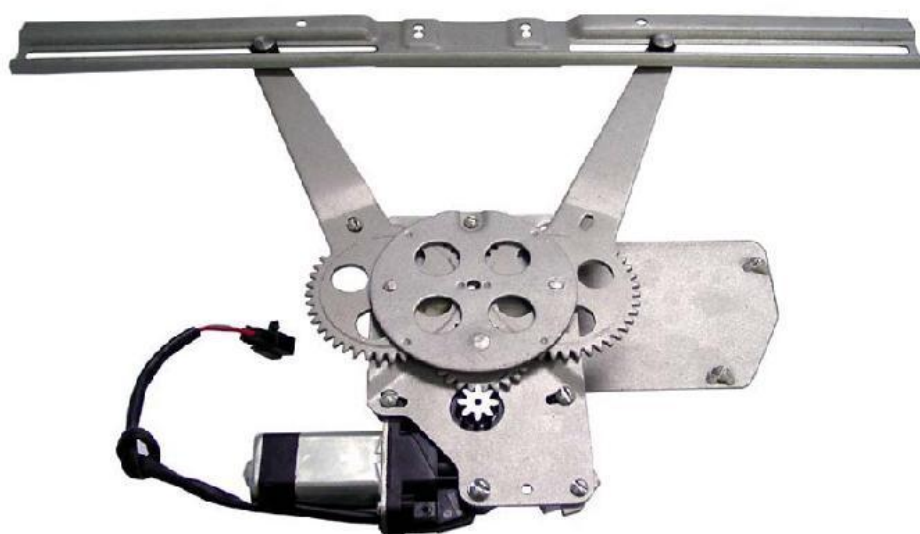


РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА ДВЕРИ





ПРИМЕНЕНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ В ТЕХНИКЕ





ПРИМЕНЕНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ В КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА СТЕКЛОПОДЪЕМНИКОВ

Задание

Разобраться с принципом работы рычажных механизмов. Составить расчетную схему. Выполнить технический рисунок.

Вопросы для самоконтроля

1. Как классифицируются рычажные механизмы?
2. Область применения рычажных механизмов?
3. Что позволяет получить структурный и геометрический синтез механизма?

Кулачковые механизмы

Назначение и область применения.

Кулачковые механизмы:

Кулачковым называется трехзвенный механизм с высшей кинематической парой входное звено которого называется кулачком, а выходное - толкателем (или коромыслом). Часто для замены в высшей паре трения скольжения трением качения и уменьшения износа, как кулачка, так и толкателя, в схему механизма включают дополнительное звено - ролик и вращательную кинематическую пару. Подвижность в этой кинематической паре не изменяет передаточных функций механизма и является местной подвижностью.

Назначение и область применения:

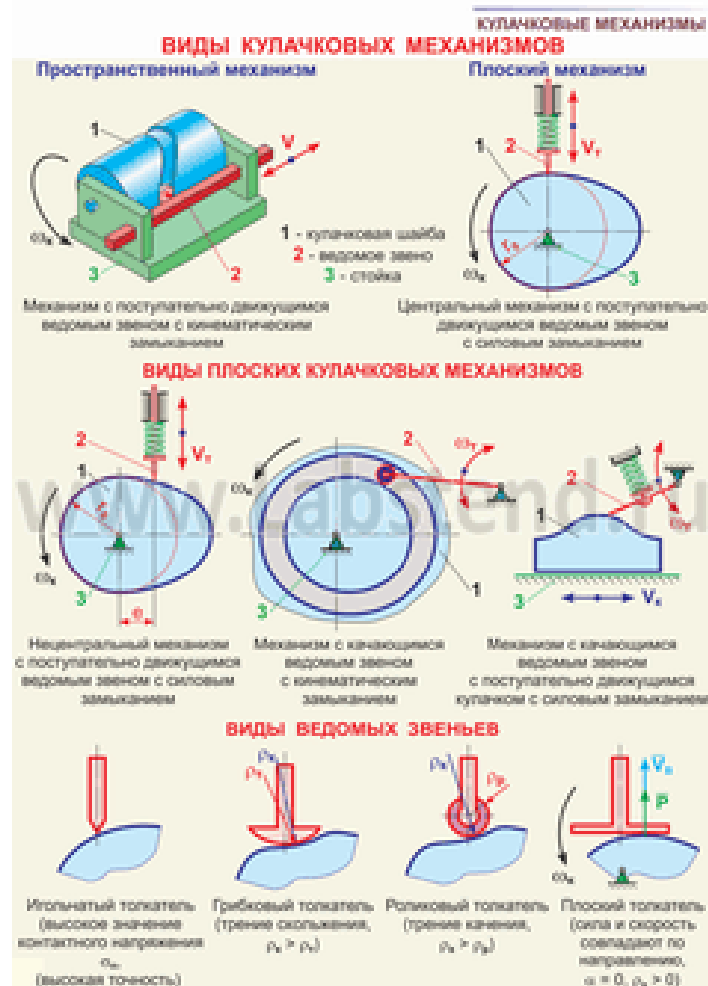
Кулачковые механизмы предназначены для преобразования вращательного или поступательного движения кулачка в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение толкателя. При этом в механизме с двумя подвижными звеньями можно реализовать преобразование движения по сложному закону. Важным преимуществом кулачковых механизмов является возможность обеспечения точных выстоев выходного звена. Это преимущество определило их широкое применение в простейших устройствах цикловой автоматики и в механических счетно-решающих устройствах (арифмометры, календарные механизмы). Кулачковые механизмы можно разделить на две группы. Механизмы первой обеспечивают перемещение толкателя по заданному закону движения. Механизмы второй группы обеспечивают только заданное максимальное перемещение выходного звена - ход толкателя. При этом закон, по которому осуществляется это перемещение, выбирается из набора типовых законов движения в зависимости от условий эксплуатации и технологии изготовления.

. Классификация кулачковых механизмов.

Кулачковые механизмы классифицируются по следующим признакам:

- по расположению звеньев в пространстве
 - пространственные
 - плоские
- по движению кулачка
 - вращательное
 - поступательное
 - винтовое
- по движению выходного звена
 - возвратно-поступательное (с толкателем)
 - возвратно-вращательное (с коромыслом)
- по наличию ролика
 - с роликом
 - без ролика
- по виду кулачка
 - дисковый (плоский)
 - цилиндрический
 - коноид (сложный пространственный)
- по форме рабочей поверхности выходного звена
 - плоская
 - заостренная

- цилиндрическая
- сферическая
- эвольвентная
- по способу замыкания элементов высшей пары
 - силовое
 - геометрическое



При силовом замыкании удаление толкателя осуществляется воздействием контактной поверхности кулачка на толкатель (ведущее звено - кулачок, ведомое - толкатель). Движение толкателя при сближении осуществляется за счет силы упругости пружины или силы веса толкателя, при этом кулачок не является ведущим звеном. При геометрическом замыкании движение толкателя при удалении осуществляется воздействием наружной рабочей поверхности кулачка на толкатель, при сближении - воздействием внутренней рабочей поверхности кулачка на толкатель. На обеих фазах движения кулачок ведущее звено, толкатель - ведомое.

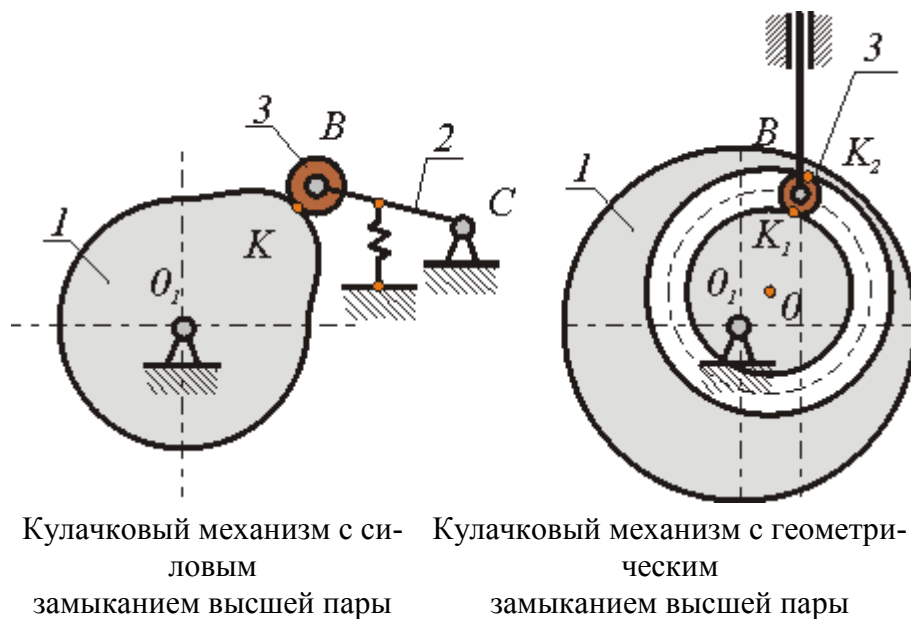


Рис.

Основные параметры кулачкового механизма

Большинство кулачковых механизмов относится к цикловым механизмам с периодом цикла равным 2π . В цикле движения толкателя в общем случае можно выделить четыре фазы: удаления, дальнего стояния (или выстоя), сближения и ближнего стояния.

В соответствии с этим, углы поворота кулачка или фазовые углы делятся на:

- угол удаления φ_y
- угол дальнего выстоя $\varphi_{дв}$
- угол сближения φ_c
- угол ближнего выстоя $\varphi_{бв}$.

Сумма трех углов образует угол $\varphi_{раб} = \delta_{раб}$, который называется рабочим углом.

$$\varphi_{раб} = \delta_{раб} = \varphi_y + \varphi_{дв} + \varphi_c.$$

Кулачок механизма характеризуется двумя профилями: центровым (или теоретическим) и конструктивным. Под конструктивным понимается наружный рабочий профиль кулачка. Теоретическим или центровым называется профиль, который в системе координат кулачка описывает центр ролика (или скругления рабочего профиля толкателя) при движении ролика по конструктивному профилю кулачка. Фазовым называется угол поворота кулачка. Профильным углом δi называется угловая координата текущей рабочей точки теоретического профиля, соответствующая текущему фазовому углу φi .

В общем случае фазовый угол не равен профильному $\varphi i \neq \delta i$.

На рис. изображена схема плоского кулачкового механизма с двумя видами выходного звена: внеосным с поступательным движением и качающимся (с возвратно-вращательным движением). На этой схеме указаны основные параметры плоских кулачковых механизмов.

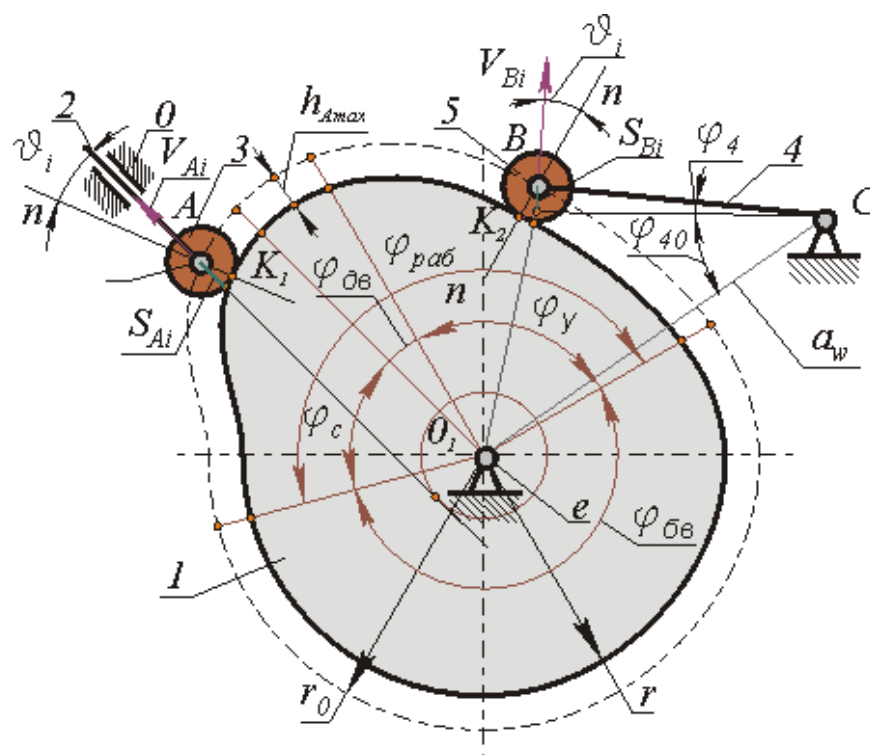


Рис.

На рисунке:

S_{Ai} и S_{Bi} - текущие значения перемещения центров роликов

φ_{40} - начальная угловая координата коромысла

φ_4 - текущее угловое перемещение коромысла

h_{Amax} - максимальное перемещение центра ролика

r_0 - радиус начальной шайбы центрального профиля кулачка

r - радиус начальной шайбы конструктивного профиля кулачка

r_p - радиус ролика (скругления рабочего участка толкателя)

ν_i - текущее значение угла давления

a_w - межосевое (межцентровое) расстояние

e - внеосность (эксцентриситет)

Теоретический профиль кулачка обычно представляется в полярных координатах зависимостью $\rho_i = f(d_i)$,

где ρ_i - радиус-вектор текущей точки теоретического или центрального профиля кулачка.

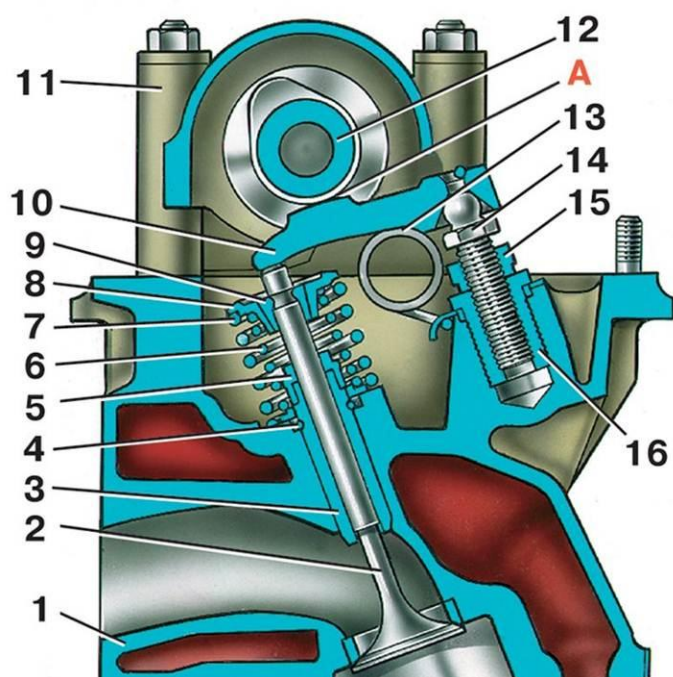


Рис. Клапанный механизм: 1 – головка блока цилиндров; 2 – клапан; 3 – направляющая втулка клапана; 4 – стопорное кольцо направляющей втулки; 5 – маслоотражательный колпачок; 6 – малая пружина клапана; 7 – большая пружина клапана; 8 – тарелка клапанных пружин; 9 – сухарь; 10 – рычаг клапана; 11 – корпус подшипников распределительного вала; 12 – распределительный вал; 13 – поджимная пружина рычага клапана; 14 – регулировочный болт; 15 – контргайка; 16 – втулка регулировочного болта

Задание

Разобраться с принципом работы кулачковых механизмов. Начертить диаграмму перемещения клапана двигателя. Выполнить технический рисунок.

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение кулачкового механизма?
2. Область применения кулачкового механизма?
3. Классификация кулачковых механизмов?
4. Основные параметры кулачкового механизма
5. Какой кулачек называют пространственным?

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

Общие сведения и классификация зубчатых передач

Механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару, называют зубчатой передачей (рис. 1).

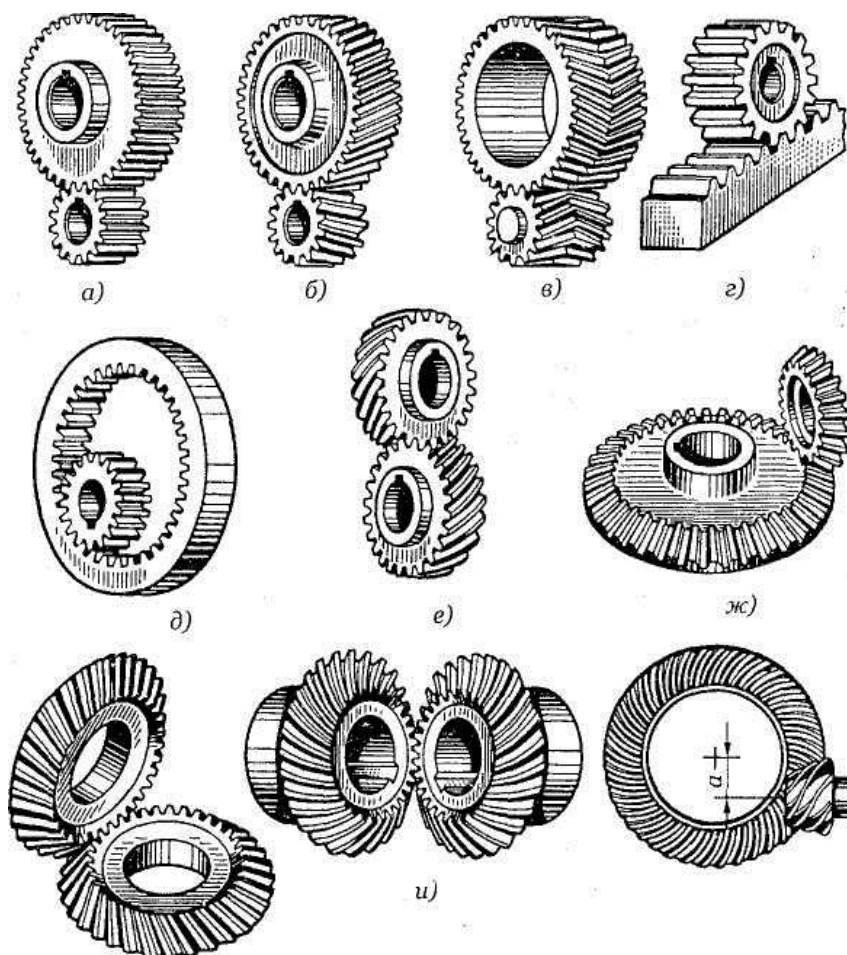


Рис.. Виды зубчатых передач: а, б, в — цилиндрические зубчатые передачи с внешним зацеплением; г — реечная передача; д — цилиндрическая передача с внутренним зацеплением; е — зубчатая винтовая передача; ж, з, и — конические зубчатые передачи; к — гипоидная передача

В большинстве случаев зубчатая передача служит для передачи вращательного движения. В некоторых механизмах эту передачу применяют для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот, см. рис. 1, г).

Зубчатые передачи — наиболее распространенный тип передач в современном машиностроении и приборостроении; их применяют в широких диапазонах скоростей (до 100 м/с), мощностей (до десятков тысяч киловатт).

Основные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими передачами:

- технологичность, постоянство передаточного числа;
- высокая нагрузочная способность;
- высокий КПД (до 0,97-0,99 для одной пары колес);
- малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;
- большая надежность в работе, простота обслуживания;
- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести:

- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;
- 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.

Зубчатые передачи и колеса классифицируют по следующим признакам (см. рис. 1):

- по взаимному расположению осей колес — с параллельными осями (цилиндрические, см. рис. 1, *а—д*), с пересекающимися осями (конические, см. рис. 1, *ж—и*), со скрещивающимися осями (винтовые, см. рис. 1, *е, к*);
- по расположению зубьев относительно образующих колес — прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейным зубом;
- по конструктивному оформлению — открытые и закрытые;
- по окружной скорости — тихоходные (до 3 м/с), для средних скоростей (3—15 м/с), быстроходные (св. 15 м/с);
- по числу ступеней — одно- и многоступенчатые;
- по расположению зубьев в передаче и колесах — внешнее, внутреннее (см. рис. 1, *д*) и реечное зацепление (см. рис. 1, *г*);
- по форме профиля зуба — с эвольвентными, круговыми;
- по точности зацепления. Стандартом предусмотрено 12 степеней точности. Практически передачи общего машиностроения изготавливают от шестой до десятой степени точности. Передачи, изготовленные по шестой степени точности, используют для наиболее ответственных случаев.

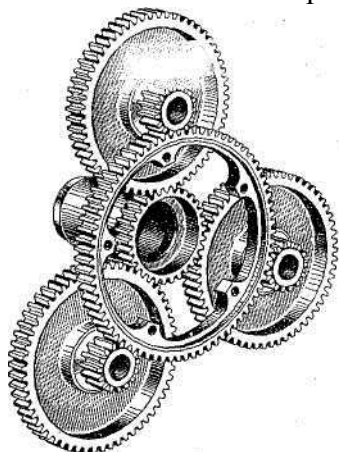
Из перечисленных выше зубчатых передач наибольшее распространение получили *цилиндрические прямозубые* и *косозубые* передачи, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации.

Преимущественное распространение получили передачи с зубьями эвольвентного профиля, которые изготавливаются массовым методом обкатки на зубофрезерных или зубодолбежных станках. Достоинство эвольвентного зацепления состоит в том, что оно мало чувствительно к колебанию межцентрового расстояния.

Цилиндрические прямозубые передачи. Устройство и основные геометрические соотношения

Зубчатую передачу с параллельными осями, у колес которой поверхности по диаметру выступов цилиндрические, называют цилиндрической.

Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача состоит из двух или нескольких пар цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями (рис.30). Эта передача наиболее проста в изготовлении. Применяется как в открытом, так и в закрытом исполнении.



Передаточное число *и* ограничивается габаритными размерами передачи. Для одной пары цилиндрических зубчатых колес $z_2 / z_1 = i \leq 12,5$.

Геометрические соотношения размеров прямозубой цилиндрической передачи с эвольвентным профилем зуба. Определим геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи в зависимости от модуля и числа зубьев (*т* и *z*).

Диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2h_a$ (рис. 31);

диаметр впадин $d_f = d - 2h_f$

. Рис.. Цилиндрическая прямозубая передача

Из равенства $\pi d = p_t z$ делительный диаметр:

$$d = \left(\frac{p_t}{\pi} \right) z \quad \text{или} \quad d = mz \quad \text{где} \quad \left(\frac{p_t}{m} = \pi \right).$$

Согласно стандарту высота головки зуба $h_a = m$; высота ножки зуба $h_f = 1,25m$; высота зуба $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$. Отсюда диаметр вершин зубьев $d_a = mz + 2m = m(z + 2)$; диаметр впадин $d_f = mz - 2,5m = m(z - 2,5)$.

Разница в высоте ножки одного колеса и высоте головки другого образует радиальный зазор

$$c = h_f - h_a = 1,25m - m = 0,25m$$

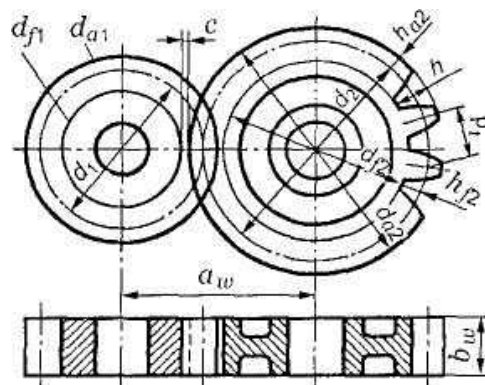


Рис.. Основные геометрические параметры передач с эвольвентным профилем зубьев

Межосевое расстояние при $a = a_w$ (см. рис. 31) $a_w = (d_1 + d_2) / 2$ или $a_w = (mz_1 + mz_2) / 2$.

Приняв суммарное число зубьев $z_1 + z_2 = z_\Sigma$ найдем $a_w = (mz_\Sigma) / 2$.

В прямозубой передаче ширина венца b_w равна длине зуба: $b_w = m\psi_m$, где ψ_m — коэффициент длины зуба (ширины венца) по модулю (для цилиндрических прямозубых передач); выбирается по табл. 2.

Таблица 4. Значение коэффициента ψ_m

$\psi_m = b_w / m$, не более	НВ	Характеристика конструкции
45-30 30-20	До 350 Свыше 350	Высоконагруженные точные передачи. Валы, опоры и корпуса повышенной жесткости
30-25 20-15 15-10	До 350 Свыше 350	Обычные передачи редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами. Передачи низкой точности с консольными валами

Таблица 5. Геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы
-----------------------	-------------------

Модуль m	$m = \frac{p}{\pi}; m = \frac{d}{z}; m = \frac{d}{z+2}; m = \frac{2a_w}{z_{\Sigma}}$
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_a = m(z+2)$
Делительный диаметр d	$d = mz$
Диаметр впадин зубьев d_f	$d_f = m(z-2,5)$
Высота зуба h	$h = 2,25m$
Высота головки зуба h_a	$h_a = m$
Высота ножки зуба h_f	$h_f = 1,25m$
Окружная толщина зуба s_t	$s_t = \frac{\pi m}{2}$
Окружная толщина впадин зубьев e_t	$e_t = \frac{\pi m}{2}$
Радиальный зазор c	$c = 0,25m$
Межосевое расстояние a_w	$a_w = \frac{mz_{\Sigma}}{2}$
Окружной шаг p_t	$p_t = \pi m$
Длина зуба (ширина венца) $b_w = b$	$b_w = b = m\psi_m$

Определение числа зубьев шестерни и колеса по суммарному числу зубьев передачи и известному передаточному числу. Если известно u и z_{Σ} , то число зубьев шестерни и колеса можно определить по формулам:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (1 + u); \quad z_2 = z_{\Sigma} - z_1,$$

где z_1 — число зубьев шестерни; z_2 — число зубьев колеса; z_{Σ} — суммарное число зубьев; u — передаточное число.

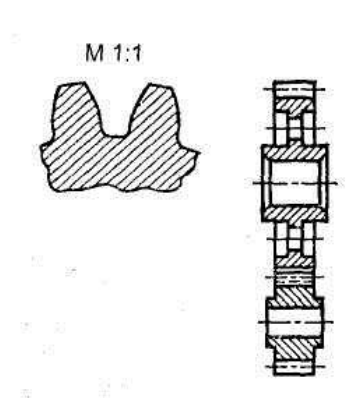


Рис.

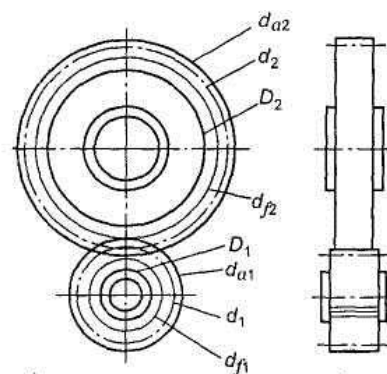


Рис.

Последовательность проекторочного расчета цилиндрической прямозубой передачи

Исходными данными для расчета передачи обычно являются мощность (или вращающий момент), угловые скорости (или скорость одного вала и передаточное число), условия работы (характер нагрузки) и срок службы передачи.

Расчет закрытой цилиндрической прямозубой передачи.

1. Определить передаточное число u .

2. В зависимости от условий работы передачи выбрать материалы колес, назначить термическую обработку и значения твердости рабочих поверхностей зубьев (табл. 13).

Таблица 13. Предпочтительные марки сталей для изготовления зубчатых колес

Термическая обработка	Твердость <i>HB</i> (<i>HRC</i>)	<i>d</i> , мм				
		Любой	315	200	125	80
		<i>b</i> , мм				
		Любая	200	125	80	50
Нормализация, улучшение	179-207	45	45	45	45	45
	235-262		35X	40X	45	45
	269-302		M	35XM	40X	45
Поверхностная закалка ТВЧ	(45-50)	—	—	35XM	35XM	35XM
	(50-56)			50XM	50XM	50XM
Цементация Нитроцементация Азотирование	(56-63)	—	—	20XH2M	20XH2M	20XH2M
	(56-63)			25XГТ	25XГТ	25XГТ
	(50-56)			40XH2M A	40XH2M A	40XH2M A

Конические зубчатые передачи. Устройство и основные геометрические и силовые соотношения

Зубчатую передачу с пересекающимися осями, у которой начальные и делительные поверхности колес конические, называют конической.

Коническая передача состоит из двух конических зубчатых колес (рис. 45) и служит для передачи вращающего момента между валами с пересекающимися осями под углом $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. Наиболее распространена в машиностроении коническая передача с углом между осями $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 47), но могут быть передачи и с $\Sigma \geq 90^\circ$. Колеса конических передач. выполняют с прямыми (рис. 46, а), косыми (рис. 46, б), круговыми зубьями (рис. 46, в).

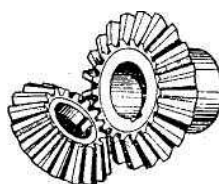


Рис.. Коническая прямозубая передача

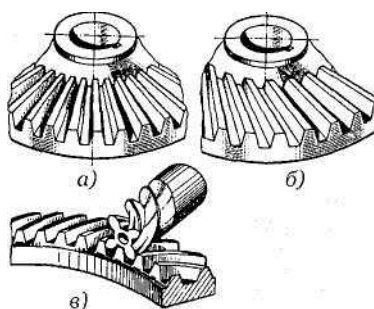


Рис.. Конические зубчатые колеса: *a* — колесо с прямыми зубьями; *б* — колесо с косыми зубьями; *в* — колесо с круговыми зубьями

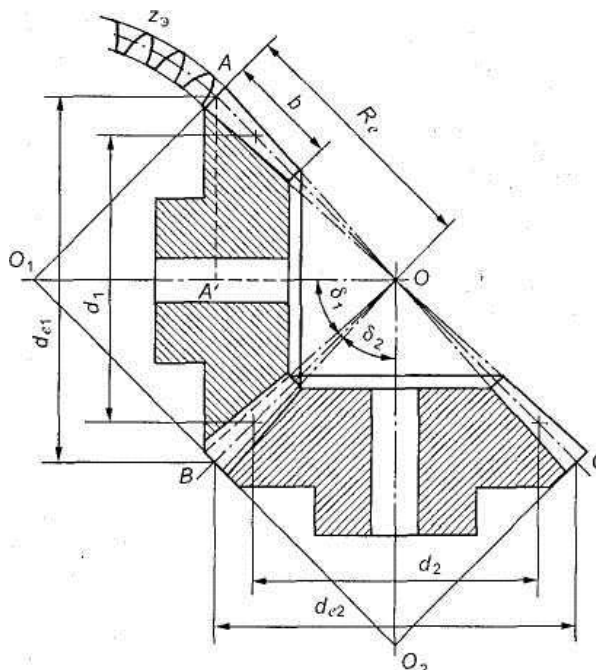


Рис.. Геометрические параметры конических зубчатых колес

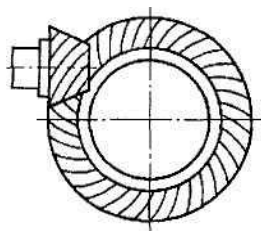


Рис.. Гипоидная передача

Передачу с коническими колесами для передачи вращающего момента между валами со скрещивающимися осями называют гипоидной (рис. 48). Эта передача находит применение в автомобилях.

По стоимости конические передачи дороже цилиндрических при равных силовых параметрах. Их применение диктуется только необходимостью передавать момент при пересекающихся осях валов. Передаточное число одной пары $u \leq 6,3$.

Вершины начальных и делительных конусов конической передачи находятся в точке пересечения осей валов O (рис. 50). Высота и толщина зубьев уменьшаются по направлению к вершинам конусов. Геометрические параметры конической передачи (рис. 47 и 50):

AOB — делительный конус шестерни;

BOC — делительный конус колеса;

AO1B — делительный дополнительный конус шестерни;

BO2C — делительный дополнительный конус колеса;

δ_1 — угол делительного конуса шестерни;

δ_2 — угол делительного конуса колеса;

d_{e1} — внешний делительный диаметр шестерни;

d_{e2} — то же, колеса;

d_1 — средний делительный диаметр шестерни;
 d_2 — то же, колеса;
 b — ширина зубчатого венца (длина зуба);
 R_e — внешнее делительное конусное расстояние (или длина дистанции).

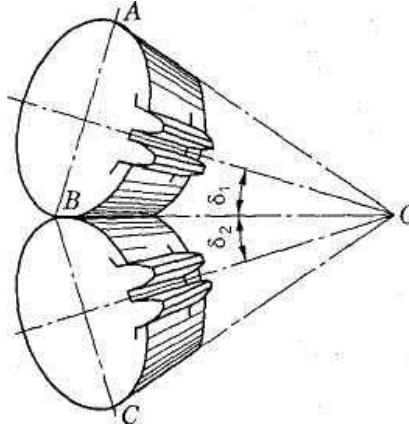


Рис.. Коническая прямозубая передача

Передаточное число конической передачи определяется так:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\tan \delta_1} = \tan \delta_2$$

В конической передаче может быть бесчисленное множество делительных окружностей. Для расчета в машиностроении принимают внешнюю и среднюю делительные окружности (см. рис. 47).

Из условия, что в конической передаче модуль и делительный связаны теми же соотношениями, что и в цилиндрических передачах, т.е. $d = mz$ (рис.51), определяют внешний d_e и средний d_m делительные метры:

$$d_e = m_e z; \quad d_m = m_m z,$$

где m_e — внешний окружной модуль; m_m — средний окружной модуль.

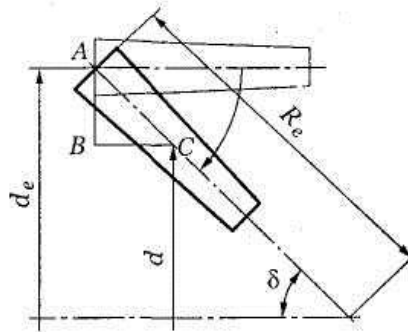


Рис.. Зуб конического колеса

Внешний окружной модуль обычно выбирают из стандартного ряда (см. табл. 3). Округление внешнего модуля до стандартного значения не является обязательным требованием. Этот модуль называют производственным и по его значению определяют все геометрические параметры зубчатых колес (задают размеры зубьев на внешнем торце, на котором удобно производить измерения).

Средний окружной модуль m рассчитывают в зависимости от внешнего окружного модуля m_e . По среднему окружному модулю производят расчет передачи на прочность при изгибе.

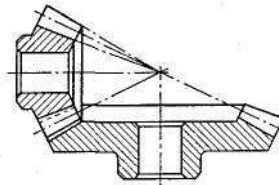


Рис.

Планетарные зубчатые передачи. Устройство передачи и расчет на прочность

Передачи, имеющие зубчатые или фрикционные колеса с перемещающимися осями, называют планетарными. Эти подвижные колёса подобно планетам Солнечной системы вращаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение, называются они сателлитами (лат. *satellitum* – спутник). Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом внутреннее зацепление. Оси сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.

Наиболее распространена зубчатая однорядная планетарная передача (рис.60). Она состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, неподвижного (центрального) колеса 2 с внутренними зубьями и водила на котором закреплены оси планетарных колес g (или сателлитов).

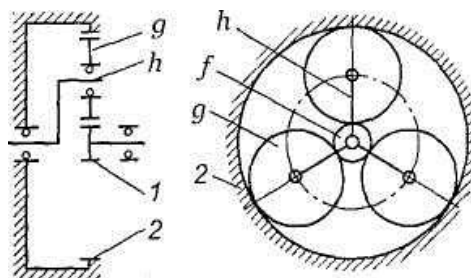


Рис.. Планетарная передача

Водило вместе с сателлитами вращается вокруг центральной оси, а сателлиты обкатываются по центральным колесам и вращаются вокруг своих осей, совершая движения, подобные движению планет. При неподвижном колесе 2 движение передается от колеса 1 к водилу h или наоборот.

Планетарную передачу, совершаемую подвижными звеньями (оба центральных колеса и водило), называют дифференциалом. С помощью дифференциала одно движение можно разложить на два или два движения сложить в одно: от колеса 2 движение можно передавать одновременно колесу 1 и водилу h или от колес 1 и 2 к водилу g и т. д. Планетарную передачу успешно применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении.

Достоинства и недостатки планетарных передач.

Основное достоинство — широкие кинематические возможности, позволяющие использовать передачу в качестве редуктора коробки скоростей, передаточное число в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев, и как дифференциальный механизм.

- Планетарный принцип позволяет получать большие передаточные числа (до тысячи и больше) без применения многоступенчатых передач.

- Эти передачи компактные и имеют малую массу. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить их массу в 4 раза и более.

- Сателлиты в планетарной передаче расположены симметрично, а это снижает нагрузки на опоры (силы в передаче взаимно уравновешиваются), что приводит к снижению потерь и упрощает конструкцию опор.

- Эти передачи работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые и имеют более лёгкое управление и регулирование скорости;

- Имеют малый шум вследствие замыкания сил в механизме.

Основные недостатки: повышенные требования к точности изготовления и монтажа (для обеспечения сборки планетарных передач необходимо соблюдать условие соосности (совпадение геометрических центров колёс); условие сборки (сумма зубьев центральных колёс кратна числу сателлитов) и соседства (вершины зубьев сателлитов не соприкасаются друг с другом); резкое снижение КПД передачи с увеличением передаточного отношения.

Вопросы для самопроверки

- Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
- По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?
- Чем отличается закрытая передача от открытой?
- Перечислите достоинства зубчатой передачи по сравнению с фрикционной передачей.
- Почему в зубчатых передачах сохраняется постоянным передаточное отношение?
- Что такое эвольвента окружности и какими свойствами, полезными для зубчатых зацеплений, она обладает?
- Какие окружности называют начальными, какие делительными?
- Что называется шагом, модулем и углом зацепления?
- Что такое исходный профиль рейки эвольвентного зацепления?
- В чем сущность основной теоремы зацепления?
- Что такое эвольвента окружности и какими свойствами она обладает?
- Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение?
- Что называют полюсом зацепления, линией зацепления и углом зацепления?

Фрикционные передачи.

Фрикционная передача — механическая передача, служащая для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому.

Фрикционные передачи состоят из двух катков (рис.1): ведущего 1 и ведомого 2, которые прижимаются один к другому силой F_r (на рисунке — пружиной), так что сила трения F_f в месте контакта катков достаточна для передаваемой окружной силы F_t .

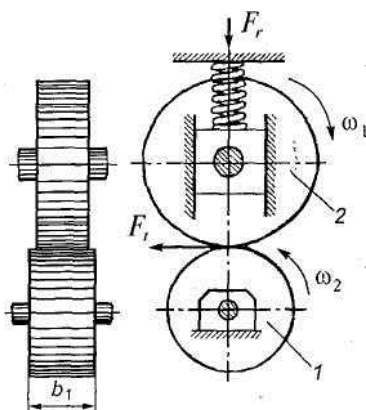


Рис.1. Цилиндрическая фрикционная передача: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

Условие работоспособности передачи:

$$F_f \geq F_t \quad (1)$$

Нарушение условия (1) приводит к буксованию и быстрому износу катков. Для того чтобы передать заданное окружное усилие F_t , фрикционные катки надо прижать друг к другу усилием F_r так, чтобы возникающая при этом сила трения F_f была бы больше силы F_t на величину коэффициента запаса сцепления β , который принимают равным $\beta = 1,25 \dots 2,0$.

Значения коэффициента трения между катками в среднем:

- сталь или чугун по коже или ферродо насухо $f = 0,3$;
- то же в масле $f = 0,1$;
- сталь или чугун по стали или чугуну насухо $f = 0,15$;
- то же в масле $f = 0,07$.

Подставив эти значения в уравнение, можно убедиться в том, что усилие прижатия фрикционных катков во много раз превышает передаваемое окружное усилие.

Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:

1. По назначению:

- с нерегулируемым передаточным числом (рис.1-3);
- с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (вариаторы).

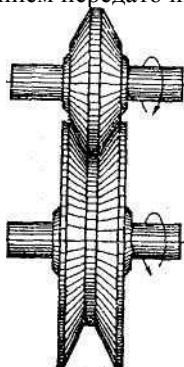


Рис.2. Цилиндрическая фрикционная передача с катками клиновидной формы

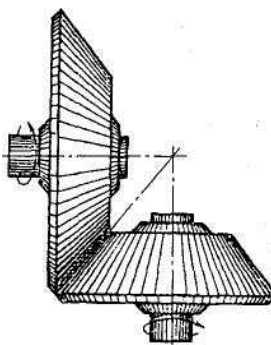


Рис.3. Коническая фрикционная передача

2. По взаимному расположению осей валов:

- цилиндрические или конусные с параллельными осями (рис.1, 2);
- конические с пересекающимися осями (рис.3).

3. В зависимости от условий работы:

- открытые (работают всухую);
- закрытые (работают в масляной ванне).

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков F_n меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

4. По принципу действия:

- нереверсивные (рис.1-3, 11 и 12);
- реверсивные (рис.10).

5. Различают также передачи с постоянным или автоматическим регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него.

Достоинства фрикционных передач:

- простота конструкции и обслуживания;
- плавность передачи движения и регулирования скорости и бесшумность работы;
- большие кинематические возможности (преобразование вращательного движения в поступательное, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки);
- за счет возможностей пробуксовки передача обладает предохранительными свойствами. Однако после пробуксовки передача, как правило, резко ухудшает свои качества - появляются лыски на катках, неравномерно срабатываются фрикционные поверхности и т.д. Поэтому использовать пробуксовку как предохранительное средство не рекомендуется;
- отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- равномерность вращения, что удобно для приборов;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

Недостатки:

- непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания;
- незначительная передаваемая мощность (открытые передачи - до 10-20 кВт; закрытые - до 200-300 кВт);
- для открытых передач сравнительно низкий КПД;
- большое и неравномерное изнашивание катков при буксовании;
- необходимость применения опор валов специальной конструкции с прижимными устройствами (это делает передачу громоздкой);
- для силовых открытых передач незначительная окружная скорость ($v \leq 7 - 10$ м/с);
- Большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы F_t , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности;
- большие потери на трение.

Материалы катков фрикционных передач.

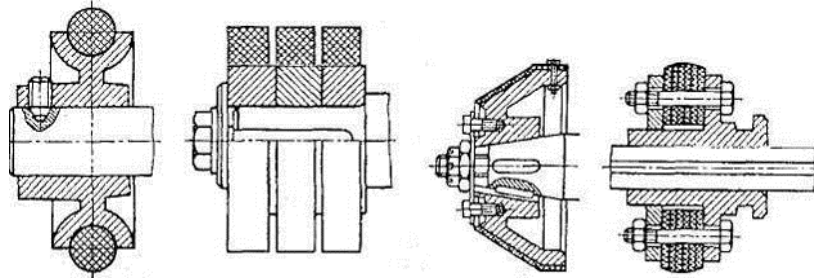
К материалам трущихся поверхностей катков предъявляют следующие требования: высокие износостойкость, хорошей теплопроводностью, поверхностная прочность, коэффициент трения f (во избежание больших сил сжатия), модуль упругости E (чтобы площадка контакта, а значит и потери на трение были малы), влагостойкость и во время работы не засаливаться. Первые два свойства особенно важны для передач, рабо-

тающих в сухую. Катки фрикционных передач изготавливают из однородных или разнородных материалов. При этом целесообразно ведомый каток выполнять из более износостойкого материала. Передачи с металлическими рабочими поверхностями катков могут работать в масле или всухую, а с неметаллическими — только всухую.

Применяют следующие сочетания материалов.

1. Для быстроходных закрытых силовых передач — закаленная сталь по закаленной стали (стали ШХ15, 40ХН, 18ХГТ и др.). Такое сочетание обеспечивает наибольшую компактность передачи, но требует более точного изготовления и малых параметров шероховатости поверхностей.
2. Для открытых тихоходных силовых передач — чугун по чугуну (СЧ15; СЧ20; СЧ25 и др.) или чугун по стали. Чаще применяют чугун по стали, что обеспечивает меньший шум при работе передачи.
3. Для малонагруженных открытых передач, не требующих большой долговечности, — текстолит, гетинакс или фибра по стали или по чугуну.

Такое сочетание материалов позволяет уменьшить требования к качеству обработки контактирующих поверхностей, так как они хорошо прирабатываются (рис.4, в).



а) б) в) г)

Рис.4. Материалы трущихся поверхностей катков: а, б — резина; в — фибра; г — кожа

4. Для передачи незначительных вращательных моментов — кожа, резина, прорезиненная ткань, ферродо, пластмасса по стали или чугуну. Один из катков изготавливают из стали или чугуна (чаще ведомый), а второй покрывают одним из перечисленных неметаллических материалов (рис.4, а, б, г).

Разработаны специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем, коэффициент трения которых достигает 0,5.

Более надёжны передачи, у которых ведущий каток твёрже, чем ведомый, т.к. тогда при пробуксовке не образуются лыски.

Применяются обрешенные катки, однако их коэффициент трения падает с ростом влажности воздуха.

Для крупных передач применяют прессованный асбест, прорезиненную ткань и кожу.

КПД фрикционных передач зависит от следующих потерь:

- связанных с использованием катков, имеющих формы, не позволяющие им перекатываться один по другому без проскальзывания; это отчетливо видно, например, в передаче с клиновыми катками (см. рис. 2.2) и лобовой передаче (см. рис. 2.11);
- проскальзывания, обусловленного масляной пленкой на рабочих поверхностях и т. д.;
- трения качения, вызванного деформацией поверхностей катков в зоне контакта;
- в подшипниках. Потери в подшипниках зависят от величины нагрузки на валы, которая определяется прижимным усилием F_n .

КПД фрикционной передачи определяют по формуле

$$\eta = 1 - \sum \psi, (3)$$

где $\sum \psi$ — сумма относительных потерь.

Для закрытых фрикционных передач $\eta = 0,88 - 0,93$, для открытых $\eta = 0,68 - 0,86$.

Цилиндрическая фрикционная передача. Устройство, основные геометрические и силовые соотношения

Фрикционную передачу с параллельными осями валов и с рабочими поверхностями цилиндрической формы называют цилиндрической. Простейшая фрикционная передача с гладкими катками и постоянным передаточным числом показана на рис.5.

Один вал диаметром d_x устанавливают на неподвижных подшипниках, подшипники другого вала диаметром d_2 — плавающие. Катки 1 и 2 закрепляют на валах с помощью шпонок и прижимают один к другому специальным устройством с силой F_r . Цилиндрические фрикционные передачи с гладкими катками применяют для передачи небольшой мощности (в машиностроении до 10 кВт); эти передачи находят широкое

применение в приборостроении. Для одноступенчатых силовых цилиндрических фрикционных передач рекомендуется $u \leq 6$.

В некоторых случаях применяется цилиндрическая фрикционная передача с катками клинчатой формы (см. рис.).

В передачах с клинчатыми катками при данной силе F_r прижатия одного катка к другому нормальные силы между рабочими поверхностями, а следовательно, и силы трения значительно больше, чем в передачах с гладкими катками (тем больше, чем меньше угол клина).

Это позволяет снизить в передачах с клинчатыми катками силу F_r в 2—3 раза.

Число клиновых выступов для катков принимают равным $z = 3 \div 5$ (рис.7). При $z > 5$ условие равномерного прилегания всех рабочих поверхностей таких катков ухудшается.

Цилиндрические фрикционные передачи могут быть выполнены с гладкими, выпуклыми и выпукло-вогнутыми катками (рис. 8, а, б, в). Имеются и другие конструктивные разновидности фрикционных цилиндрических передач.

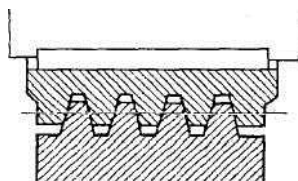


Рис.7. Катки клинчатой передачи



а) б) в)

Рис.8. Типы катков: а — гладкие катки;
б — выпуклые катки; в — выпукло-вогнутые катки

На практике применяют два способа прижатия катков: *постоянной силой* и *автоматическое*. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически — пропорционально изменению передаваемого вращающего момента. В этом случае снижаются потери на трение, повышается долговечность передачи.

В первом случае сила прижатия, осуществляемая обычно с помощью пружин, в процессе работы изменена быть не может; во втором случае сила прижатия изменяется с изменением нагрузки, что положительно, сказывается на качественных характеристиках передачи. Однако применение специальных нажимных устройств (например, шариковое самозатягивающее устройство) усложняет конструкцию.

Один каток к другому может быть прижат:

- предварительно затянутыми пружинами (в передачах, предназначенных для работы при небольших нагрузках);
- гидроцилиндрами (при передаче больших нагрузок);
- собственной массой машины или узла;
- через систему рычагов с помощью перечисленных выше средств;
- центробежной силой (в случае сложного движения катков в планетарных системах).

Вариаторы

Большинство современных рабочих машин требует регулирования скорости рабочих органов в зависимости от условий осуществления технологического процесса. Для этого машины снабжают ступенчатыми коробками передач с большим числом зубчатых пар, например, в коробке передач автомобилей их 4 - 6 пар, станков 5 - 16 лишь в механизме главного движения. Применение в машинах вариаторов (бесступенчатых передач) значительно упрощает конструкцию, позволяет установить оптимальный скоростной режим и регулировать скорость на ходу. Все это существенно повышает производительность машины, качество продукции и, кроме того, вызывает уменьшение шума и вибрации. Эти достоинства вариаторов обусловили их широкое распространение в различных областях машиностроения (в станках, в машинах пищевой и легкой промышленности, в сельскохозяйственном и дорожном машиностроении и т.д.).

Фрикционный механизм, предназначенный для бесступенчатого регулирования передаточного числа, называют фрикционным вариатором или просто вариатором.

Вариаторы можно разделить на следующие группы: *клиноременные, цепные и фрикционные*.

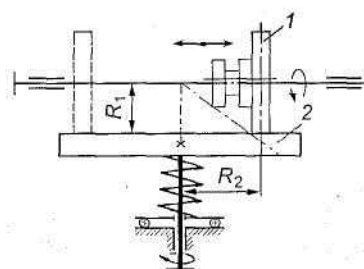


Рис.10. Лобовой вариатор: 1 — ведущий каток; 2 — ведомый каток

Лобовой вариатор позволяет изменять направление и частоту вращения ведомого вала, останавливать его на ходу без выключения привода.

Торовые вариаторы (см. рис.11). На концы валов насажены две торовые чашки 1 и 2, выполненные по форме круглого тора. Вращение от ведущей чашки к ведомой передается промежуточными дисками 3, свободно вращающимися на осях 4. Угловая скорость ведомой чашки изменяется при одновременном повороте осей 4 вокруг шарнира 5.

При этом изменяются радиусы R_1 и R_2 чашек 1 и 2, т. е. $R_1 \neq const$; $R_2 \neq const$. Отсюда

$$u \approx \frac{R_2}{R_1} \neq const$$

Для торовых вариаторов диапазон регулирования

$$D \approx \left(\frac{R_{\max}}{R_{\min}} \right)^2. \quad (34)$$

Такая схема вариатора характеризуется малым геометрическим скольжением, что является основным преимуществом торового вариатора, позволяющим повысить КПД до 0,95. Для прижатия тел качения применяют обычно шариковое нажимное устройство, при котором чашка 1 связана с валом при помощи двух или трех шариков, помещенных в гнездах клиновидной формы. Если вал привести во вращение, то он сместится по отношению к чашке на некоторый угол, выжмет шарики, создаст необходимую силу нажатия. Такое устройство обеспечивает величину силы нажатия в соответствии с изменением нагрузки. В СНГ торовые вариаторы нормализованы для мощностей от 1,5 до 20 кВт при D от 6,25 до 3. Материал тел качения — закаленная сталь по закаленной стали в масле или сталь по текстолиту без смазки.

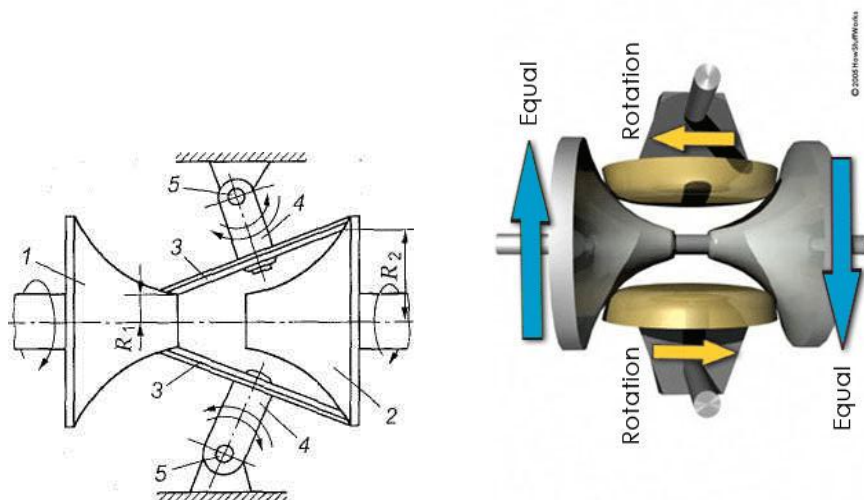


Рис.11. Торový вариатор: 1 — ведущая торовая чашка; 2 — ведомая торовая чашка; 3 — диск; 4 — оси дисков; 5 — шарниры осей

Пример 2. Определить максимальную и минимальную частоты вращения вала ведомого катка, а также силу прижатия катков к роликам торового вариатора, работающего в масляной ванне. Диапазон регулирования $D = 4$. Минимальный радиус катка $R_{1\min} = 45$ мм, число роликов $z = 2$. Ведущий вал вариатора передает мощность $P_1 = 0,8$ кВт при частоте вращения $n_1 = 927$ мин⁻¹. Материал катков — сталь, закаливанию до твердости H=61HRC.

Решение. 1. Из формулы (32) следует

$$u_{\max} = \sqrt{D} = \sqrt{4} = 2; u_{\min} = 1/\sqrt{D} = 1/\sqrt{4} = 0,5.$$

Максимальная и минимальная частота вращения ведомого вала катка:

$$n_{2\max} = n_1 u_{\max} = 927 \cdot 2 = 1854 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{2\min} = n_1 u_{\min} = 927 \cdot 0,5 = 463 \text{ мин}^{-1}$$

2. Вращающий момент на ведущем катке

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 0,8 / 927 = 8,24 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Окружная сила на ведущем катке

$$F_t = 10^3 T_1 / (z R_{1\min}) = 10^3 \cdot 8,24 / (2 \cdot 45) = 92 \text{ Н}.$$

4. Принимаем: $K = 1,5$; для закрытой передачи $f = 0,05$.

5. Сила прижатия катков к роликам

$$F_r = K F_t / f = 1,5 \cdot 92 / 0,05 = 2760 \text{ Н}.$$

Вопросы для самоконтроля

- За счёт каких сил передают движение фрикционные передачи?
- Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?
- Каковы основные виды поломок фрикционных передач?
- Чем отличаются фрикционные вариаторы от коробок скоростей? Области их применения?
- Какие материалы применяются для фрикционных передач?
- Какие устройства называют вариаторами? Их назначение.

Ременные передачи.

Ременная передача относится к передачам *трением с гибкой связью* и может применяться для передачи движения между валами, находящимися на значительном расстоянии один от другого. Она состоит (рис.1) из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их ремня. Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый.

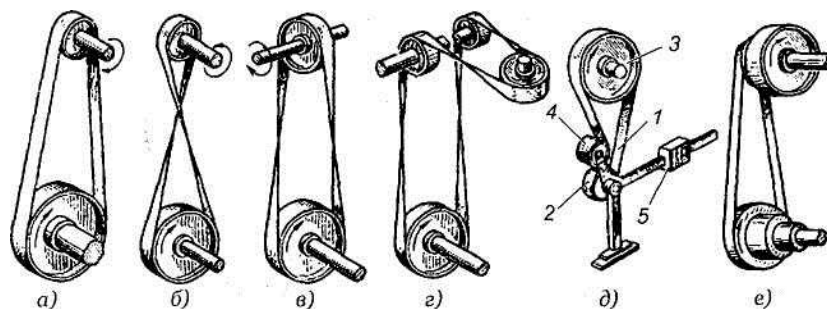


Рис.1. Виды ременных передач: а — открытая передача; б — перекрестная передача; в — полуперекрестная передача (со скрещивающимися валами); г — угловая передача (с направляющим роликом); д — передача с нажимным роликом; е — передача со ступенчатым шкивом

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив). Оно осуществляется: 1) вследствие упругости ремня — укорочением его при сшивке, передвижением одного вала или с помощью нажимного ролика; 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) с применением специальных натяжных устройств (рис.1, д и рис.2). Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразнее применять третий способ, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок службы ремня наибольший. Однако автоматическое натяжение в реверсивных передачах с непараллельными осями валов применить нельзя.

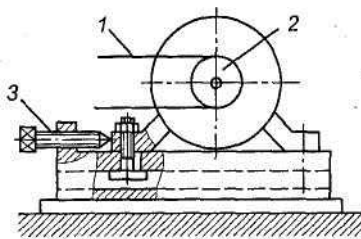


Рис.2. Регулировка натяжения ремня перемещением двигателя: 1 — ремень; 2 — шкив; 3 — натяжное устройство

Классификация. Ременные передачи классифицируют по следующим признакам.

1. По форме сечения ремня:

- плоскоремные (рис.3, а);
- клиноремные (рис.3, б);
- круглоремные (рис.3, в);
- с зубчатыми ремнями (рис.3, д);

- с поликлиновыми ремнями (рис.3, *з*).

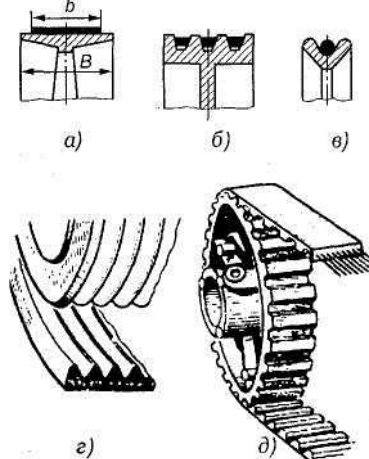


Рис.3. Типы ремней ременных передач: *а* — плоский ремень; *б* — клиновый ремень; *в* — круглый ремень; *г* — поликлиновый ремень; *д* — зубчатый ремень

2. По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями (см. рис.1, *а, б*);
- с пересекающимися осями — угловые (см. рис.1, *г*);
- со скрещивающимися осями (см. рис.1, *в*).

3. По направлению вращения шкива:

- с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые) (см. рис.1, *а*);
- с противоположными направлениями (перекрестные) (см. рис.1, *б*).

4. По способу создания натяжения ремня:

- простые (см. рис.1, *а*);
- с натяжным роликом (см. рис.1, *д*);
- с натяжным устройством (см. рис.2).

5. По конструкции шкивов:

- с однорядными шкивами (см. рис.1, *а—д*);
- со ступенчатыми шкивами (см. рис.1, *е*).

Область применения. Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания. Наибольшее распространение в машиностроении находят клиноременные передачи (в станках, автотранспортных двигателях и т. п.). Эти передачи широко используют при малых межосевых расстояниях и вертикальных осях шкивов, а также при передаче вращения несколькими шкивами. При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа и хорошей тяговой способности рекомендуется устанавливать зубчатые ремни. При этом не требуется большего начального натяжения ремней; опоры могут быть неподвижными. Плоскоременные передачи применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба. Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Плоскоременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноременными). Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского. Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Это свиде-

тельство в пользу клиновых ремней послужило основанием для их широкого распространения, в особенности в последнее время. Клиновые ремни могут передавать вращение на несколько валов одновременно, допускают $u_{\max} = 8 - 10$ без натяжного ролика.

Круглоременные передачи (как силовые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магнитофоны, радиолы, швейные машины и т. д.).

Передаваемая мощность силовых ременных передач практически достигает 50 кВт, хотя известны плоскоременные передачи мощностью и 1500 кВт. Скорость ремня $v = 5 - 30$ м/с (в сверхскоростных передачах $v = 100$ м/с). В механических приводах ременная передача используется чаще всего как понижающая передача. Максимальное передаточное отношение $U_{\max} = 5 - 6$ для передач без натяжного ролика и $U_{\max} = 6 - 10$ для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

Достоинства:

- возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (более 15 метров) (что важно, например, для сельскохозяйственного машиностроения);
- плавность хода, бесшумность работы передачи, обусловленные эластичностью ремня;
- малая чувствительность к толчкам и ударам, а также к перегрузкам, способность про- буксовывать;
- возможность работы с большими угловыми скоростями;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня;
- возможность работы при высоких оборотах;
- простота конструкции и дешевизна.

Недостатки:

- непостоянство передаточного числа вследствие проскальзывания ремней;
- постепенное вытягивание ремней, их недолговечность;
- необходимость постоянного ухода (установка и натяжение ремней, их перешивка и замена при обрыве и т. п.);
- сравнительно большие габаритные размеры передачи;
- высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня;
- опасность попадания масла на ремень;
- малая долговечность при больших скоростях (в пределах от 1000 до 5000 ч);
- необходимость натяжного устройства.

Плоскоременная передача. Конструкция и основные геометрические соотношения

Ременную передачу с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями с плоским приводным ремнем называют плоскоременной. На рис. 1 показаны варианты плоскоременной передачи. Эта передача проста по конструкции, может работать при весьма высоких скоростях (до 100 м/с) и больших межосевых расстояниях (до 15 м). Вследствие большой эластичности ремня она обладает сравнительно высокой долговечностью. Для плоскоременных передач рекомендуется принимать $u < 6$ (с натяжным роликом — до 10). До появления клиноременной передачи плоскоременная имела преимущественное распространение.

На практике встречаются самые различные конструкции передач, с плоским ремнем. Рассмотрим наиболее типичные:

- *открытая* (см. рис. 1, а) — самая простая, надежная и удобная в работе передача; ее применяют при параллельных осях;
- *перекрестная* (см. рис. 1, б) — используется при необходимости вращения шкивов в противоположных направлениях и параллельных осях. Имеет повышенное изнашивание кромки ремня. Эта передача не находит широкого применения;
- *полуперекрестная* (см. рис. 1, в) — передача для перекрещивающихся осей;

- угловая (рис.1, з) — рекомендуется при пересекающихся осях (преимущественно под углом 90°).

Материалы плоскоремennых передач. Общие требования к материалам приводных ремней: износостойкость и прочность при циклических нагрузках; высокий коэффициент трения со шкивами; малый модуль упругости и изгибную жесткость. Этим условиям удовлетворяют высококачественная кожа и синтетические материалы (резины), армированные белтинговым тканевым (ГОСТ 6982-54), полимерным (капрон, полиамид С-6, каучук СКН-40, латекс) или металлическим кордом. Применяются прорезиненные тканевые ремни (ГОСТ 101-54), слоистые нарезные ремни с резиновыми прослойками, послойно и спирально завернутые ремни. В сырых помещениях и агрессивных средах применяют ремни с резиновыми прокладками.

Шкивы изготавливают из чугуна марки СЧ10, СЧ15, СЧ25 и др. Шкив сварных конструкций изготавливают из стали марок Ст1, Ст2 и др. Для шкивов облегченных конструкций используют алюминиевые сплавы, текстолиты.

Для уменьшения проскальзывания ремня для изготовления шкивов ремennой передачи желательно выбрать текстолит. По сравнению с перечисленными материалами в этом случае передача будет иметь большую надежность работы без пробуксовки.

Конструкции ремней для плоскоремennых передач. В машиностроении применяется в основном четыре вида плоских приводных ремней. Размеры и характеристики кожаных, прорезиненных и хлопчатобумажных ремней стандартизованы (табл. 1).

Кожаные ремни изготавливают из кожи животных (кожу подвергают специальному дублированию). Эти ремни обладают высокой тяговой способностью, эластичностью и износостойкостью, допускают меньшие диаметры шкивов. Однако из-за дефицитности и высокой стоимости в настоящее время их применяют редко, только для особо ответственных конструкций. *Основы прорезиненного ремня* — прочная кордовая провулканизованная техническая хлопчатобумажная ткань в 2-9 слоев связанных между собой вулканизированной резиной. Ткань, имеющая больший модуль упругости, чем резина, передает основную часть нагрузки. Резина повышает коэффициент трения, обеспечивает работу ремня как единого целого и защищает ткань от повреждений и истирания во время работы передачи. Вследствие прочности, эластичности, малой чувствительности к влаге и колебаниям температуры прорезиненные ремни широко распространены. В зависимости от варианта укладки тканевой основы перед вулканизацией ремни делят на три типа (рис.4): *А* — нарезные (ткань нарезается по ширине ремня), применяются наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с; *Б* — послойно-завернутые, используются для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с; *В* — спирально-завернутые, применяются при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с, обеспечивает повышенную износостойкость кромок. Наиболее гибкие ремни типа *А*, они получили преимущественное распространение.

Текстильные ремни (хлопчатобумажные и шерстяные) пригодны для работы в атмосфере запыленной, насыщенной парами щелочей, бензина, при резких колебаниях нагрузки, но тяговая способность их сравнительно низкая.

Широкое распространение получают пленочные ремни из капроновой ткани или саржи с фрикционным покрытием (пленкой). Высокая статическая и усталостная прочность синтетических материалов дала возможность снизить толщину ремня ($\delta = 0,4 \div 1,2$ мм), его массу и действие центробежных сил. Это позволило повысить скорость ремня от $25 \div 30$ (для обычных ремней) до $75 \div 150$ м/с и одновременно обеспечить большую плавность работы, что особенно важно для современного машиностроения.

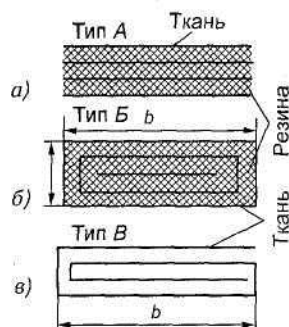


Рис.4. Конструкции плоских ремней

Конструкции шкивов. Шкив (рис.5, а) состоит из обода 1, спин (или диска) 2 и ступицы 3. Плоскоременные шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода и по стандарту выполняются трех исполнений (рис.5, б).

Для предупреждения спадания плоского ремня со шкивов один из них (чаще больший) выполняют с выпуклым ободом, описанным по дуге, или цилиндрическими с двусторонней конусностью (рис.5, б). Стрелу выпуклости обода шкива h принимают в зависимости от диаметра шкива D и ширины ремня b . Ведущий шкив применяют второго исполнения, ведомый — первого и второго. Шероховатость $R_z \leq 10 \text{ мкм}$.

Шкивы обычно изготавливают чугунами литыми, стальными, сварными или сборными, литыми из лёгких сплавов и пластмасс. Диаметры шкивов определяют из расчёта ременной передачи, а потом округляют до ближайшего значения из ряда $R40$ (ГОСТ 17383-73*). Чугунные шкивы применяют при скоростях до $30 \div 45 \text{ м/с}$. Шкивы малых диаметров до 350 мм имеют сплошные диски, шкивы больших диаметров — ступицы эллиптического переменного сечения. Стальные сварные шкивы применяют при скоростях $60 \div 80 \text{ м/с}$. Шкивы из лёгких сплавов перспективны для быстроходных передач до 100 м/с .



Рис.5. Конструкции шкивов плоскоременных передач

Геометрия передачи, кинематические соотношения и КПД плоскоременной передачи

Основные геометрические параметры D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов; a — межосевое расстояние; B — ширина шкива; L — длина ремня; α — угол обхвата; β — угол между ветвями ремня (рис.6).

3

2

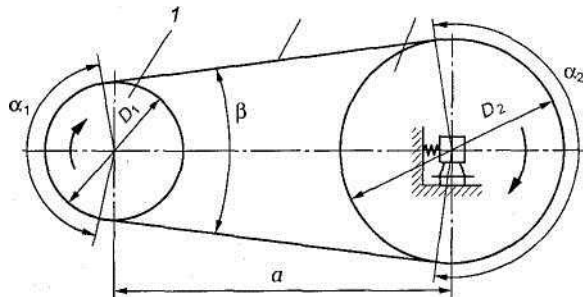


Рис.6. Основные геометрические параметры ременных передач

Клиноременная передача. Основные геометрические соотношения и конструкции

Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют клиноременной (см. рис.3, б и 7). Клиноременную передачу выполняют только открытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и длине.

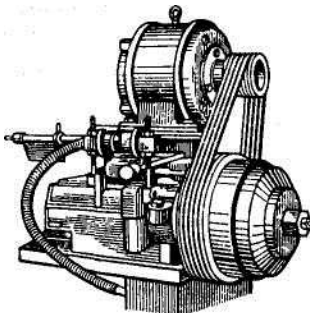


Рис.7. Механизм с клиноременной передачей

Клиновые ремни применяют по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и несколько повысить надёжность передачи. Кроме того, один толстый ремень, поставленный вместо нескольких тонких будет иметь гораздо большие напряжения изгиба при огибании шкива. Число клиновых ремней часто принимают от трех до пяти (максимально восемь ремней), но передача может быть и с одним ремнем. Форму канавки шкива проектируют так, чтобы между шкивом и ремнем постоянно был гарантированный радиальный зазор 8 (рис.8, I). Рабочие поверхности — это боковые стороны ремня, поэтому клиновой ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива. Клиноременные передачи в машиностроении применяют чаще, чем плоскоремённые. Однако скорость этой передачи не должна превышать 30 м/с, так как при $v > 30$ м/с клиновые ремни начинают вибрировать. Оптимальная окружная скорость, при которой передача работает устойчиво, $v = 5-25$ м/с.

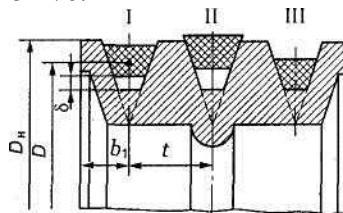


Рис.8. Установка клинового ремня на шкиве

Передаточное число для одноступенчатой клиноременной передачи $u < 8$.

Достоинства клиноременной передачи по сравнению с плоскоремённой:

- возможность передачи большей мощности;
- допустимость меньшего межосевого расстояния a ;
- возможность меньшего угла обхвата α , на малом шкиве (см. рис.1).

Недостатки:

- большая жесткость и, как следствие, — меньший срок службы ремня;
- необходимость особых приемов при надевании ремня;
- зависимость размеров проектируемой передачи от подобранного (по таблице регламентированных длин) ремня;
- большая стоимость эксплуатации передачи при вытяжке (ремни не ремонтируются);
- большая трудоемкость изготовления шкивов;

Ремни для клиноременных передач.

Основное распространение получили ремни трапецевидного сечения (рис.9, а, б) с углом профиля $\varphi = 40 \pm 1^\circ$.

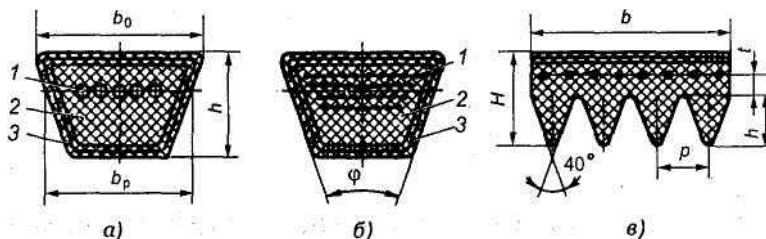


Рис.9. Конструкции клиновых ремней: а — кордшнуровой; б — кордтканевый; в — поликлиновой

Замкнутые бесшовные ремни изготавливают методом вулканизации в пресс-формах. Трапециевидная (клиновья) форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в 3 раза по сравнению с плоским ремнем, но вследствие большой высоты ремня эта форма неблагоприятна. Передача имеет более низкий КПД. Эти недостатки отчасти компенсируются тем, что ремень изготавливают из материала с малым модулем упругости (из резины), а несущие кордовые слои имеют наибольшую толщину и располагаются около нейтральной плоскости ремня. Промышленность выпускает клиновые ремни двух типов: кордшнуровые (рис.9, а) и кордтканевые (рис.9, б). Различаются они тем, что основной несущий слой у первого состоит из одного ряда толстых кордовых шнуров 1, а у второго — из нескольких рядов кордовой ткани 1. В верхней и нижней частях сечения (в зонах растяжения и сжатия) ремень заполнен резиной 2, а снаружи в несколько слоев обмотан прорезиненной тканью — обертка 3. Большую гибкость и нагрузочную способность имеют кордошнуровые ремни, у которых верхний растягиваемый слой состоит из одного ряда анидных шнуров (намотанных по винтовой линии), заключенных в слой мягкой резины.

В СНГ клиновые резино-тканевые приводные ремни выпускают семи типов: Z(О), А, В(Б), С(В), Д(Г), И(Д), ЕО(Е). Для каждого типа (сечения ремня) в таблицах указываются: размеры сечения, площадь сечения, длина, минимальный диаметр шкива, допускаемая нагрузка и вес. Кроме ГОСТа существует еще, отличающийся от него, сортамент ремней для автотракторной промышленности.

Размеры ремня (см. рис.9, а): ширина большого основания ремня b_o ; расчетная ширина ремня b_p , высота ремня h ; длина ремня L — стандартизованы (табл.3).

Таблица 3. Клиновые ремни

Сечение ремня	Размеры сечения, мм (см. рис. 9, а)			$A, \text{мм}^2$	Натяжение $2F_0, \text{Н}$	Рекомендуемая длина ремня $L, \text{мм}$
	b_p	b_p	h			
Z(O)	10	8,5	6	47	11	400-2500
A	13	И	8	81	20	560-4000
B(B)	17	14	10,5	138	30	800-6300
C(B)	22	19	13,5	230	75	1800-10 600
D(Г)	32	27	19	476	140	3150-15 000
E(Д)	38	32	23,5	692	180	4500-18 000
EO(E)	50	42	30	1170	290	6300-18 000

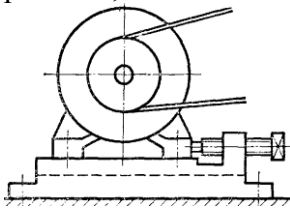
Стандартный ряд предпочтительных расчетных данных длин $L, \text{мм}$ 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000.

Разновидности клиноременных передач. На рис.10 показана разновидность клиновидного ремня. Материалы клиновых ремней в основном те же, что и для плоских. Выполняются прорезиненные ремни с тканевой обёрткой для большего трения, кордотканевые (много-слойный корд) и кордошнуровые ремни (шнур, намотанный по винтовой линии), ремни с несущим слоем из двух канатиков. Иногда для уменьшения изгибных напряжений применяют гофры на внутренней и наружных поверхностях ремня. Клиноременные ремни выпускают бесконечными (кольца).

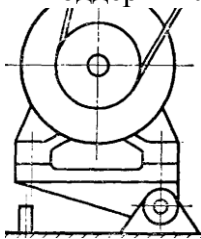
Устройства для натяжения ремня

Натяжение ремня существенно влияет на долговечность, тяговую способность и к.п.д. передачи. Чем выше предварительное натяжение ремня F_0 , тем больше тяговая способность и к.п.д., но меньше долговечность ремня. Натяжение ремня в передачах осуществляется:

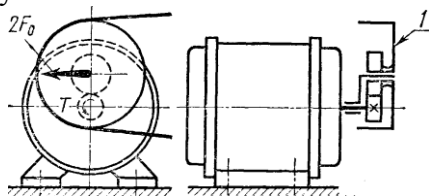
- Устройствами периодического действия, где ремень натягивается винтами. Ремень периодически подтягивается по мере вытяжки. Требуется систематическое наблюдение за передачей, иначе возможно буксование и быстрый износ ремня.



- Устройствами постоянного действия, где натяжение создаётся грузом, весом двигателя или пружиной. Часто натяжение происходит за счёт массы двигателя на качающейся плите. К таким устройствам относятся натяжные ролики. Натяжение ремня автоматически поддерживается постоянным.



- Устройствами, автоматически регулирующими натяжение в зависимости от нагрузки с использованием сил и моментов, действующих в передаче. Шкив 1 установлен на качающемся рычаге, который также является осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня $2F_0$ равно окружной силе на шестерне и пропорционально передаваемому моменту.



Передачи зубчатым ремнем

Зубчатые ремни выполняют плоскими с поперечными зубьями на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передача зубчатым ремнем работает по принципу зацепления (рис. 10.1, а). Зубчатое зацепление ремня со шкивом устраняет скольжение и необходимость в большом предварительном натяжении. Уменьшается

влияние угла обхвата (межосевого расстояния) на тяговую способность, что позволяет уменьшить габариты передачи и реализовывать большие передаточные числа.

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

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

Применение. Передачу зубчатым ремнем применяют как в высоконагруженных 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, кино съемочная аппаратура, робототехника и др.

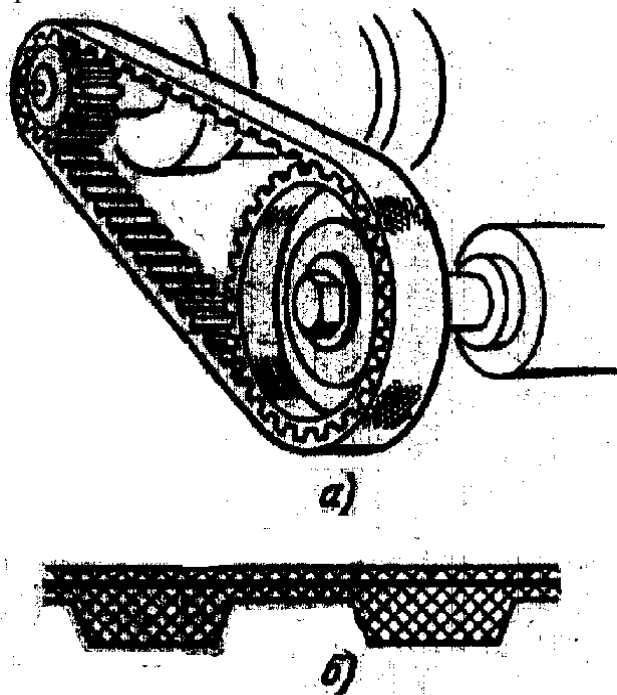


Рис. 16

Мощность, передаваемая зубчатым ремнем, до 200 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 стеклокорда, резины и тканевого покрытия на зубчатой поверхности, вулканизированных в одно целое. Отличаются от литых более высоким качеством. Литые ремни состоят из металлокорда, резины или полиуретана и не имеют тканевого покрытия. Металлокord 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 трапецеидальную форму с углом профиля $\gamma = 50^\circ$ и 40° (рис. 16, б).

Размеры ремня и параметры передачи зависят от модуля m — основной расчетной характеристики передачи (табл. 12 и 13).

Таблица 12 Зубчатые ремни (выборка). Размеры в мм

Модуль m	p	s	h	H	t
2	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8

Таблица 13 Основные параметры передач с зубчатым ремнем (выборка)

Модуль m	2	3	4	5	7
Число зубьев шкива					
z_{min}	10	10	14	14	17
z_{max}	115	120	120	120	120
Число зубьев ремня					
z_{pmin}	40	40	48	48	56
z_{pmin}	160	160	250	200	140
Ширина ремня b , мм	5... 20	12,5...50	20-100	25...100	40...125

Примечания. 1. Длину L_p ремня в шагах или число z_p зубьев ремня выбирают из ряда: 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235.

2. Расчетная длина ремня в мм: $L_p = z_p p$.

3. Ширину b ремня выбирают из ряда: 5, 8, 10, 12,5, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм.

Ременные вариаторы

Ременные вариаторы просты по конструкции, надежны в эксплуатации, могут работать в любых условиях, просты в уходе.

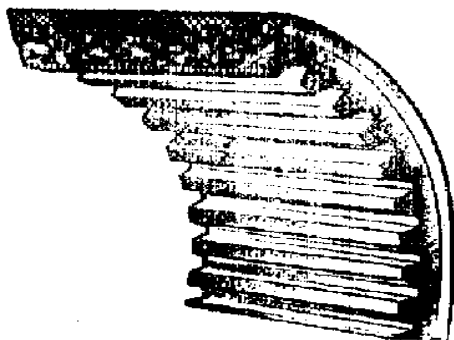


Рис. 17

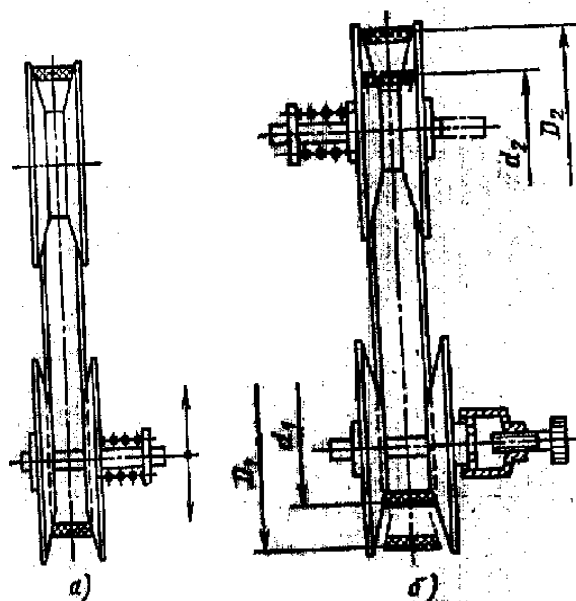


Рис. 18

В качестве тягового органа в ременных вариаторах применяют как *стандартные клиновые ремни* по ГОСТ 1284 — 68, так и *специальные широкие вариаторные ремни*. Скорость регулируют изменением диаметра одного (рис. 18, а) или одновременно обоих (рис. 18, б) шкивов посредством осевого перемещения конических дисков, образующих шкив. В передачах с одним регулируемым шкивом (рис. 18, а) шкив подпружинен и, как правило, насажен на вал электродвигателя, ведомый шкив постоянного диаметра — на вал рабочей машины. Перемещением двигателя изменяется натяжение ремня, заставляющее перемещаться диски подпружиненного шкива и изменяющее его рабочий диаметр.

Передачи с двумя регулируемыми шкивами преимущественно выполняют по схеме (рис. 18, б) с одним подпружиненным шкивом и с другим — регулируемым принудительно. Изменение длины ремня в процессе регулирования компенсируется автоматически пружиной, что упрощает конструкцию.

Диапазон регулирования при стандартных ремнях вследствие их малой ширины небольшой: $D=1,2\div 1,7$, и зависит от типа ремня и числа регулируемых шкивов. Передаваемая мощность до 60 кВт. Диапазон регулирования значительно расширяется в случае применения вариаторных ремней, которые отличаются от стандартных большей относительной шириной и меньшим углом клина. Для повышения гибкости ремни изготавливают зубчатыми (рис. 17). Диапазон регулирования $D = 2,5\div 3$. При одном ремне в передаче вариаторы могут передавать до 25 кВт, при нескольких ремнях — до 55 кВт. Однако применение нескольких ремней усложняет конструкцию и повышает требования к точности изготовления.

Расчет ременных вариаторов производят по аналогии с расчетом клиноременной передачи, с учетом числа регулируемых шкивов.

Вопросы для самопроверки

- Ременные передачи — принцип действия, типы ремней? Какие ремни наиболее распространены?
 - Преимущества и недостатки ременных передач, области их применения?
 - Какой деталью выделяются ременные передачи среди фрикционных?
 - Какие силы действуют в ремне?
 - Силы в ветвях ремня. Как их рассчитывают?
 - Напряжения в ремне. Как их определяют?
 - Какие напряжения и как влияют на работоспособность передачи и долговечность ремня?
 - Какие виды скольжения наблюдаются в ременной передаче?
 - Как получают кривые скольжения и КПД ременных передач и как они используются при расчете допускаемой нагрузки?
 - Какие нагрузки действуют на опоры валов колёс ременной передачи?
 - Какие существуют способы поддержания натяжения ремней?
 - Какие виды ременных передач различают по форме поперечного сечения ремня?
 - Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?
-

Цепные передачи.

Общие сведения

Передачу механической энергии между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес — звездочек 1 и 2 и охватывающей их цепи 3, называют цепной передачей (рис. 1). Служат для передачи вращения между удаленными друг от друга параллельными валами.

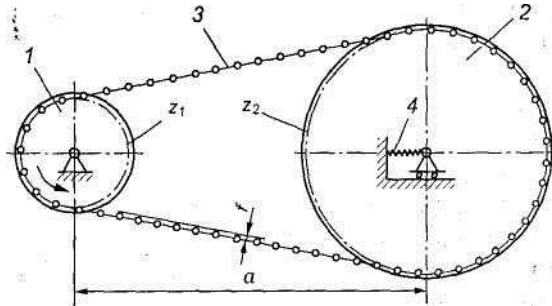


Рис.1. Цепная передача: 1 — ведущая звездочка; 2 — ведомая звездочка; 3 — цепь; 4 — натяжное устройство

Цепная передача, как и ременная, принадлежит к числу передач с гибкой связью. Гибким звеном в этом случае является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи. Зацепление обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с ременной передачей.

Цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкой связью (ременная — трением с гибкой связью). Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи. В конструкции цепных передач для компенсации удлинения цепи при вытяжке и обеспечения эксплуатационной стрелы провисания f ведомой ветви иногда предусматривают специальные натяжные устройства (см. рис.1). Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают смазочные устройства и ограждения.

Угол обхвата звездочки цепью не имеет такого решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем в ременной передаче.

Цепные передачи можно использовать как при больших, так и при малых межосевых расстояниях. Они могут передавать мощность от одного ведущего звена 1 нескольким звездочкам 2 (рис.2).

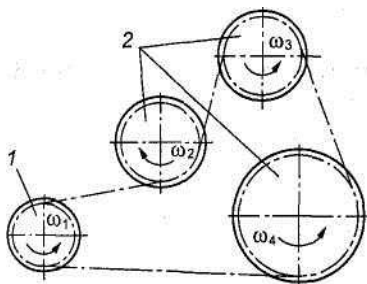


Рис.2. Схема многозвенной передачи: 1 — ведущая звездочка; 2 — три ведомых звездочки

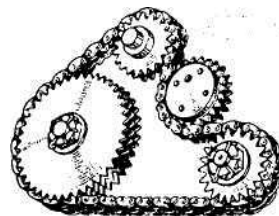


Рис.3. Многозвенная передача

Классификация

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

По типу цепей: с роликовыми (рис.4, *а*); с втулочными (рис.4, *б*); с зубчатыми (рис.4, *в*).

По числу рядов роликовые цепи делят на однорядные (см. рис.4, *а*) и многорядные (например, двухрядные, см. рис.4, *б*).

По числу ведомых звездочек: нормальные двухзвенные (см. рис.1, 4, 5); специальные — многозвенные (см. рис. 2, 3).

По расположению звездочек: горизонтальные (рис.5, *а*); наклонные (рис.5, *б*); вертикальные (рис.5, *в*).

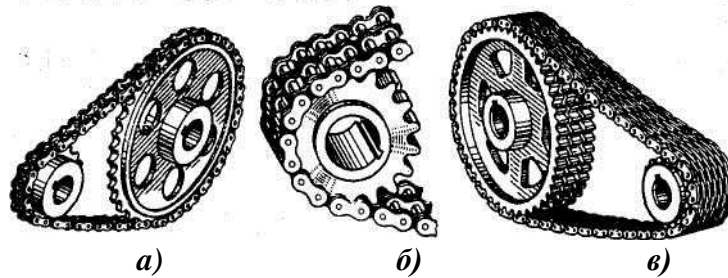


Рис. 4. Типы цепных передач: *а* — с роликовой цепью; *б* — с втулочной цепью; *в* — с зубчатой цепью

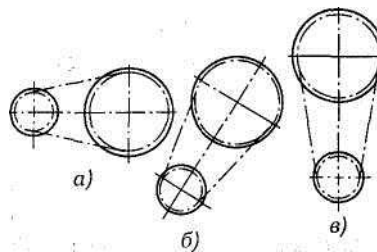


Рис. 5. Виды цепных передач: *а* — горизонтальная; *б* — наклонная; *в* — вертикальная

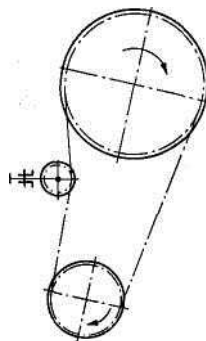


Рис. 6. Цепная передача с натяжным роликом

5. По способу регулирования провисания цепи: с натяжным устройством (см. рис. 1); с натяжной звездочкой (роликом, рис.6).

6. По конструктивному исполнению: открытые (см. рис.3), закрытые (рис.7).

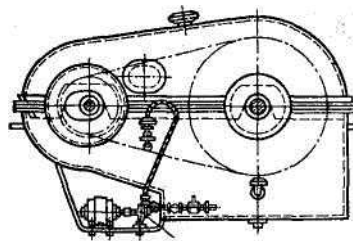


Рис.7. Установка с цепной передачей

Достоинства и недостатки

Достоинства:

- большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет передать цепью большие нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем межосевом расстоянии (передача более компактна);
- возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам;
- по сравнению с зубчатыми передачами — возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 7 м);
- меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы;
- сравнительно высокий КПД ($\eta_{\max} \gg 0,9 \div 0,98$);
- отсутствие скольжения;
- малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- возможность легкой замены цепи.

Недостатки:

- сравнительно высокая стоимость цепей;
 - невозможность использования передачи при реверсировании без остановки;
 - передачи требуют установки на картерах;
 - сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи;
- скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения. Основной причиной этого недостатка является то, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику. В связи с этим скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна.
- повышенный шум, особенно на высоких скоростях, вследствие удара звена цепи при входе в зацепление и дополнительные динамические нагрузки из-за многогранности звездочек; Со скоростью $v''_u = v_z \sin \alpha$ связаны поперечные колебания ветвей цепи. В момент входа в зацепление шарнира B с зубом C вертикальные составляющие их скоростей v''_u и v''_z , направлены навстречу друг другу, соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Последовательные удары являются причиной шума передачи и разрушения шарниров цепи и зубьев звездочек. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору шага цепи в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки.
- они работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи. За один пробег в каждом шарнире совершаются четыре поворота: два на ведущей и два на ведомой звездочках. Эти повороты вызывают износ втулок и валиков шарниров. Износ цепи и зубьев звездочек связан и с перемещением шарниров по профилю зуба в процессе зацепления. Это приводит к вытягиванию цепи, для устранения последствий которого требуется применение натяжных устройств. Для уменьшения износа необходимо следить за удовлетворительной смазкой шарниров.

- они требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, во избежание соскакивания цепи со звездочки и более сложного ухода — смазывания, регулировки.

Область применения

Современные цепные передачи могут передавать большие мощности (до 5 тыс. кВт) при сравнительно высоких скоростях (до 25—30 м/с). Цепные передачи применяют: а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; б) при жестких требованиях к габаритам или в) при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Цепные передачи широко распространены в транспортирующих устройствах (конвейерах, элеваторах, мотоциклах, велосипедах), в приводах станков и сельскохозяйственных машин, в химическом, горнорудном и нефтепромышленном машиностроении.

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т.е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

Конструкции приводных цепей и звездочек

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: приводные и тяговые. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах. Выпуск только приводных цепей в России превышает 80 млн. м в год. Ими оснащается ежегодно более 8 млн. машин.

Приводные цепи осуществляют передачу движения непосредственно от источника энергии к рабочему органу или через промежуточные устройства. Конструктивно они делятся на *роликовые*, *втулочные* и *зубчатые* (табл.1). В СНГ приводные цепи стандартизованы и изготавливаются на специализированных заводах. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой — разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т. е. ~ 1 дюйму)

В России изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568—75*:

ПРЛ — роликовые однорядные нормальной точности;

ПР — роликовые повышенной точности;

ПРД — роликовые длиннозвенные;

ПВ — втулочные;

ПРИ — роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834—76* для буровых установок (в быстроходных передачах).

Роликовая цепь (рис.9) состоит из наружных *H* и внутренних *Bн* звеньев (каждое из которых состоит из двух пластин), шарнирно соединенных с помощью валиков и втулок. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются. Сцепление со звездочкой осуществляется роликом *1*, свободно сидящим на втулке *2*, запрессованной в пластины *3* внутреннего звена. Валик *4* запрессован в пластины *5* наружного звена. Валики (оси) цепей вы-

полняют ступенчатыми или гладкими. Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные. Поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев. Соединительное звено *С* служит для соединения двух концов цепи с четным числом шагов, а переходное звено *П* — с нечетным. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Материал пластин роликовых цепей — сталь 50 (с закалкой до *HRC* 38—45); валиков, втулок, роликов — стали 15, 20, 25 (с последующей цементацией и закалкой до *HRC* 52—60).

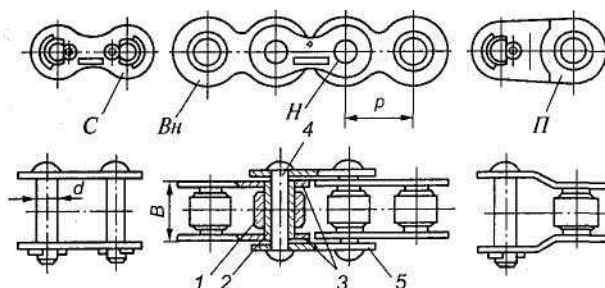


Рис. 9. Роликовая цепь: 1 — ролик; 2 — втулка; 3 — пластины внутреннего звена; 4 — ролик; 5 — пластины наружного звена

В машиностроении чаще применяют однорядные роликовые цепи (см. рис.4, *а* и 9). При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Многорядные цепи (двухрядные — см. рис.4, *б*) содержат несколько ветвей однорядных цепей, соединенных удлиненными валиками. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизованы в диапазоне шагов 15,875...50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

Длиннозвенные роликовые цепи ПРД выполняют в удвоенном шаге по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи (рис.10) по конструкции аналогичны предыдущим. Эти цепи отличаются от роликовых отсутствием ролика, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. В зацепление с зубьями звездочки входит непосредственно втулка; изнашивание звездочки значительно большее, чем при использовании роликовой цепи. Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами ПРИ набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену. В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т. д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, *Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 -75**). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

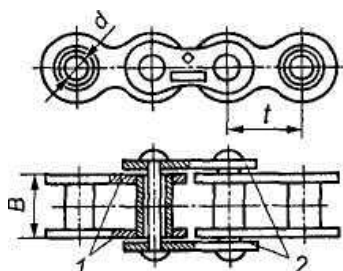


Рис. 10. Втулочная цепь: 1 — пластины внутреннего звена; 2 — пластины наружного звена

Зубчатые цепи (рис. 11) состоят из набора зубчатых пластин 1, шарнирно соединенных между собой с помощью валиков 2 (рис. 11, а). Каждая пластина имеет по два зуба со впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин (поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания α , равным 60°). Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапецевидный профиль. Для предохранения цепи от схода со звездочек предусмотрены внутренние направляющие пластины 3. Количество пластин 1 зависит от передаваемой мощности. Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев. Эти пластины изготавливают из стали 50 с закалкой до $HRC\ 38—45$.

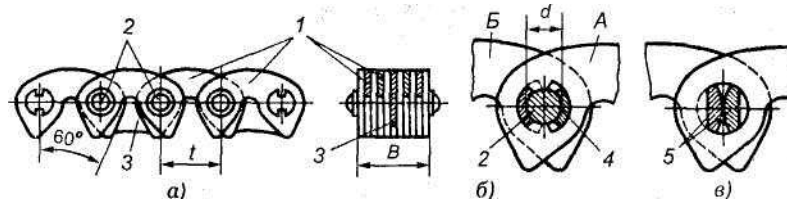


Рис. 11. Зубчатая цепь: 1 — пластины; 2 — валики; 3 — направляющие пластины; 4 — шарнир; 5 — призмы

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенная кинематическая точность и допускаемая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

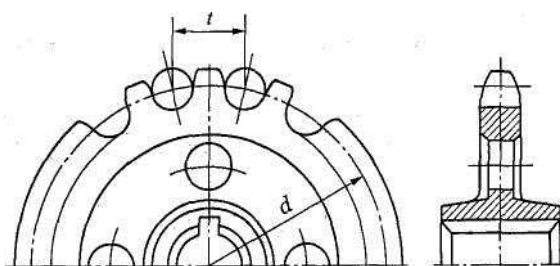


Рис. 12. Звездочка втулочной и роликовой цепей

Звездочки для приводных цепей. По конструкции звездочки напоминают зубчатые колеса. Профиль их зубьев зависит от типа цепи. Звездочки роликовой и втулочной цепей (рис. 12) имеют рабочий профиль зуба, очерченный дугой окружности; звездочки зубчатых цепей (рис. 13) — прямолинейный рабочий профиль. В связи с тем, что зубья звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочек в роликовых передачах имеют относительно небольшую ширину, звездочки нередко изготавливают из диска и ступицы, соединяемых болтами, заклепками или сваркой.

Для облегчения замены после износа, звездочки, устанавливаемые на валах между опорами, в машинах с трудной разборкой делают разъемными по диаметральной плоскости. Плоскость разъема проходит через впадины зубьев, для чего числа зубьев звездочки приходится выбирать чётным. Долговечность и надежность цепей передачи во многом зависит от правильного выбора профиля зубьев звездочки, ее параметров, материала и термической обработки.

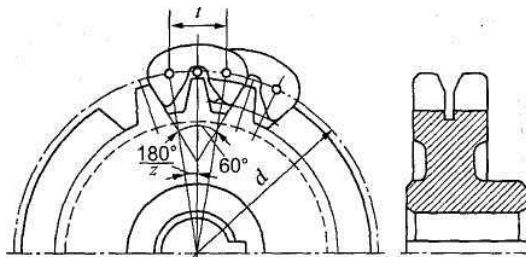


Рис.13. Звездочка зубчатой цепи

Важным фактором для увеличения долговечности цепной передачи является правильный выбор числа зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев плавность передачи снижается, наблюдается повышенное изнашивание цепи из-за большого угла поворота шарнира и значительных динамических усилий. При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зуб цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Рекомендуемые числа зубьев меньшей звездочки z_1 в зависимости от передаточного числа приведены в табл.1. Максимальное число зубьев большей звездочки z_2 также ограничено: для втулочной цепи $z_2 < 90$; для роликовой $z_2 < 120$; для зубчатой $z_2 < 140$. Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом зубьев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек выбирают в зависимости от назначения и конструкции передачи. Звездочки с большим числом зубьев тихоходных передач (до 3 м/с) при отсутствии ударных нагрузок допустимо изготавливать из чугуна марки СЧ 20, СЧ 30 с закалкой. В неблагоприятных условиях с точки зрения износа, например в сельскохозяйственных машинах, применяют антифрикционный и высокопрочный чугун с закалкой. Для изготовления ведущих звездочек с малым числом зубьев ($z_2 < 30$) неответственного назначения применяют сталь 20 (цементация, закалка, отпуск); ответственного назначения — сталь 40, 50 (закалка, отпуск); при повышенных передаваемых нагрузках сталь 40Х, 45Х, 45ХН (закалка, отпуск). Для ведомых звездочек больших диаметров с большим числом зубьев ($z_2 > 50$), кроме перечисленных материалов, может быть применен серый чугун СЧ15, СЧ20, СЧ35 и др. При необходимости бесшумной и плавной работы передач мощностью $P \leq 5$ кВт и $v \leq 8$ м/с можно изготавливать венцы звездочек из пластмасс — текстолита, полиформальдегида, полиамидов, что приводит к снижению шума и к повышению долговечности цепей (в связи со снижением динамических нагрузок).

Вследствие невысокой прочности пластмасс применяют также металлопластмассовые звездочки.

Тяговые цепи

Тяговые цепи подразделяют на три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588—81*; разборные по ГОСТ 589 85; круглозвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319—81.

Пластинчатые цепи служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 М/С.

Круглозвенные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

Все цепи стандартизованы в мировом масштабе. Основным параметром является шаг цепи t , который выражается в миллиметрах или дюймах. В таблицах ГОСТа приводятся также стандартные ширины цепей, минимальное число зубьев звездочки, предельное число оборотов, допускаемые нагрузки и вес.

Рекомендации по конструированию цепных передач

1. В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.
2. Ведомую ветвь цепи рекомендуют располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.
3. Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров звездочек к горизонту более 60° . При $\theta > 60^\circ$ на ведомую ветвь в местах наибольшего провисания цепи устанавливают натяжную звездочку.
4. Диаметр натяжной звездочки выполняют больше диаметра мены звездочки передачи, она должна входить в зацепление не менее, чем с тремя звеньями цепи.
5. Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены в одной плоскости.
6. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа передачи.

Вопросы для самопроверки

- Кратко опишите устройство цепной передачи.
 - Перечислите по пунктам признаки классификации, характеризующие конструктивные особенности, связанные с цепями и со звездочками.
 - Укажите основные достоинства и недостатки цепной передачи по сравнению с другими известными Вам видами передач.
 - Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными? Где применяют цепные передачи?
 - Какова конструкция роликовой и втулочной цепей?
 - В каких случаях применяют многорядные роликовые цепи?
 - Какие достоинства цепной передачи обеспечивают ей широкое применение и в каких областях?
 - Какие типы цепей наиболее распространены?
 - Почему в велосипеде применяется цепная передача? Какую другую передачу можно использовать для этой цели?
 - Сформулируйте определение цепного вариатора.
 - В чем достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными?
 - С чем связаны неравномерность хода цепной передачи, удары шарниров цепи по зубьям звездочки и колебания ветвей цепи?
 - От чего зависит интенсивность износа шарниров цепи?
-

Червячные передачи.

Общие сведения, устройство передачи, материалы, область применения, достоинства и недостатки

Червячная передача (рис. 1) — механизм для передачи вращения между валами посредством винта (червяка 1) и сопряженного с ним червячного колеса 2.

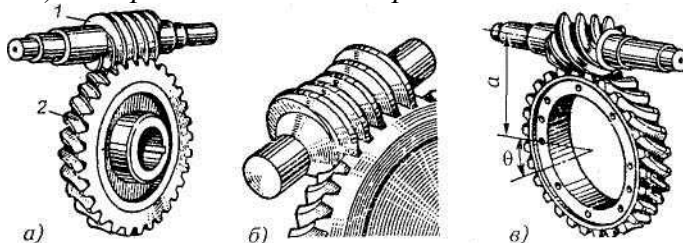


Рис. 1. Червячные передачи: 1 — червяк; 2 — червячное колесо

Геометрические оси валов при этом скрещиваются под углом 90° . Ведущим элементом здесь обычно является червяк (как правило, это винт с трапецидальной резьбой), ведомым — червячное колесо с зубьями особой формы, получаемыми в результате взаимного огибания с витками червяка. При вращении червяка вокруг своей оси его витки перемещаются вдоль образующей своей цилиндрической поверхности и приводит во вращательное движение червячное колесо. Для увеличения длины контактных линий в зацеплении с червяком зубья червячного колеса имеют дугообразную форму.

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Червячная передача — это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляют по принципу винтовой пары, которой, как известно, присуще повышенное скольжение.

Различают два вида червячных передач: цилиндрические (с цилиндрическими червяками, см. рис. 1, а, в); глобоидные (с глобоидными червяками, см. рис. 1, б).

Червячную передачу, у червяка и колеса которой делительные и начальные поверхности цилиндрические, называют цилиндрической червячной передачей.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым (предпочтительнее для применения) и левым направлением линии витка.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса передачи бывают с нижним, верхним и боковым червяками. Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления.

В зависимости от формы профиля витка различают:

- архимедов червяк (ZA) (рис. 2, а) — цилиндрический червяк, торцовый профиль витка которого является архимедовой спиралью. Этот червяк подобен винту с трапецидальной резьбой;

- эвольвентный червяк (ZI) (рис. 2, б); имеет эвольвентный профиль витка в его торцовом сечении (как у косозубого колеса);

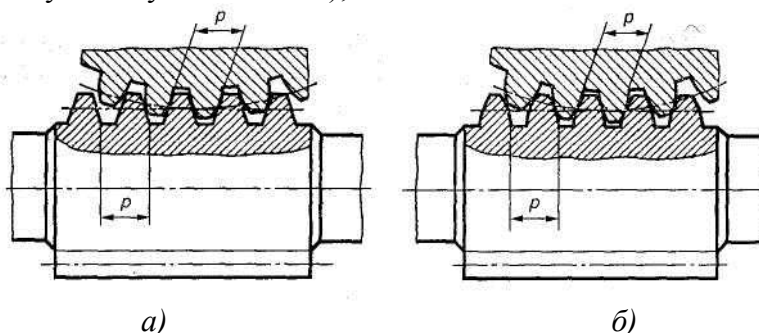


Рис. 2. Конструкции цилиндрических червяков: а — архимедов; б — эвольвентный

- конволютный червяк (ZN); торцовый профиль витка является удлиненной или укороченной эвольвентой. В конволютном червяке режущий инструмент (или наждачный круг) установлен вдоль оси спирали зуба; это удобно при массовом производстве червяков, так как позволяет производить одновременную шлифовку двух сторон профиля зубьев.

В машиностроении из цилиндрических червяков наиболее распространены *архимедовы* червяки. Их можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках. Однако шлифование его витков затруднено, что снижает точность изготовления и нагрузочную способность червячной передачи. Эвольвентные червяки можно шлифовать, что повышает точность изготовления, обеспечивает более полный контакт витков червяка с зубьями колеса, более высокую нагрузочную способность передачи. Но для изготовления эвольвентных червяков требуются специальные шлифовальные станки. Эвольвентные червяки применяются сравнительно редко. Конволютные червяки шлифуют плоским торцом шлифовального круга на обычных резьбошлифовальных станках. Глобоидные червяки появились сравнительно недавно и вследствие повышенной нагрузочной способности получают все большее распространение, но в изготовлении и монтаже значительно сложнее и сильно нагреваются. Поэтому по-прежнему преимущественное распространение имеют цилиндрические червяки с прямолинейным профилем в осевом сечении.

Зубья на червячном колесе чаще всего нарезают червячной фрезой, которая представляет собой копию червяка, с которым будет зацепляться червячное колесо. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое имеют червяк и червячное колесо при работе.

По числу витков червяки делят на однозаходные и многозаходные, по направлению витка — левые или правые. Наиболее распространено правое направление с числом витков червяка Z_1 , зависящим от передаточного числа u ; Z_1 выбирают так, чтобы обеспечить число зубьев колеса z_2 : $Z_1 u > z_{2\min}$.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение. Однако, с увеличением числа заходов (витков) червяка угол подъема винтовой линии возрастает, что повышает КПД передачи, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения. Поэтому однозаходные (одновитковые) червяки не всегда рекомендуется применять.

Для увеличения КПД передачи:

1) червяк должен иметь твердую, очень чисто обработанную поверхность зубьев (желательна полировка). Материалом для червяков служат высокоуглеродистые — калимые или малоуглеродистые цементированные стали, например, Ст.У-7, У-8, Ст.50 или Ст.20Х, Ст.18ХГТ, Ст.20ХНЗА;

2) венец червячного колеса должен быть изготовлен из антифрикционного материала — бронзы;

3) смазка должна быть обильной в закрытом пыленепроницаемом корпусе.

В большинстве случаев червяки изготавливают за одно целое с валом, реже — отдельно от вала, а затем закрепляют на нем.

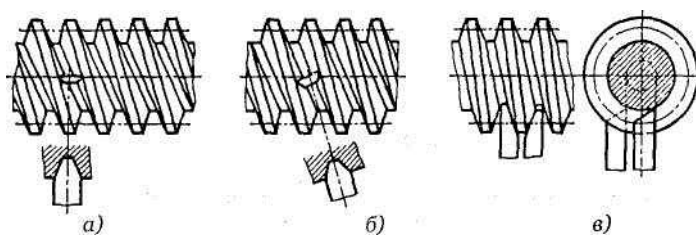


Рис. 3. Основные разновидности червяков и принцип образования профиля:
***а* — архимедов; *б* — конвалютный;**
***в* — эвольвентный**

Червячное колесо 2 (см. рис. 1, а) в отличие от косозубых зубчатых колес имеет вогнутую форму зуба, способствующую облеганию витков червяка.

Направление и угол подъема зубьев червячного колеса соответствуют направлению и углу подъема витков червяка.

Червячные колеса нарезают червячными фрезами и в редких случаях резцами, укрепленными на вращающейся оправке (летучими резцами).

Червячные колеса изготавливают цельными (см. рис. 1, а, б) или сборными (на рис. 1, в показан венец червячного колеса). Минимальное число зубьев колеса $z_{2\min}$ определяют из условия отсутствия подрезания и обеспечения достаточной поверхности зацепления.

Для силовых передач рекомендуется принимать $z_{2\min} = 28$, во вспомогательных кинематических передачах $z_{2\min} = 17 \div 18$. Максимальное число зубьев не ограничено, но в силовых передачах чаще принимают 50—60 (до 80). В кинематических передачах z_2 может достигать до 600—1000.

Червячную передачу, показанную на рис. 4, называют глобоидной.

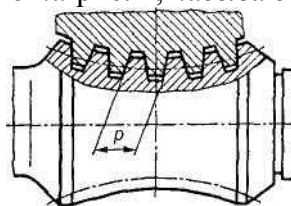


Рис. 4

Витки ее червяка расположены на глобоидной (торовой) поверхности. Эта передача появилась сравнительно недавно, имеет повышенную нагрузочную способность (в 1,5—2 раза больше, чем у обычных червячных передач), так как линия контакта в глобоидных передачах располагается благоприятно, что улучшает условия для образования масляных клиньев, и в зацеплении находится большее число зубьев колеса и витков червяка.

Глобоидные передачи требуют повышенной точности изготовления и монтажа, искусственного охлаждения. Эти передачи применяют реже, чем цилиндрические.

Червячные передачи, как и зубчатые, могут быть скорректированными.

Корректирование червячных передач осуществляется так же, как и зубчатых, т. е. радиальным смещением инструмента относительно оси заготовки при нарезании.

Корректирование передачи осуществляют только за счет колеса. Корректированные колеса нарезают на тех же станках и тем же инструментом, что и некорректированные. Корректирование в основном применяют для вписывания передачи в заданное межосевое расстояние.

В машиностроении преимущественно применяют некорректированные червячные передачи.

Материалы червячной передачи.

Материалы в червячной передаче должны иметь в сочетании низкий коэффициент трения, обладать повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Обычно это разнородные материалы.

Червяки изготавливают в основном из сталей марок 40, 45, 50 (реже из сталей 35, Ст5) с закалкой до HRC 45-55; 15X, 20X, 40X, 40XH, 12XH3, 18XГТ с цементацией и закалкой до HRC 58—63.

Червячные колеса (или их венцы) изготавливают только из антифрикционных сплавов.

При скоростях скольжения до 2 м/с и больших диаметрах колес для их изготовления можно использовать чугуны марок СЧ15, СЧ20, СЧ25; до 6 м/с — применяют алюминий-железистые бронзы БрА9Ж4 (при этом червяк должен иметь твердость не менее HRC 45), до 25 м/с и длительной работе без перерыва применяют оловянистую бронзу БрОЮФ, оловянно-никелевую бронзу БрОНФ.

Для получения высоких качественных показателей передачи применяют закалку до твердости ≥ 45 HRC_э, шлифование и полирование витков червяка. В старых редукторах нашли применение эвольвентные червяки типа *ZI*, а перспективными являются нелинейчатые: образованные конусом типа *ZK* или тором типа *ZT* (по изобретению проф. Г. Нимана). Рабочие поверхности витков нелинейчатых червяков шлифуют с высокой точностью конусным или тороидным кругом. Передачи с нелинейчатыми червяками характеризуют повышенной нагрузочной способностью.

Термообработку — улучшение применяют для передачи малой мощности до 1,1 кВт.

Таким образом, для силовых передач следует применять эвольвентные нелинейчатые червяки.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, реже из латуни или чугуна, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения v_s .

Материалы венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и рекомендуемым для применения скоростям скольжения можно условно свести к трем группам.

Группа I. Оловянные бронзы (марок БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1 и др.), применяют при высоких скоростях скольжения ($v_s = 5 \dots 25$ м/с). Обладают хорошими антизадирными свойствами, но имеют невысокую прочность.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни применяют при средних скоростях скольжения (v_s до 3...5 м/с). Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза имеет высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому ее применяют в паре с закаленными ($H > 45$ HRC_э) шлифованными и полированными червяками.

Группа III. Серые чугуны марок СЧ15, СЧ20 применяют при малых скоростях скольжения ($v_s < 2 \dots 3$ м/с).

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость v_s скольжения, м/с:

$$v_s = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1^3 \sqrt[3]{T_2}$$

где n_1 — мин⁻¹; T_2 — в Нм.

Механические характеристики для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес приведены в табл. 1.

Практика показала, что большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

Таблица 1. Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Группа материала	Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	σ_T	σ_σ	$\sigma_{ви}$	Скорость скольжения v_s , м/с
			Н/мм ²			
I	БрО10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	>5
	БрО10Ф1	В кокиль	195	245	—	>5
	БрО10Ф1	В песок	132	215	—	>5
II	БрА9ЖЗЛ	Центробежный	200	500	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В кокиль	195	490	—	2...5
	БрА9ЖЗЛ	В песок	195	395	—	2...5
III	СЧ15	В песок	—	—	320	<2

Примечание. σ_T — предел текучести; σ_σ — временное сопротивление; $\sigma_{\text{ви}}$ — предел прочности при изгибе.

Эти зависимости используются при длительном сроке службы и нагрузке, близкой к постоянной.

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз

$$\sigma_{FP} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$$

Для проверки червячных передач на прочность при кратковременных перегрузках, принимают следующие предельные допускаемые напряжения: оловянные бронзы

$$\sigma_{HP\max} = 4\sigma_T; \text{ бронза БрАЖ9-4 } \sigma_{HP\max} = 2\sigma_T; \sigma_{HP\max} = 0,8\sigma_T \text{ для бронзы всех марок.}$$

Конструктивные элементы червячной передачи

В большинстве случаев червяк изготавливают как одно целое с валом. При конструировании червяка желательно иметь свободный выход инструмента при нарезании и шлифовании витков (шероховатость рабочих поверхностей витков $Ra < 0,63$ мкм).

С целью экономии бронзы зубчатый венец червячного колеса изготавливают отдельно от чугунного или стального центра. В зависимости от способа соединения венца с центром различают следующие конструкции червячных колес:

1. С напрессованным венцом — бронзовый венец насажен на стальной центр с натягом. Такую конструкцию применяют при небольших диаметрах колес в мелкосерийном производстве.
2. С привернутым венцом — бронзовый венец с фланцем крепят болтами к центру. Фланец выполняют симметрично относительно венца для уменьшения деформаций зубьев. Эту конструкцию применяют при больших диаметрах колес (≥ 400 мм).
3. С венцом, отлитым на стальном центре — стальной центр вставляют в металлическую форму (кокиль), в которую заливают бронзу для получения венца. Эту конструкцию применяют в серийном и массовом производстве.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

Во всех рассмотренных конструкциях чистовое обтачивание заготовки колеса и нарезание зубьев производят после закрепления венца на центре. Центр может состоять из диска и ступицы, размеры их элементов определяют по соотношениям, рекомендуемым для цилиндрических зубчатых колес.

Червячное зацепление чувствительно к осевому смещению колеса. Поэтому в червячных передачах предусматривают регулирование положения средней плоскости венца колеса относительно оси червяка. Регулирование выполняют осевым перемещением вала с

закрепленным на нем колесом. Перемещение вала осуществляют постановкой под фланцы привертных крышек подшипников набора тонких ($\approx 0,1$ мм) металлических прокладок или применением винтов, воздействующих на подшипники через нажимные шайбы.

Передаточное число червячной передачи и определяют из условия, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка,

$$u = z_2 / z_1, \quad (1)$$

где z_2 — число зубьев колеса червячной передачи; z_1 — число витков червяка.

Достоинства червячных передач:

- возможность получения больших передаточных чисел (одной парой — от 8 до 100, а в кинематических передачах — до 1000);
- плавность и бесшумность работы;
- возможность выполнения самотормозящей передачи (ручные грузоподъемные тали);
- демпфирующие свойства снижают уровень вибрации машин;
- возможность получения точных и малых перемещений;
- компактность и сравнительно небольшая масса конструкции передачи.

Недостатки:

- в отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса. Следовательно, червячные передачи имеют "по определению" один фундаментальный недостаток: высокое трение в зацеплении;
- сравнительно невысокий КПД (0,7—0,92), в самотормозящих передачах — до 0,5 вследствие больших потерь мощности на трение в зацеплении;
- сильный нагрев передачи при длительной работе вследствие потерь мощности на трение, который вызывает значительное выделение тепла, которое необходимо отводить от стенок корпуса. Это обстоятельство ограничивает мощность практически применяемых передач пределом 10-20 кВт, зато для малых мощностей эти передачи нашли самое широкое применение;
- необходимость применения для колеса дорогих антифрикционных материалов;
- повышенное изнашивание и заедание;
- необходимость регулировки зацепления.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: *движение передаётся только от червяка к колесу*, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Червячные передачи применяют в механизмах деления и подачи зуборезных станков, продольно-фрезерных станков, глубоко расточных станков, грузоподъемных и тяговых лебедках, талях, механизмах подъема грузов, стрел и поворота автомобильных и железнодорожных кранов, экскаваторах, лифтах, троллейбусах и других машинах.

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

Геометрическое соотношение размеров червячной некорректированной передачи с архимедовым червяком

В червячной передаче в качестве расчетного модуля принимают осевой модуль червяка m , равный окружному модулю червячного колеса m_1 . Значения модуля m червячных передач стандартизованы (табл. 3).

Таблица 3. Значения модуля m и коэффициента диаметра червяка q

m , мм	1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0
	2-й ряд	3,0	3,5	6,0	7,5	12					
q	1-й ряд	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0				
	2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4				

В цилиндрических червячных передачах с архимедовыми червяками шаг червяка p и шаг зубьев червячного колеса равны между собой (рис. 5):

$$p = \pi m$$

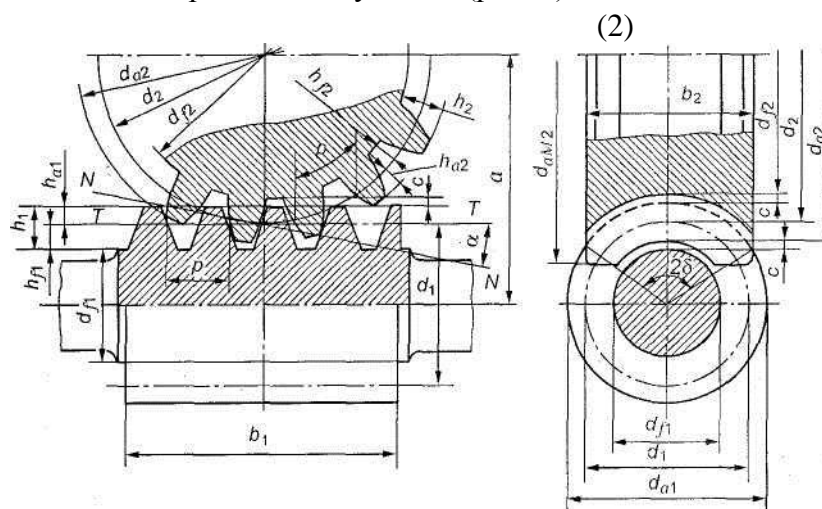


Рис. 5. Геометрические параметры червячной передачи

Основные критерии работоспособности червячных передач и расчет их на прочность

В червячной передаче имеет место молекулярно-механическое изнашивание. При больших контактных напряжениях или удельных давлениях происходит разрушение защитных плёнок и пластическое деформирование, в результате силы молекулярного сцепления приводят к схватыванию. Процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения вследствие схватывания в технике называется *заеданием*. Ускоренное повышение температуры во время схватывания прямо пропорционально скорости скольжения, коэффициенту трения, контактному напряжению, а также обратно пропорционально суммарной скорости контактирующих точек относительно зоны контакта и приведённому радиусу кривизны.

Работоспособность червячной передачи ограничивается:

- 1) стойкостью рабочих поверхностей зубьев;
- 2) изгибной прочностью зубьев;
- 3) предельной допустимой температурой масла или корпуса;
- 4) прочностью и жесткостью червяка.

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах.

Вопросы для самопроверки

- В чём заключается принцип конструкции червячной передачи?
- Каковы достоинства и недостатки червячных передач?
- Какое свойство червячной передачи отличает её от других передач?
- Почему червячные передачи не рекомендуют применять при больших мощностях?

- Как осуществляют модификацию зацепления в червячных передачах?
- Каковы материалы и виды термообработки для деталей червячных передач?

Механизмы движения с остановками

В автоматически и полуавтоматически действующих машинах встречается необходимость периодически сообщать движение ведомым звеньям с последующей полной остановкой, время которой может быть заданным.

- храповые;

Храповой механизм с ведущей собачкой и стойкой 4 (см. плакат) служит для преобразования возвратно-вращательного движения коромысла 1 с собачкой 2 в прерывистое вращательное движение (в одном направлении) храпового колеса 3. Собачка 5 с пружиной 6 не дают колесу вращаться в обратную сторону. Высшая пара образована собачкой и храповым колесом. Механизм может иметь входное звено и с возвратно-поступательным движением.

Храповый механизм применяют в качестве задерживающего устройства – напр., в грузоподъемных машинах (зубчатое колесо соединено с барабаном лебёдки, и собачка удерживает барабан от обратного раскручивания под тяжестью поднимаемого груза). Храповый механизм используется в часах с пружинным заводом (при заводе часов он предотвращает самопроизвольное раскручивание заводной пружины).

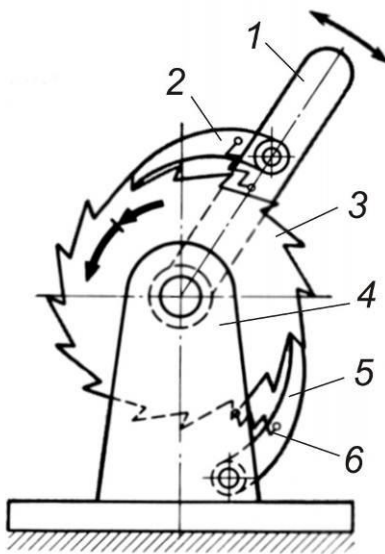


Рис.. Храповой механизм

- мальтийские;

Преобразует непрерывное вращение входного звена - кривошипа 1 в прерывистое (с остановками) вращение выходного звена - креста 2. Механизм имеет стойку 3 и высшую пару, образованную цевкой кривошипа и пазом креста.

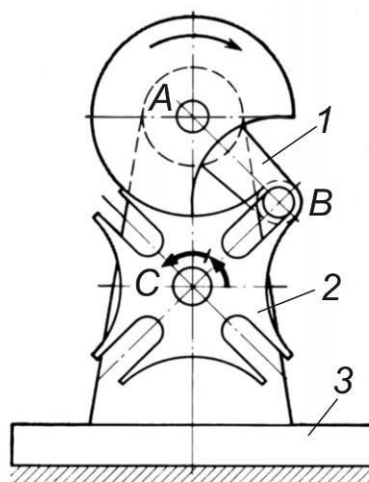
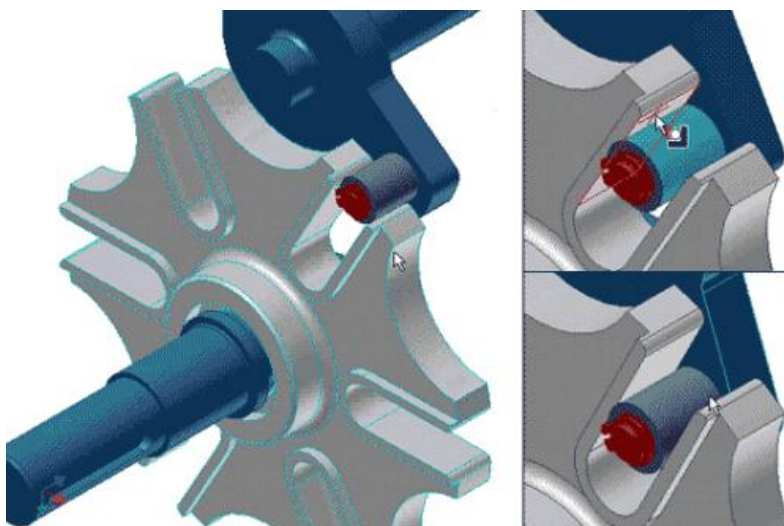
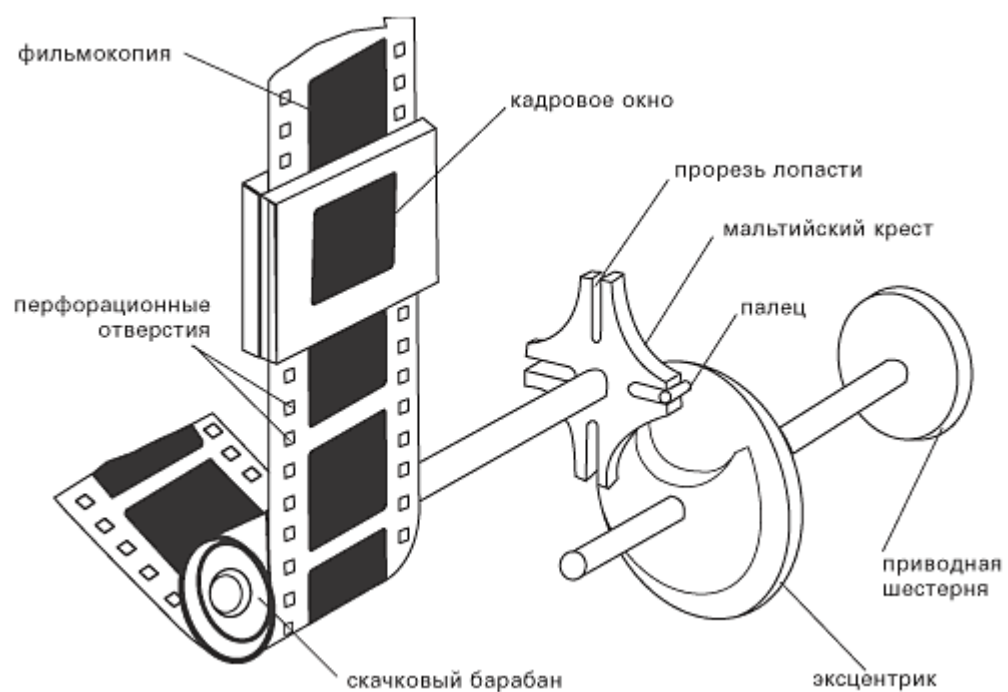


Рис. Мальтийский механизм

Мальтийские и храповые механизмы широко применяются в станках и приборах.
- звездчатые.





Использование мальтийского механизма в кинопроекторе

6 семестр
ВИДЫ ДЕФОРМАЦИЙ.
КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ.
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ.

РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ. СДВИГ. КРУЧЕНИЕ. ИЗГИБ СТЕРЖНЕЙ

Осевое растяжение - сжатие

Продольные силы в поперечных сечениях

Под *растяжением (сжатием)* понимают такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях стержня возникают только продольные силы N , а прочие силовые факторы равны нулю.

Рассмотрим однородный прямолинейный стержень длиной l и площадью поперечного сечения A , на двух концах которого приложены две равные по величине и противоположно направленные центральные продольные силы P (рис. 2.2, а).

Продольная сила – внутреннее усилие, равное сумме проекций всех внешних сил, взятых с одной стороны от сечения, на ось стержня. Примем следующее **правило знаков для продольной силы**: растягивающая продольная сила положительна, сжимающая – отрицательна (рис. 2.1).

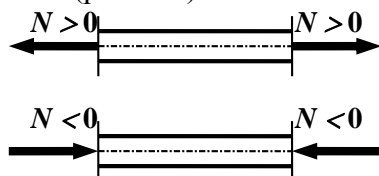


Рис.2.1

Поместим начало плоской системы координат uz в центре тяжести левого сечения, а ось z направим вдоль продольной оси стержня.

Для определения величин внутренних усилий воспользуемся методом сечений. Задавая некоторое сечение на расстоянии z ($0 \leq z \leq l$) от начала системы координат и рассматривая равновесие левой относительно заданного сечения части стержня (рис. 2.2, б), приходим к следующему уравнению:

$$\sum z = -P + N_z = 0,$$

откуда следует, что

$$N_z = P.$$

Следовательно, продольная сила в сечении численно равна сумме проекций на ось стержня всех сил, расположенных по одну сторону сечения

$$N_z = \sum_{отс} P(z) \quad (2.1)$$

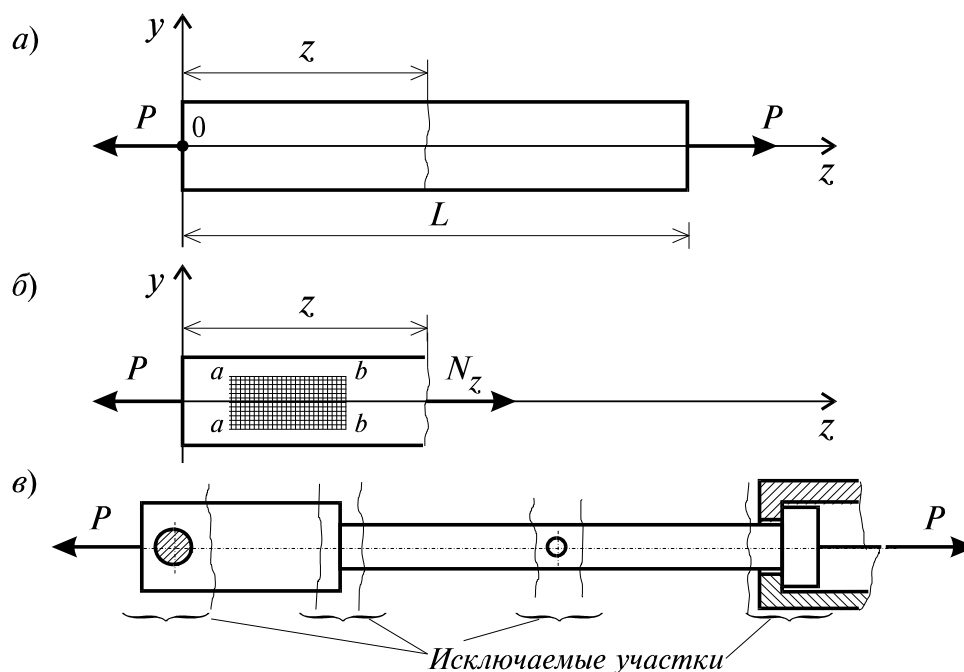


Рис. 2.2

Для наглядного представления о характере распределения продольных сил по длине стержня строится *эпюра продольных сил* N . Осью абсцисс служит ось стержня. Каждая ордината графика – продольная сила (в масштабе сил) в данном сечении стержня.

Эпюра позволяет определить, в каком сечении действует максимальное внутреннее усилие (например, найти N_{\max} при растяжении-сжатии). Сечение, где действует максимальное усилие будем называть **опасным**.

Рассмотрим несколько примеров определения внутренних сил.

Пример 1.

Пусть имеется стержень постоянного поперечного сечения, нагруженный силами $2P$ и $3P$ вдоль продольной оси стержня, показанный на рис.2.3. Определить величину внутренних сил.

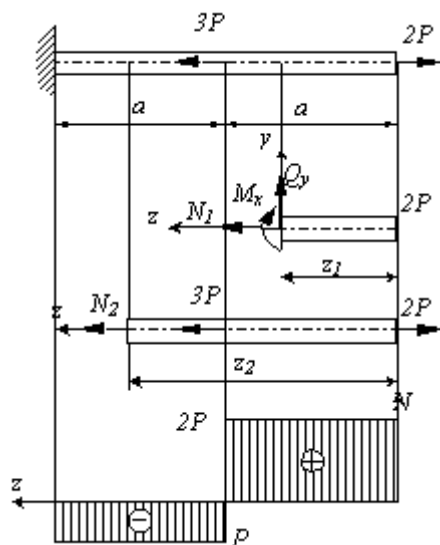


Рис.2.3

Решение.

Стержень может быть разделен на два участка, граничными точками которых являются точки приложения сосредоточенных сил и точка закрепления. Если начало координат

расположить на правом конце стержня, а ось z направить справа налево, то, используя метод сечений, **рассекая** последовательно участки, **отбрасывая** левую часть, **заменяя** ее действие внутренними усилиями N , Q_y , M_x и **уравновешивая** оставшуюся часть, получим:

I участок: $0 \leq z_1 \leq a$

$$\sum z = 0, N_1 = 2P;$$

$$\sum y = 0, Q_y = 0;$$

$$\sum m_x = 0, M_x = 0$$

Как видно, при растяжении в поперечных сечениях стержня возникает только один внутренний силовой фактор - нормальная сила N .

II участок: $a \leq z_2 \leq 2a$

$$\sum z = 0, N_2 = 2P - 3P = -P.$$

Таким образом, нормальная сила равна алгебраической сумме проекций сил, приложенных к отсеченной части на продольную ось $N = \sum P_{iz}$.

Полученные результаты для большей наглядности удобно представить в виде графика, (эпюры N), показывающего изменение продольной силы вдоль оси стержня (рис.2.3). Построим на первом участке линию параллельную оси z на высоте $2P$, на втором участке – линию со значением $-P$. Области ограниченные графиком и осью z принято штриховать и обозначать знак этой области. Видно, что наибольшая продольная сила возникает на первом участке стержня и, как следствие, при прочих равных условиях, он скорее может разрушиться, чем второй участок.

Пример 2.

Построить эпюру продольных сил для жестко защемленной балки (рис.2.4).

Решение:

1. Намечаем характерные сечения, нумеруя их от свободного конца стержня к заделке.

2. Определяем продольную силу N_z в каждом характерном сечении. При этом рассматриваем всегда ту отсеченную часть, в которую не попадает жесткая заделка.

$$N_{z1} = 0;$$

$$N_{z2} = N_{z3} = q_1 \cdot 2 = 20 \text{ кН};$$

$$N_{z4} = N_{z5} = q_1 \cdot 2 - F_1 = 20 - 40 = -20 \text{ кН}$$

$$N_{z6} = q_1 \cdot 2 - F_1 + q_2 \cdot 1 = 20 - 40 + 20 = 0$$

$$N_{z7} = N_{z8} = N_{z6} - F_2 = -30 \text{ кН}$$

3. По найденным значениям строим эпюру N_z .

Положительные значения откладываются (в выбранном масштабе) над осью эпюры, отрицательные – под осью.

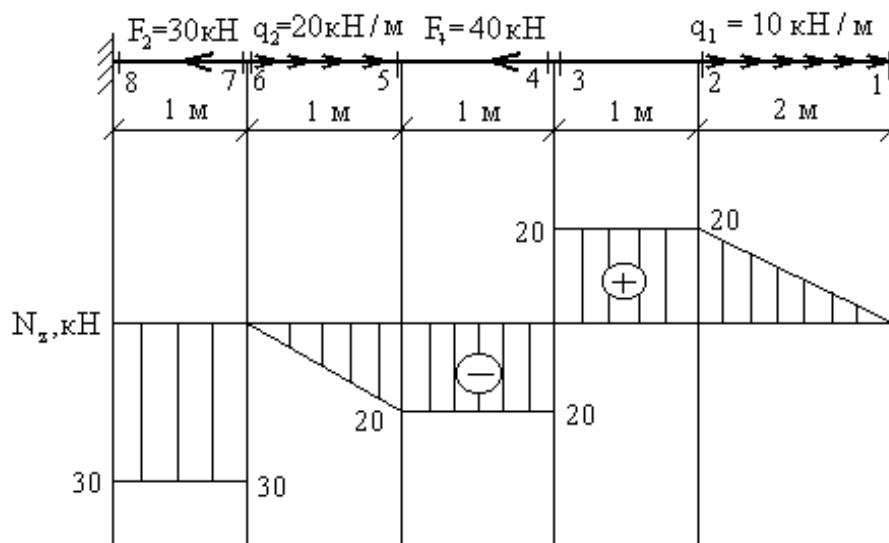


Рис.2.4

Напряжение в поперечных сечениях стержня

Нормальная сила N приложена в центре тяжести сечения, является равнодействующей внутренних сил в сечении и, в соответствии с этим, определяется следующим образом:

$$N = \int_A \sigma dA$$

Но из этой формулы нельзя найти закон распределения нормальных σ напряжений в поперечных сечениях стержня. Для этого обратимся к анализу характера его деформирования.

Если на боковую поверхность этого стержня нанести прямоугольную сетку (рис. 2.2, б), то после нагружения поперечные линии $a-a$, $b-b$ и т.д. переместятся параллельно самим себе, откуда следует, что все поверхностные продольные волокна удлинятся одинаково. Если предположить также, что и внутренние волокна работают таким же образом, то можно сделать вывод о том, что поперечные сечения в центрально растянутом стержне смещаются параллельно начальным положениям, что соответствует *гипотезе плоских сечений (гипотезе Бернулли)*.

Значит, все продольные волокна стержня находятся в одинаковых условиях, а следовательно, нормальные напряжения во всех точках поперечного сечения должны быть также одинаковы и равны

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad (2.2)$$

где A – площадь поперечного сечения стержня.

В сечениях, близких к месту приложения внешних сил, гипотеза Бернулли нарушается: сечения искривляются, и напряжения в них распределяются неравномерно. По мере удаления от сечений, в которых приложены силы, напряжения выравниваются, и в сечениях, удаленных от места приложения сил на расстояние, равное наибольшему из размеров поперечного сечения, напряжения можно считать распределенными по сечению равномерно. Это положение, называемое *принципом Сен-Венана*, позволяет при определении напряжений в сечениях, достаточно удаленных от мест приложения внешних сил, не учитывать способ их приложения, заменять систему внешних сил статически эквивалентной системой. Например, экспериментально установлено, что во всех трех случаях нагружения стержня (рис. 2.7, а) значения напряжений в сечениях, удаленных от крайних сечений на

расстояние не менее высоты сечения h , одинаковы: $\sigma = N/A$ (рис. 2.7, б), а в сечениях, близких к местам приложения внешних сил, распределения напряжений по сечению существенно различны (рис. 2.7, в).

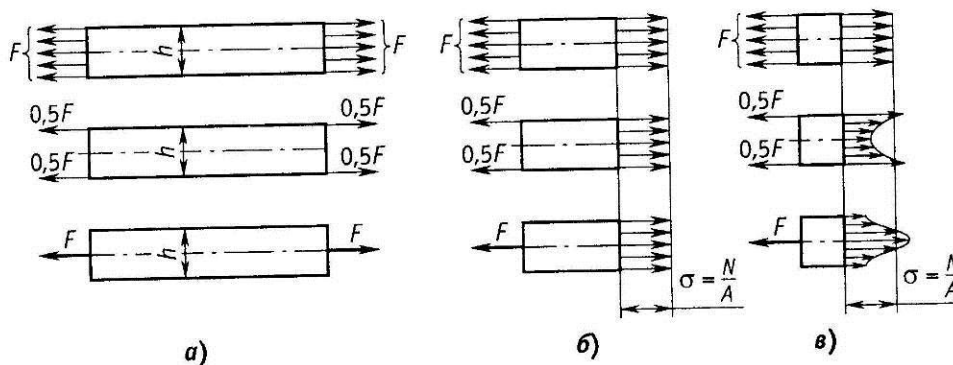


Рис.2.7

Высказанное предположение о равномерном распределении нормальных напряжений в поперечном сечении справедливо для участков, достаточно удаленных от мест: резкого изменения площади поперечного сечения (рис. 2.2, в); скачкообразного изменения внешних нагрузок; скачкообразного изменения физико-механических характеристик конструкций.

Нормальные напряжения при сжатии определяют также, как и при растяжении, но считают отрицательными.

Следует помнить, что длинные (тонкие) стержни, нагруженные сжимающими силами, могут потерять устойчивость. Расчет стержней на устойчивость рассмотрен в разделе «Устойчивость».

В инженерных сооружениях встречаются растянутые или сжатые элементы, имеющие отверстия. В сечениях с отверстием определяют осредненные нормальные напряжения по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A_{нт}}, \quad (2.3)$$

где $A_{нт} = A - A_{осл}$ – площадь поперечного сечения нетто; A – площадь поперечного сечения брутто; $A_{осл}$ – площадь его ослабления.

Деформации и перемещения. Закон Гука

Рассмотрим однородный стержень с одним концом, жестко заделанным, и другим – свободным, к которому приложена центральная продольная сила P (рис. 2.8). До нагружения стержня его длина равнялась l – после нагружения она стала равной $l + \Delta l$ (рис. 2.8). Величину Δl называют *абсолютным удлинением* стержня.

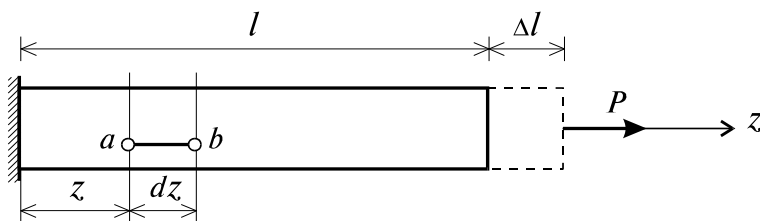


Рис. 2.8

Если в нагруженном стержне напряженное состояние является однородным, т.е. все участки стержня находятся в одинаковых условиях, деформация ε остается одной и той же по длине стержня и равной

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.4)$$

Если же по длине стержня возникает неоднородное напряженное состояние, то для определения его абсолютного удлинения необходимо рассмотреть бесконечно малый элемент длиной dz (рис. 2.8). При растяжении он увеличит свою длину на величину Δdz и его деформация составит:

$$\varepsilon = \frac{\Delta dz}{dz} \quad (2.5)$$

В пределах малых деформаций при простом растяжении или сжатии закон Гука записывается в следующем виде (*нормальные напряжения в поперечном сечении прямо пропорциональны относительной линейной деформации ε*):

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.6)$$

Величина E представляет собой коэффициент пропорциональности, называемый модулем упругости материала первого рода (модуль продольной упругости). Его величина постоянна для каждого материала. Он характеризует жесткость материала, т.е. способность сопротивляться деформированию под действием внешней нагрузки.

Из совместного рассмотрения уравнений (2.5) и (2.6) получим:

$$\Delta dz = \sigma \frac{dz}{E},$$

откуда с учетом того, что

$$\sigma = \frac{N_z}{A} \quad \Delta l = \int_0^l \Delta dz,$$

окончательно получим:

$$\Delta l = \int_0^l \frac{N_z dz}{EA} \quad (2.7)$$

Если стержень изготовлен из однородного изотропного материала с $E = const$, имеет постоянное поперечное сечение $A = const$ и нагружен по концам силой P , то из (2.7) получим

$$\Delta l = \frac{Pl}{EA} \quad (2.8)$$

Зависимость (2.8) также выражает закон Гука. Знаменатель EA называется *жесткостью при растяжении - сжатии* или продольной жесткостью.

При решении многих практических задач возникает необходимость, наряду с удлинениями, обусловленными действием механических нагрузок, учитывать также удлинения, вызванные температурным воздействием. В этом случае пользуются принципом независимости действия сил, и полные деформации рассматривают как сумму силовой и температурной деформаций:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha t \quad (2.9)$$

где α – коэффициент температурного расширения материала; t – перепад температуры тела. Для однородного стержня, нагруженного по концам продольными силами P и равномерно нагретого по длине, получим:

$$\Delta l = \frac{Pl}{EA} + l\alpha t \quad (2.10)$$

Расчеты на прочность и жесткость при растяжении (сжатии)

Основной задачей расчета конструкции является обеспечение ее безопасной эксплуатации. Важнейшим условием, обеспечивающим безопасную эксплуатацию конструкции, является условие прочности. Существуют различные методы обеспечения прочности конструкций. Мы чаще всего будем пользоваться одним из этих методов – расчетом по допускаемым напряжениям. Согласно этому методу для конструкций, работающих на растяжение-сжатие, условие прочности, составленное для опасного сечения, можно записать в таком виде:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma] = \sigma_{adm}$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в конструкции; $[\sigma]$ – характеристика материала, называемая **допускаемым напряжением**.

Допускаемое напряжение находится по формуле

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пред}} / n$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ – предельное напряжение, при достижении которого в стержне наступает **предельное состояние материала**: появляются пластические деформации, если материал стержня – пластичный, или происходит разрушение, если стержень выполнен из хрупкого материала; n – нормируемый коэффициент запаса прочности.

Кроме формулы, возможен второй вариант условия прочности

$$n_{\text{действ}} \geq n$$

$$\text{где } n_{\text{действ}} = \sigma_{\text{пред}} / \sigma_{\max}$$

называется действительным коэффициентом запаса прочности, показывающим во сколько раз надо увеличить максимальное напряжение в стержне, чтобы материал стержня оказался в опасном (предельном) состоянии.

Условие прочности в зависимости от цели поставленной задачи позволяет выполнять расчеты на прочность двух видов: проектный и проверочный. Для спроектированного стержня можно также определять допускаемую нагрузку.

Проектный расчет выполняют с целью определения размеров поперечных сечений элемента конструкции при известных рабочих нагрузках и материале (допускаемых напряжений). Площадь поперечного сечения определяют из выражения

$$A \geq \frac{N_{\max}}{[\sigma]}$$

Форма сечения стержня не влияет на его прочность при растяжении (сжатии). Форму сечения стержня необходимо знать только для определения размеров сечения при известном значении площади.

Зная площадь сечения и его форму, находят размеры сечения.

Проверочный расчет выполняют для спроектированной конструкции с целью проверки ее прочности. При проверочном расчете должны быть известны площадь опасного сечения, нагрузка и материал (допускаемое напряжение). Проверочный расчет выполняют по формуле (2.26).

Определение допускаемой нагрузки для спроектированного элемента конструкции, размеры поперечного сечения которого и материал (допускаемые напряжения) известны. Условие прочности в этом случае записывают в виде

$$[N] \leq [\sigma]A$$

Зная значение $[N]$, определяют допускаемую нагрузку $[P]$.

Так как допускаемые напряжения не имеют точного значения, а выбираются приближенно, то при проверочном расчете максимальные рабочие напряжения могут превышать допускаемые на 5%. По этой же причине можно округлять полученные в расчетах значения площади опасного поперечного сечения или допускаемой нагрузки так, чтобы максимальные напряжения отличались от допускаемых не более чем на 5%. По этой же причине можно округлять полученные в расчетах значения площади опасного поперечного сечения или допускаемой нагрузки так, чтобы максимальные напряжения отличались от допускаемых не более чем на 5%.

При проектировании элементов конструкций стремятся сделать их во всех сечениях *равнопрочными*.

Рассмотренные три вида расчетов на прочность можно выполнять не только при растяжении или сжатии, а при любом виде деформации (сдвиге, кручении, изгибе).

При проектировании строительных конструкций расчет на прочность стальных элементов, подверженных центральному растяжению или сжатию, следует выполнять по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A_n} \leq R_y \gamma_c,$$

где γ_c – коэффициент условий работы, принимаемый по СНиП (см. табл.2.1) или другим нормам.

Таблица 2.1

Элементы конструкции	γ_c
Колонны общественных зданий и опор водонапорных башен	0,9
Элементы стержневых конструкций покрытий и перекрытий:	5
а) сжатых при расчетах на устойчивость	0,9
б) растянутых в сварных конструкциях	5
Сплошные составные балки, колонны, несущие статическую нагрузку и выполненные с помощью болтовых соединений, при расчетах на прочность	0,9
Сечения прокатных и сварных элементов, несущих статическую нагрузку, при расчетах на прочность	5
Сжатые элементы из одиночных уголков, прикрепляемые одной полкой	1,1
	1,1
	0,7
	5

Примечание: В случаях, не оговоренных в настоящих нормах, в формулах следует принимать $\gamma_c = 1$.

Для хрупких строительных материалов условия прочности принимают вид:

при растяжении: $\sigma_t \leq \sigma_{adm,t}$, $\sigma_{adm,t} = \sigma_{ut} / n_t$;

при сжатии: $\sigma_c \leq \sigma_{adm,c}$, $\sigma_{adm,c} = \sigma_{uc} / n_c$, (2.33)

где $\sigma_{adm,t}$ и $\sigma_{adm,c}$ – допускаемые напряжения при растяжении и сжатии; n_t и n_c – нормативные коэффициенты запаса прочности по отношению к пределу прочности ($n_c > 1$).

Для центрально сжатых бетонных элементов формула (2.33) записывается в виде:

$$\sigma_c = \frac{N}{A_b} \leq \alpha R_b, \quad (2.34)$$

где α – коэффициент, принимаемый для бетона тяжелого, мелкозернистого и легкого равным 1,00; для ячеистого автоклавного – 0,85; для ячеистого неавтоклавного – 0,75.

В некоторых случаях работоспособность элемента конструкции определяется не только его прочностью, но и *жесткостью*, т.е. способностью элемента воспринимать нагрузки без недопустимых упругих деформаций. При расчетах на жесткость определяют максимальные перемещения сечений и сопоставляют их с допускаемыми перемещениями.

Условие жесткости, ограничивающее изменение длины элемента, имеет следующий общий вид:

$$\Delta l \leq [\Delta l],$$

где Δl – изменение размеров детали;

$[\Delta l]$ – допускаемая величина этого изменения.

Учитывая, что при растяжении (сжатии) абсолютное удлинение в общем виде определяется как алгебраическая сумма величин Δl по участкам

$$\Delta l = \sum \int \frac{N(z)dz}{EA(z)}, \quad (2.35)$$

условие жесткости при растяжении (сжатии) запишем следующим образом:

$$|\Delta l| = \left| \sum \int \frac{N(z)dz}{EA(z)} \right| \leq [\Delta l]. \quad (2.36)$$

Так как перемещение, согласно закону Гука, зависит от нагрузки и размеров поперечного сечения, условие жесткости позволяет решать те же три вида задач, что и условие прочности.

Расчеты статически определимых стержней

Статически определимый стержень – это стержень, который можно рассчитать, используя только уравнения равновесия (уравнения статики).

В любой науке, которая называется «точной» и в которой используются аналитические методы описания состояний и явлений, не обойтись без моделей. В нашем случае при решении различных задач мы каждый раз будем выбирать для рассматриваемого объекта расчетную схему.

Расчетная схема – это упрощенная схема конструкции или ее элементов, освобожденная от несущественных в данной задаче особенностей. При этом расчетная схема должна отражать все наиболее существенное для характера работы данной конструкции и не содержать второстепенных факторов, мало влияющих на результаты ее расчета. Построение и обоснование расчетной схемы – ответственный этап проектирования и расчета конструкции.

Перейдем к рассмотрению конкретных примеров.

Пример 5.

Чугунная труба-стойка высотой $H = l = 3\text{ м}$ с наружным диаметром $D = 25\text{ см}$ и внутренним диаметром $d = 20\text{ см}$ нагружена сжимающей силой $F = 50\text{ т}$, модуль упругости чугуна $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Найти напряжение σ_z в поперечном сечении колонны, абсолютное Δl и относительное укорочения ε_z .

Решение.

Как уже говорилось выше, решение задачи начинается с выбора расчетной схемы. В данном случае стойка изображается как вертикальный стержень длиной $H = l = 3\text{ м}$, жестко закрепленный в нижней части (условное изображение фундамента или земли). К верхней части стержня приложена сосредоточенная сжимающая сила (направление к стержню). При этом линия действия силы должна совпадать с осью стержня.

Кроме того, рядом необходимо изобразить поперечное сечение стойки с указанием основных размеров. В данном примере – это кольцо. Расчетная схема для решения задачи изображена на рис. 2.13, а.

Далее строим эпюру продольной силы и определяем максимальное внутреннее усилие, возникающее в колонне. Поскольку внешняя нагрузка постоянна по высоте, то возникает только одна сжимающая продольная сила $N^{\max} = -F = -50\text{ т} = -500\text{ кН}$.

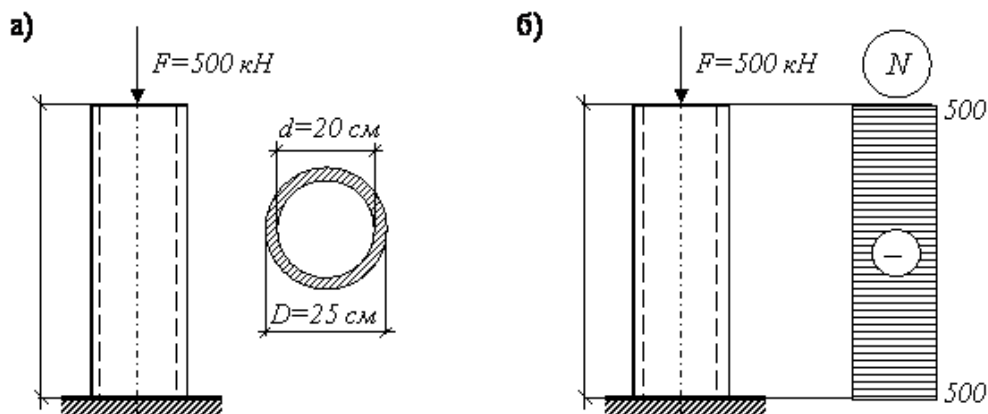


Рис. 2.13.

Максимальное нормальное напряжение $\sigma_z^{max} [МПа]$ определяется по формуле:

$$\sigma_z^{max} = \frac{N^{max}}{A},$$

где $A [м^2]$ – площадь трубы:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot 10^{-4} (25^2 - 20^2)}{4} = 176,6 \cdot 10^{-4} м^2.$$

тогда:

$$\sigma_z^{max} = \frac{500 \cdot 10^{-3} МН}{176,6 \cdot 10^{-4} м^2} = 28,3 МПа.$$

Абсолютное и относительное укорочения стойки определяем по формулам:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA} = - \frac{500 \cdot 10^{-3} МН \cdot 3 м}{1 \cdot 10^5 МПа \cdot 176,6 \cdot 10^{-4} м^2} = -8,5 \cdot 10^{-4} м;$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = - \frac{8,5 \cdot 10^{-4} м}{3 м} = -2,8 \cdot 10^{-4}.$$

Знак "минус" обозначает уменьшение размера (укорочение).

Пример 6.

Стальной стержень круглого сечения растягивается усилием $F = 10 т$. Относительное удлинение не должно превышать $l/2000$, а напряжение – $1200 кг / см^2$. Найти наименьший диаметр, удовлетворяющий этим условиям, если модуль упругости стали $E = 2 \cdot 10^5 МПа$.

Решение.

Как и ранее, решение задачи начинается с изображения расчетной схемы и построения эпюра продольных сил (рис. 2.14).

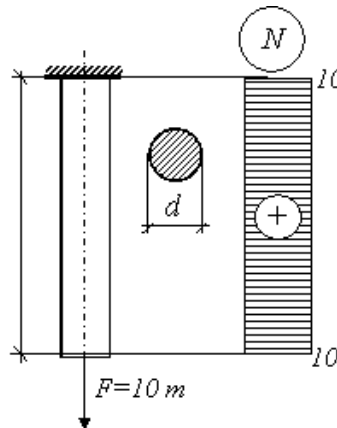


Рис.2.14

По условию задачи напряжение не должно превышать 1200 кг/см^2 , в связи с чем данная величина может быть принята за расчетное сопротивление материала стойки на растяжение, то есть $R_{\text{расч}} = 1200 \text{ кг/см}^2 = 120 \text{ МПа}$. По аналогии заданное относительное удлинение можно принять за предельно допустимое для данной стойки, то есть $[\varepsilon] = l/2000$. В результате необходимо подобрать диаметр стойки, удовлетворяющий условию прочности и условию жесткости.

Продольное растягивающее усилие равно по величине внешней нагрузке, действующей на стержень $N = 10 \text{ м} = 0,1 \text{ МН}$

Требуемая площадь поперечного сечения колонны из условия прочности будет определяться выражением:

$$A_{\text{тр}} = \frac{N}{R_{\text{расч}}} = \frac{0,1 \text{ МН}}{120 \text{ МПа}} = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Зная требуемую площадь, выразим необходимый из условия прочности диаметр:

$$A_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4}, \Rightarrow d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 A_{\text{тр}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2}{3,14}} = 0,032 \text{ м} = 3,2 \text{ см}.$$

Условие жесткости при центральном растяжении-сжатии:

$$\begin{aligned} \varepsilon^{\text{max}} &\leq [\varepsilon] \\ \frac{\Delta l^{\text{max}}}{l} &\leq \frac{l}{2000}, \quad \frac{Nl}{EA l} \leq \frac{l}{2000}, \\ \frac{N}{EA} &\leq \frac{l}{2000}. \end{aligned}$$

Выражаем из предельного неравенства требуемую из условия жесткости площадь поперечного сечения:

$$A_{\text{тр}} = \frac{2000 N}{E} = \frac{2000 \cdot 0,1 \text{ МН}}{2 \cdot 10^5 \text{ МПа}} = 100 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 = 0,001 \text{ м}^2.$$

Диаметр стойки из условия жесткости определим по формуле:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 A_{\text{тр}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001 \text{ м}^2}{3,14}} = 0,036 \text{ м} = 3,6 \text{ см}.$$

Окончательно принимаем из двух диаметров больший, $d = 3,6 \text{ см}$.

Пример 7.

Определить грузоподъемность и удлинение балки, если

$$R = 160 \text{ МПа}; \quad A = 12 \text{ см}^2; \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Расчетная схема бруса и эпюра продольных сил изображены на рис. 2.15.

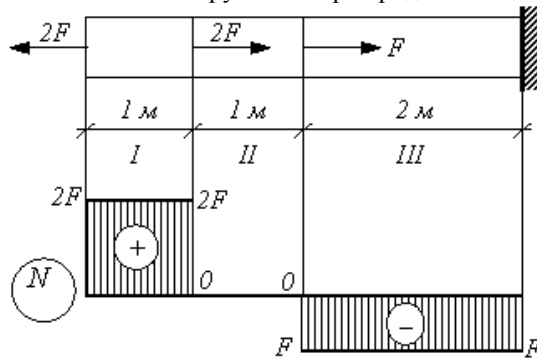


Рис.2.15

Решение.

Грузоподъемность бруса – это максимальная нагрузка, которую он может выдерживать, не разрушаясь. Таким образом, необходимо определить требуемую нагрузку из условия прочности:

$$\sigma_z^{\max} \leq R \quad \text{или} \quad \frac{N^{\max}}{A} \leq R.$$

Согласно эпюре $N^{\max} = 2F$, тогда условие прочности примет вид:

$$\frac{2F}{A} \leq R.$$

Отсюда грузоподъемность бруса будет равна:

$$F = \frac{R \cdot A}{2},$$

$$F = \frac{160 \cdot 10^3 [\text{кПа}] \cdot 12 \cdot 10^{-4} [\text{м}^2]}{2} = 96 \text{ кН} = 9600 \text{ кг}.$$

Для определения удлинения стержня Δl разбиваем его на участки. Каждый участок, должен иметь постоянную жесткость EA и величину продольной силы. Таким образом, для данного бруса получаем три участка (на рис. 2.15 они обозначены римскими цифрами), тогда абсолютная деформация в общем виде будет определяться выражением:

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3,$$

в котором каждое слагаемое определяется отдельно:

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 = \frac{N_1 \cdot l_1}{E_1 \cdot A_1} + \frac{N_2 \cdot l_2}{E_2 \cdot A_2} + \frac{N_3 \cdot l_3}{E_3 \cdot A_3},$$

где N_1, N_2, N_3 - значения продольных сил соответственно на первом, втором и третьем участках;

l_1, l_2, l_3 - длины соответственно первого, второго и третьего участков; E_1, E_2, E_3 - значения модулей

упругости материалов бруса для каждого участка; A_1, A_2, A_3 - площади поперечных сечений стержня на первом, втором и третьем участках.

Поскольку жесткости всех трех участков одинаковые (балка изготовлена из одного материала и имеет постоянное по всей длине поперечное сечение), можно обозначить $E_1 A_1 = E_2 A_2 = E_3 A_3 = EA$ и вынести этот множитель за скобки. В результате получим выражение в виде:

$$\Delta l = \frac{l}{E \cdot A} (N_1 \cdot l_1 + N_2 \cdot l_2 + N_3 \cdot l_3)$$

$$\Delta l = \frac{l}{2 \cdot 10^8 \cdot 12 \cdot 10^{-4}} (2F \cdot 1 + 0 \cdot 1 - F \cdot 2) = 0,$$

где $N_1 = 2FкН$, $N_2 = 0кН$, $N_3 = -FкН$, $l_1 = l_2 = 1м$, $l_3 = 3м$.

Пример 8.

Проверить прочность чугунного бруса (рис.2.16, а). Принять $\sigma_s = 150$ МПа; $\sigma_s^c = 650$ МПа, допускаемый коэффициент запаса прочности $[n] = 4$.

Решение.

Строим эпюры продольных сил N и нормальных напряжений σ (рис.2.16, б и в).

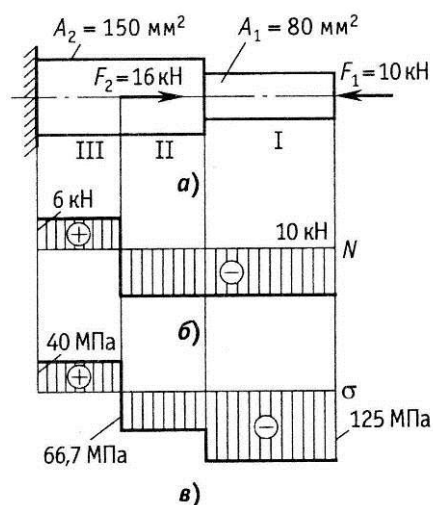


Рис.2.16

Напряжения на участках бруса

$$\sigma_I = \frac{N_I}{A_I} = -\frac{10 \cdot 10^3}{80 \cdot 10^{-6}} = -125 \cdot 10^6 \text{ Па} = -125 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{II} = \frac{N_{II}}{A_{II}} = -\frac{10 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-6}} = -66,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = -66,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{III} = \frac{N_{III}}{A_{III}} = \frac{6 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-6}} = 40 \cdot 10^6 \text{ Па} = 40 \text{ МПа}.$$

Так как материал бруса имеет различную прочность при растяжении и сжатии, проверку прочности следует выполнять для сжатого и растянутого участков, несмотря на то, что на участке *I* напряжение значительно больше по абсолютному значению.

Коэффициенты запаса прочности

$$n_I = \frac{\sigma_s^c}{\sigma_I} = \frac{650}{125} = 5,2 > [n]$$

- прочность обеспечена;

$$n_{III} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{III}} = \frac{150}{40} = 3,75 < [n]$$

- прочность обеспечена.

Из решения задачи можно сделать следующие выводы:

1) прочность стержня не обеспечена, так как на одном его участке коэффициент запаса прочности меньше требуемого;

2) на участках *I* и *II* коэффициент запаса прочности завышен, следовательно, эти участки бруса можно сделать меньшего диаметра. При проектировании элементов конструкций следует стремиться к тому, чтобы во всех сечениях коэффициент запаса прочности был равен или близок к требуемому.

Проверку прочности бруса можно было выполнить, используя условие прочности в виде $\sigma = N/A \leq [\sigma]$, определив предварительно допускаемые напряжения по формулам

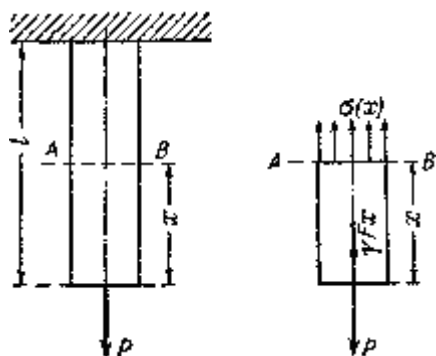
$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{[n]}, \quad [\sigma_c] = \frac{\sigma_s^c}{[n]}.$$

Учет собственного веса при растяжении и сжатии

Подбор сечений с учетом собственного веса (при растяжении и сжатии)

При установлении внешних сил, растягивающих или сжимающих элементы конструкций, мы до сих пор игнорировали собственный вес этих элементов. Возникает вопрос, не вносится ли этим упрощением расчета слишком большая погрешность? В связи с этим подсчитаем величины напряжений и деформаций при учете влияния собственного веса растянутых или сжатых стержней.

Пусть вертикальный стержень (рис.2.17, *a*) закреплен своим верхним концом; к нижнему его концу подвешен груз *P*. Длина стержня *l*, площадь поперечного сечения *F*, удельный вес материала γ и модуль упругости *E*. Подсчитаем напряжения по сечению *AB*, расположенному на расстоянии *x* от свободного конца стержня.



а) б)
Рис.2.17.

Рассечем стержень сечением AB и выделим нижнюю часть длиной x с приложенными к ней внешними силами (рис.2.17, б) — грузом P и ее собственным весом γFx . Эти две силы уравниваются напряжениями, действующими на площадь AB от отброшенной части. Эти напряжения будут нормальными, равномерно распределенными по сечению и направленными наружу от рассматриваемой части стержня, т. е. растягивающими. Величина их будет равна:

$$\sigma(x) = \frac{P + \gamma Fx}{F} = \frac{P}{F} + \gamma x$$

Таким образом, при учете собственного веса нормальные напряжения оказываются неодинаковыми во всех сечениях. Наиболее напряженным, *опасным*, будет верхнее сечение, для которого x достигает наибольшего значения l ; напряжение в нем равно:

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F} + \gamma l$$

Условие прочности должно быть выполнено именно для этого сечения:

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{P}{F} + \gamma l \right) \leq [\sigma]$$

Отсюда необходимая площадь стержня равна:

$$F \geq \frac{P}{[\sigma] - \gamma l}$$

От формулы, определяющей площадь растянутого стержня без учета влияния собственного веса, эта формула отличается лишь тем, что из допускаемого напряжения вычитается величина γl .

Чтобы оценить значение этой поправки, подсчитаем ее для двух случаев. Возьмем стержень из мягкой стали длиной 10 м; для него $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$, а величина $\gamma = 78,5 \text{ Н / мм}^2$. Таким образом, для стержня из мягкой стали поправка составит 78,5/140 т. е. около 0,6%.

Теперь возьмем кирпичный столб высотой тоже 10 м; для него $[\sigma] = 1,2 \text{ МПа}$, а величина $\gamma = 18 \text{ Н / мм}^2$. Таким образом, для кирпичного столба поправка составит 18/1,2, т.е. уже 15%.

Вполне понятно, что влиянием собственного веса при растяжении и сжатии стержней можно пренебрегать, если мы не имеем дела с длинными стержнями или со стержнями из материала, обладающего сравнительно небольшой прочностью (камень, кирпич) при достаточном весе. При расчете длинных канатов подъемников, различного рода длинных штанг и высоких каменных сооружений (башни маяков, опоры мостовых ферм) приходится вводить в расчет и собственный вес конструкции.

В таких случаях возникает вопрос о целесообразной форме стержня. Если мы подберем сечение стержня так, что дадим одну и ту же площадь поперечного сечения по всей

длине, то материал стержня будет плохо использован; нормальное напряжение в нем достигнет до допустимого лишь в одном верхнем сечении; во всех прочих сечениях мы будем иметь *запас* в напряжениях, т. е. излишний материал. Поэтому желательно так запроектировать размеры стержня, чтобы во всех его поперечных сечениях (перпендикулярных к оси) нормальные напряжения были постоянны,

Такой стержень называется стержнем *равного сопротивления* растяжению или сжатию. Если при этом напряжения равны допустимым, то такой стержень будет иметь наименьший вес.

Возьмем длинный стержень, подверженный сжатию силой P и собственным весом (рис.2.18). Чем ближе к основанию стержня мы будем брать сечение, тем больше будет сила, вызывающая напряжения в этом сечении, тем большими придется брать размеры площади сечения. Стержень получит форму, расширяющуюся книзу. Площадь сечения F будет изменяться по высоте в зависимости от x , т. е. $F = f(x)$.

Установим этот закон изменения площади в зависимости от расстояния сечения x от верха стержня.

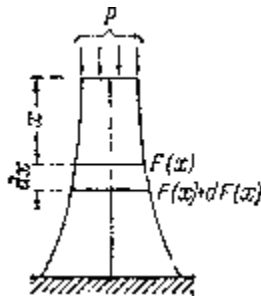


Рис.2.18.

Площадь верхнего сечения стержня F_0 определится из условия прочности:

$$\frac{P}{F_0} = [\sigma] \quad \text{и} \quad F_0 = \frac{P}{[\sigma]}$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на сжатие; напряжения во всех прочих сечениях стержня также должны равняться величине

$$\sigma = [\sigma] = \frac{P}{F_0}$$

Чтобы выяснить закон изменения площадей по высоте стержня, возьмем два смежных бесконечно близких сечения на расстоянии x от верха стержня; расстояние между сечениями dx ; площадь верхнего назовем $F(x)$, площадь же смежного $F(x) + dF(x)$.

Приращение площади $dF(x)$ при переходе от одного сечения к другому должно воспринять вес $\gamma F(x)dx$ элемента стержня между сечениями. Так как на площади $dF(x)$ он должен вызвать напряжение, равное допускаемому $[\sigma]$, то $dF(x)$ определится из условия:

$$\frac{\gamma F(x)dx}{dF(x)} = [\sigma]$$

Отсюда:

$$\frac{dF(x)}{F(x)} = \frac{\gamma}{\sigma} dx$$

После интегрирования получаем:

$$\ln F(x) + C = \frac{\gamma}{[\sigma]} x$$

При $x = 0$ площадь $F(x) = F_0$; подставляя эти значения, имеем:

$$\ln F_0 + C = 0 \quad \text{и} \quad C = -\ln F_0$$

Отсюда

$$\frac{\gamma}{[\sigma]} x = \ln F(x) - \ln F_0 = \ln \frac{F(x)}{F_0}, \quad \frac{F(x)}{F_0} = e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} x}$$

$$F(x) = F_0 e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} x}$$

Если менять сечения точно по этому закону, то боковые грани стержня получают криволинейное очертание (рис.2.18), что усложняет и удорожает работу. Поэтому обычно такому сооружению придают лишь приближенную форму стержня равного сопротивления, например в виде усеченной пирамиды с плоскими гранями. Приведенный расчет является приближенным. Мы предполагали, что по всему сечению стержня равного сопротивления передаются только нормальные напряжения; на самом деле у краев сечения напряжения будут направлены по касательной к боковой поверхности.

В случае длинных канатов или растянутых штанг форму стержня равного сопротивления осуществляют тоже приближенно, разделяя стержень по длине на ряд участков; на протяжении каждого участка сечение остается постоянным (рис.2.19) — получается так называемый эквивалентный ступенчатый стержень.

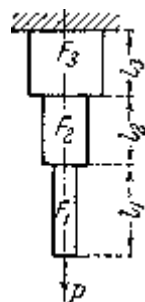


Рис.2.19.

Определение площадей $F_1, F_2 \dots$ при выбранных длинах производится следующим образом. Площадь поперечного сечения первого нижнего участка будет по формуле равна:

$$F_1 = \frac{P}{[\sigma] - \gamma_1}$$

Чтобы получить площадь поперечного сечения второго участка, надо нагрузить его внешней силой P и весом первого участка $\gamma F_1 l_1$:

$$F_2 = \frac{P + \gamma F_1 l_1}{[\sigma] - \gamma_2}$$

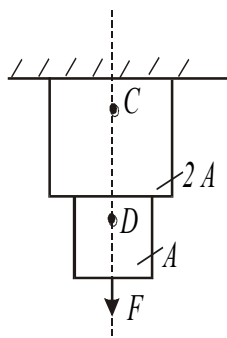
Для третьего участка к внешней силе добавляются веса первого и второго участков. Подобным же образом поступают и для других участков.

Вопросы для самопроверки

- Что называется стержнем?
- Какой вид нагружения стержня называют осевым растяжением (сжатием)?
- Какие внутренние силовые факторы возникают в сечении бруса при растяжении и сжатии?
- Как распределяются по сечению силы упругости при растяжении и сжатии? (Использовать гипотезу плоских сечений.)

- Как вычисляется значение продольной силы в произвольном поперечном сечении стержня?
- Какого характера напряжения возникают в поперечном сечении при растяжении и сжатии: нормальные или касательные?
- Как распределены нормальные напряжения в поперечных сечениях центрально-растянутого или центрально-сжатого стержня и по какой формуле они определяются?
- Получите формулу нормальных напряжений при растяжении-сжатии? Какие предпосылки используются при выводе этой формулы?
- Как записывается условие прочности бруса при растяжении (сжатии)? Какие виды задач решаются с помощью условия прочности?
- В каких единицах измеряется напряжение?
- Как изменится величина напряжения, если площадь поперечного сечения возрастает в 4 раза?
- Как назначаются знаки продольной силы и нормального напряжения?
- Как связаны гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли) и закон распределения нормальных напряжений в поперечном сечении растянутого (сжатого) стержня?
- Раскройте понятие эпюр продольных сил, нормальных напряжений и перемещений. Для чего они строятся?
- Что показывает эпюра продольной силы?
- Что представляют собой эпюры внутренних силовых факторов? С какой целью их строят?
- Опишите технику построения эпюры продольных сил в брус, нагруженный несколькими сосредоточенными силами по оси бруса?
- Как вычислить значение продольной силы в произвольном поперечном сечении бруса?
- Как вычислить напряжения в поперечном сечении бруса при растяжении и сжатии? Как они распределены по поперечному сечению?
- Как определяют абсолютное удлинение ступенчатого бруса, нагруженного несколькими силами?
- Как определяется удлинение призматического бруса от собственного веса?
- Какое влияние оказывает собственный вес стержня при проектировании сооружения?
- Что понимается под брусом равного сопротивления?
- Запишите формулы для определения удлинения бруса. Что характеризует произведение AE и как оно называется?
- Какие деформации бруса называются абсолютными и какие относительными?
- Что называется удлинением стержня (абсолютной продольной деформацией)? Что такое относительная продольная деформация? Каковы размерности абсолютной и относительной продольных деформаций?
- Опишите технику определения продольных и поперечных деформаций бруса при растяжении-сжатии?
- Стальной стержень длиной 1,5 м вытянулся под нагрузкой на 3 мм. Чему равно относительное удлинение? Чему равно относительное сужение? ($\mu = 0,25$)
- Что характеризует модуль упругости материала? Какова единица измерения модуля упругости?
- Что называется модулем упругости E ? Как влияет величина E на деформации стержня?
- Что называется жесткостью поперечного сечения стержня при растяжении (сжатии)?
- Относительные деформации и перемещения.
- Что понимается под жесткостью при растяжении или сжатии стержня?
- Принципы расчета на жесткость.

- Типы задач при расчетах на жесткость.
- Примеры влияния жёсткости на работоспособность конструкции.
- Сформулируйте закон Гука. Напишите формулы для абсолютной и относительной продольных деформаций стержня.
- Что происходит с поперечными размерами стержня при его растяжении (сжатии)?
- Что характеризует коэффициент поперечной деформации?
- Что такое коэффициент Пуассона? В каких пределах он изменяется?
- Как определяется коэффициент Пуассона?
- Какая разница между статически определимой и статически неопределимой стержневой системой?
- Какие системы называют статически неопределимыми? Как установить степень статической неопределимости системы?
- В какой последовательности рассчитывают статически неопределимые системы?
- Сколько уравнений статики нужно составить для системы сил, лежащих на одной прямой?
- Сколько уравнений статики нужно составить для системы сил, расположенных как угодно в плоскости, но сходящихся в одной точке?
- Сколько уравнений статики нужно составить для системы сил, расположенных как угодно в плоскости и не сходящихся в одной точке?
- Какое влияние оказывает на стержневую статически неопределимую системы изменение температуры?
- Как учитываются в статически неопределимых стержневых системах монтажные напряжения?
- Как ведется расчет статически неопределимых систем по методу разрушающих нагрузок?
- Объясните метод расчета статически неопределимых стержневых систем по предельному состоянию?
- Во сколько раз (примерно) поперечная деформация меньше продольной при осевом растяжении (сжатии) стальных стержней?
- Укажите деформированное состояние стержня, нагруженного осевой силой, если его поперечные размеры увеличились?
 - 1) стержень растянут;
 - 2) стержень сжат.
- На рисунке изображён стержень, находящийся под действием растягивающей силы.



Большие напряжения возникнут в точке

- 1) C;
- 2) D?

- Выберите формулу закона Гука при растяжении (сжатии)?
- 1) $\tau = G\gamma$;

- 2) $\sigma = E\varepsilon$;
- 3) $\varepsilon = \sigma E$;
- 4) $E = \sigma\varepsilon$.

- Какие внутренние усилия возникают при растяжении (сжатии)?

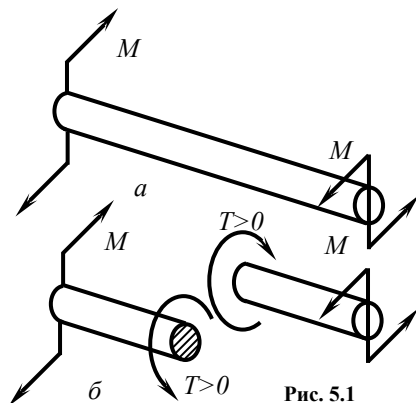
- 1) поперечная сила,
- 2) продольная сила.

- Что связывает закон Гука при растяжении (сжатии)?

- 1) продольную и поперечную силу,
- 2) напряжение и деформацию.

. Кручение, сдвиг, срез

Кручением называют деформацию, возникающую при действии на стержень пары сил, расположенной в плоскости, перпендикулярной к его оси (рис. 5.1).



Стержни круглого или кольцевого сечения, работающие на кручение, называют **валами**. При расчете валов обычно бывает известна мощность, передаваемая на вал, а величины внешних скручивающих моментов, подлежат определению. Внешние скручивающие моменты, как правило, передаются на вал в местах посадки на него шкивов, зубчатых колес и т.п.

Пусть вал вращается с постоянной скоростью n об/мин. и передает мощность N Нм/с. Угловая скорость вращения вала равна $\omega = \pi n / 30$ (рад/сек), а передаваемая мощность $N = T\omega$.

Скручивающий момент равен $T = 30N / \pi n$.

Если мощность задана в киловаттах, то величина скручивающего момента определяется по формуле

$$T = \frac{30570N}{\pi n}.$$

Построение эпюр крутящих моментов

Зная величины внешних скручивающих моментов и используя метод сечений, мы можем определить крутящие моменты, возникающие в поперечных сечениях вала. Крутящий момент M_k в сечении вала численно равен алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, действующих по одну сторону от сечения, при этом могут рассматриваться как левая, так и правая отсеченные части вала.

Примем правило знаков для крутящего момента: его положительное направление соответствует повороту сечения по ходу часовой стрелки, если смотреть на сечение со стороны внешней нормали (рис. 5.2).

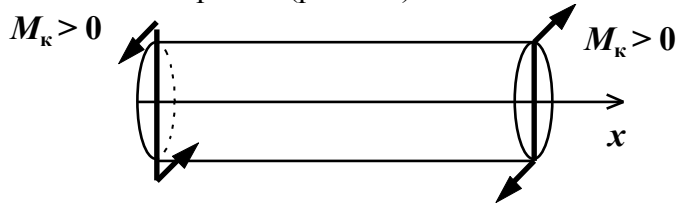


Рис.5.2

При наличии распределенной моментной нагрузки m (рис.5.3) крутящие моменты M_K связаны дифференциальной зависимостью

$$dM_K / dz = \pm m, \quad (5.1)$$

из которой вытекает следующая формула:

$$M_K = M_{K_0} \pm mz, \quad (5.2)$$

где M_{K_0} – крутящий момент в начале участка.

Согласно формуле (5.2) на участках с равномерно распределенной нагрузкой m крутящий момент изменяется по линейному закону. При отсутствии погонной нагрузки ($m = 0$) крутящий момент сохраняет постоянное значение ($M_K = M_{K_0} = \text{const}$). В сечениях, где к валу приложены сосредоточенные скручивающие моменты, на эпюре M_K возникают скачки, направленные вверх, если моменты направлены против часовой стрелки, либо вниз – при обратном направлении моментов.

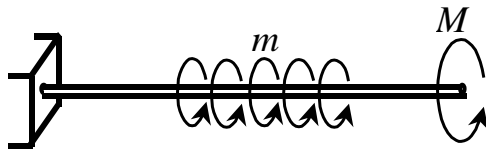


Рис. 5.3

Пример 1.

Построить эпюру крутящих моментов для жестко заземленного стержня (рис.5.4,

а).

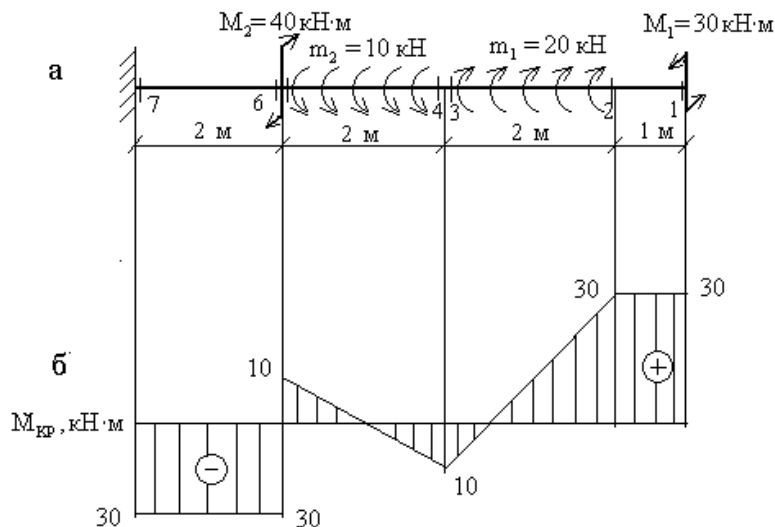


Рис.5.4

Решение.

Следует отметить, что алгоритм и принципы построения эпюры крутящих моментов полностью совпадают с алгоритмом и принципами построения эпюры продольных сил.

1. Намечаем характерные сечения.

2. Определяем крутящий момент в каждом характерном сечении.

$$M_{KP,1} = M_{KP,2} = M_1 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{KP,3} = M_{KP,4} = M_1 - m_1 \cdot 2 = 30 - 40 = -10 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{KP,5} = M_1 - m_1 \cdot 2 + m_2 \cdot 2 = 30 - 40 = 10 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{KP,6} = M_{KP,7} = M_{KP,5} - M_2 = 10 - 40 = -30 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

3. По найденным значениям строим эпюру M_{KP} (рис.5.4, б).

Напряжения в поперечном сечении

Опыты показывают, что если на поверхности бруса круглого сечения нанести прямоугольную сетку, а на торцевой поверхности нанести радиальные линии (рис.5.5), то после деформации кручение окажется что:

- все образующие поворачиваются на один и тот же угол γ , а прямоугольники, нанесенные на поверхности, превращаются в параллелограммы;
- торцевые сечения остаются круглыми, плоскими, расстояния между ними не меняются;
- каждое сечение поворачивается относительно другого на некоторый угол φ , называемый углом закручивания;
- радиальные линии на торцевой поверхности остаются прямыми.

На основании этих наблюдений можно заключить, что может быть принята гипотеза Бернулли (гипотеза плоских сечений), а в вале возникают условия чистого сдвига, в поперечных сечениях действуют только касательные напряжения, нормальные напряжения равны нулю.

Рассмотрим поперечное сечение вала, расположенное на некотором расстоянии z от торцевого, где $M_K = T$ (рис.5.5). На элементарной площадке dF будет действовать элементарная сила τdF , момент который относительно оси вала равен $(\tau dF)\rho$. Крутящий момент M_K , в сечении равен

$$M_K = \int_F \rho \tau dF. \quad (5.3)$$

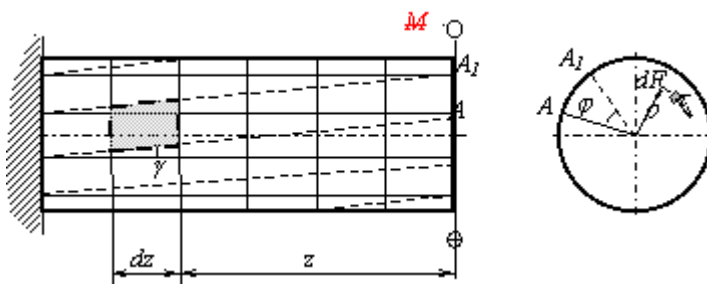


Рис.5.5

Для того чтобы проинтегрировать это выражение необходимо знать закон распределения напряжений в сечении. Выделим из вала элементарное кольцо длиной dz и толщиной $d\rho$ (рис.5.6).

Правый торец элемента повернется относительно левого на угол $d\varphi$, образующая CB повернется на угол γ и займет положение CB_1 . Угол γ - относительный сдвиг. Из треугольника OBB_1 найдем:

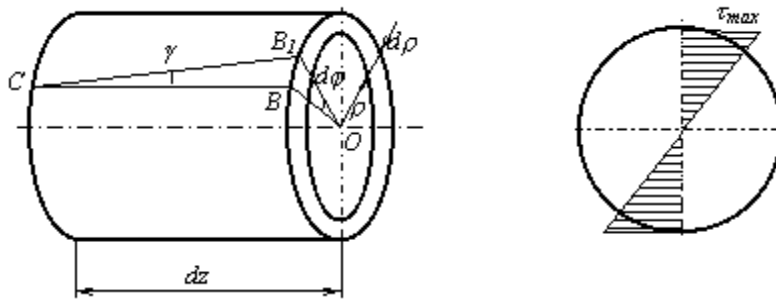


Рис.5.6 Рис.5.7

$$BB_1 = (\rho + d\rho)d\varphi \cong \rho d\varphi.$$

Из треугольника CBB_1 : $BB_1 = \gamma dz$. Откуда, приравнявая правые части, получим

$$\gamma = \rho \frac{d\varphi}{dz}.$$

На основании закона Гука при сдвиге:

$$\tau = G\gamma = G\rho \frac{d\varphi}{dz}. \quad (5.4)$$

Подставим выражение (5.2) в (5.1):

$$M_x = \int_F \rho G \rho \frac{d\varphi}{dz} dF = G \frac{d\varphi}{dz} \int_F \rho^2 dF = GJ_p \frac{d\varphi}{dz}.$$

Откуда

$$\frac{d\varphi}{dz} = \frac{M_x}{GJ_p}. \quad (5.5)$$

Подставим значение $d\varphi/dz$ в выражение (5.4) получим:

$$\tau = \frac{M_x}{J_p} \rho.$$

Таким образом, касательные напряжения при кручении прямо пропорциональны расстоянию от центра тяжести сечения до рассматриваемой точки и одинаковы в точках, одинаково удаленных от центра тяжести сечения (рис. 5.7). При $\rho = 0$ получим $\tau = 0$.

Наибольшие напряжения возникают в точках контура сечения при $\rho = R$:

$$\tau_{max} = \frac{M_x}{J_p} \cdot R.$$

Величина отношения полярного момента инерции к радиусу вала называется моментом сопротивления сечения при кручении или полярным моментом сопротивления

$$W_p = \frac{J_p}{R}.$$

Для сплошного круглого сечения

$$W_p = \frac{\pi R^3}{2} = \frac{\pi D^3}{16}.$$

Для кольцевого сечения

$$W_p = \frac{\pi R^3}{2} (1 - c^4) = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4),$$

где $c = d/D$.

Тогда максимальные касательные напряжения равны

$$\tau_{\max} = \frac{M_x}{W_\rho}$$

Условие прочности при кручении вала круглого и кольцевого сечения

Условие прочности при кручении с учетом принятых обозначений формулируется следующим образом: **максимальные касательные напряжения, возникающие в опасном сечении вала, не должны превышать допускаемых напряжений** и записывается в виде

$$\tau_{\max} = \frac{|M_x|_{\max}}{W_\rho} \leq [\tau], \quad (5.6)$$

где $[\tau]$ берется либо на основании опытных данных, либо (при отсутствии нужных опытных характеристик) по теориям прочности, соответствующим материалу. Например, из теорий прочности для хрупких материалов, примененных для чистого сдвига, следуют такие результаты:

- из второй теории прочности

$$[\tau] = \frac{[\sigma]_p}{1 + \nu} = \frac{\sigma_B^p}{n(1 + \nu)}; \quad (5.7)$$

- из теории Мора

$$[\tau] = \frac{[\sigma]_p}{1 + k} = \frac{\sigma_B^p}{n(1 + k)}, \quad (5.8)$$

где $k = \sigma_B^p / \sigma_B^c$.

Из теорий прочности для пластичных материалов при чистом сдвиге получим:

- по третьей теории прочности

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{\sigma_T}{2n}, \quad (5.9)$$

- по четвертой теории прочности

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}n}. \quad (5.10)$$

Как следует из закона парности касательных напряжений, одновременно с касательными напряжениями, действующими в плоскости поперечного сечения вала, имеют место касательные напряжения в продольных плоскостях. Они равны по величине парным напряжениям, но имеют противоположный знак. Таким образом, все элементы бруса при кручении находятся в состоянии чистого сдвига. Так как чистый сдвиг является частным случаем плоского напряженного состояния, при котором $\sigma_1 = \tau$, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -\tau$, то при повороте граней элемента на 45° в новых площадках обнаруживаются только нормальные напряжения, равные по величине τ (рис.5.8).

Рассмотрим возможные виды разрушения валов, изготовленных из различных материалов при кручении. Валы из пластичных материалов чаще всего разрушаются по сечению, перпендикулярному к оси вала, под действием касательных напряжений, действующих в этом сечении (рис.5.9,а). Валы из хрупких материалов, разрушаются по винтовой поверхности наклоненной к оси вала под углом 45° , т.е. по направлению действия максимальных растягивающих напряжений (рис.5.9,б). У деревянных валов первые трещины возникают по образующим цилиндра, так как древесина плохо сопротивляется действию касательных напряжений, направленных вдоль волокон (рис.5.9,в).

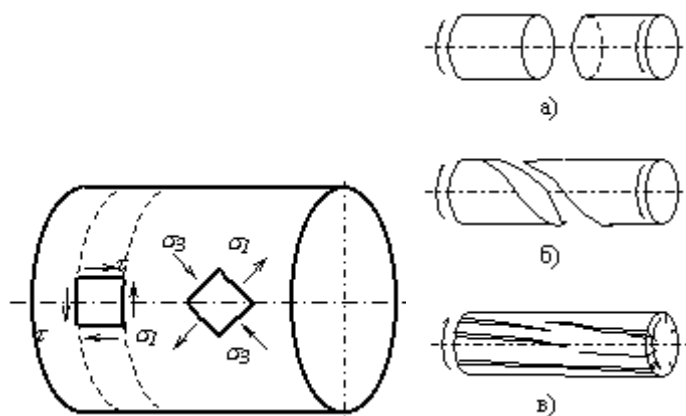


Рис.5.8 Рис.5.9

Таким образом, характер разрушения зависит от способности материала вала сопротивляться воздействию нормальных и касательных напряжений. В соответствии с этим, допускаемые касательные напряжения принимаются равным $[\tau] = [\sigma_p]$ - для хрупких материалов и $[\tau] = (0,5...0,6)[\sigma]$ - для пластичных материалов.

Рациональная форма сечения вала

Анализируя эпюру касательных напряжений (рис.5.7) можно отметить, что наибольшие напряжения возникают на поверхности вала, в центральной части они значительно меньше и на продольной оси равны нулю. Следовательно, в сплошном валу материал, находящийся в центральной части в значительной степени недогружен, его вклад в прочность вала мал. Поэтому рациональным для валов считается кольцевое сечение.

Деформации при кручении и условие жесткости вала

Из выражения (5.5) следует, что

$$d\varphi = \frac{M_x}{GJ_p} dz,$$

интегрируя которое по длине вала, получим:

$$\varphi = \int_0^z \frac{M_x}{GJ_p} dz.$$

Если $M_x = \text{const}$ и $GJ_p = \text{const}$ по всей длине вала, то

$$\varphi = \frac{M_x l}{GJ_p},$$

где GJ_p - жесткость вала при кручении.

Угол закручивания, приходящийся на единицу длины, называют относительным углом закручивания

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_x}{GJ_p} = \frac{d\varphi}{dz}.$$

Для обеспечения требуемой жесткости вала необходимо, чтобы наибольший относительный угол закручивания не превосходил допускаемого:

$$\theta = \frac{M_x}{GJ_p} \leq [\theta]$$

Эта формула выражает условие жесткости вала при кручении. Обычно принимается $[\theta] = 0,5^0$ на 1 м длины вала.

Расчеты на прочность и жесткость валов круглого и кольцевого сечений

При расчетах на прочность при кручении (также как и при растяжении) могут решаться три задачи:

- а) проверочный расчет – проверить, выдержит ли вал приложенную нагрузку;
- б) проекторочный расчет - определить размеры вала из условия его прочности;
- в) расчет по несущей способности - определить максимально допустимый крутящий момент.

- При проверочном расчете на прочность рекомендуется следующий порядок расчета валов при кручении:

- 1) по схеме вала и действующим на него скручивающим моментам строят эпюру внутренних крутящих моментов по отдельным участкам;
- 2) выбирают материал для рассчитываемого вала и определяют для этого материала допускаемое напряжение, например по формуле (5.9), $[\tau] = [\sigma]/2$;
- 3) для участка вала с максимальным по модулю значением крутящего момента записывают условие прочности при кручении

$$\tau_{\max} = \frac{|M_z|_{\max}}{W_\rho} \leq [\tau]$$

- Проекторочный расчет проводится, исходя из условия прочности на основе следующего соотношения:

$$W_\rho \geq \frac{M_z}{[\tau]}$$

Для сплошного круглого сечения $W_\rho = \pi \cdot d^3/16$, отсюда можем записать выражение для определения диаметра вала из условия его прочности:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_z}{\pi \cdot [\tau]}}$$

Для кольцевого сечения

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{\max}}{\pi [\tau] (1 - c^4)}}$$

Определив размеры вала из условия прочности, проверяют вал на жесткость.

Условие жесткости требует, чтобы максимальный относительный угол закручивания θ_{\max} , был меньше или в предельном случае равен допускаемому углу закручивания единицы длины вала, т.е.

$$\theta = \frac{T}{GI_\rho} \leq \theta_{adm}, \left[\frac{\text{рад}}{\text{м}} \right]. \quad (5.11)$$

Из условия прочности можно найти необходимый для обеспечения прочности полярный момент сопротивления сечения, а по нему и диаметр вала:

$$W_\rho = T / R_s, \text{ но } W_\rho = 0,2d^3, \text{ поэтому}$$

$$d_{np} = \sqrt[3]{\frac{5T}{R_s}}. \quad (5.12)$$

Из формулы (5.11) можно найти необходимый полярный момент инерции сечения, а по нему и диаметр вала

$$I_\rho = \frac{T}{G\theta_{adm}}.$$

В этой формуле допускаемый относительный угол закручивания θ_{adm} должен быть выражен в радианах; если этот угол дан в градусах, то соотношение для определения I_p будет выглядеть следующим образом:

$$I_p = \frac{T}{G\theta_{adm}^o} \cdot \frac{180}{\pi},$$

но $I_p = 0,1d^4$, поэтому

$$d_{жест.} = \sqrt[4]{\frac{10T}{G\theta_{adm}^o} \cdot \frac{180}{\pi}}. \quad (5.13)$$

Из двух диаметров, рассчитанных по формулам (5.12) и (5.13), в качестве окончательного диаметра выбирается больший, который обычно округляется до целых миллиметров.

В случае расчета размеров вала кольцевого поперечного сечения при заданном соотношении внутреннего $d_{вн}$ и наружного диаметров d , т.е. при заданном параметре $k = d_{вн}/d$, формулы (5.12) и (5.13) принимают вид:

$$d_{пр} = \sqrt[3]{\frac{5T}{(1-k^4)R_s}}; \quad (5.14)$$

$$d_{жестк.} = \sqrt[4]{\frac{10T}{G\theta_{adm}^o} \cdot \frac{180}{(1-k^4)\pi}}. \quad (5.15)$$

Пример 2.

Подобрать диаметр сплошного вала, передающего мощность $N=450$ л.с. при частоте вращения $n=300$ об/мин. Угол закручивания не должен превышать одного градуса на 2 метра длины вала; $[\tau]=40$ МПа, $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

Решение.

Крутящий момент определяем из уравнения

$$M_{кр} = 7160 \frac{N}{n} = 7160 \frac{450}{300} = 10740 \text{ Нм}.$$

Диаметр вала по условию прочности определяется из уравнения

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10740}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0,111 \text{ м}$$

Диаметр вала по условию жесткости определяется из уравнения

$$D \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{кр}}{\pi \cdot [\varphi_0] \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 10740}{\pi \cdot \frac{1}{2 \cdot 57,2} \cdot 8 \cdot 10^{10}}} = 0,112 \text{ м}$$

Выбираем больший размер 0,112 м.

Пример 3.

Имеются два равнопрочных вала из одного материала, одинаковой длины, передающих одинаковый крутящий момент; один из них сплошной, а другой полый с коэффициентом полости $\alpha = 0,8$. Во сколько раз сплошной вал тяжелее полого?

Решение.

Равнопрочными валами из одинакового материала считаются такие валы, у которых при одинаковых крутящих моментах, возникают одинаковые максимальные касательные напряжения, то есть

$$\frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

Условие равной прочности переходит в условие равенства моментов сопротивления:

$$W_F^{стл} = W_F^{пол}$$

Откуда получаем:

$$\frac{\pi D_{стл}^3}{16} = \frac{\pi D_{пол}^3}{16} \cdot (1 - \alpha^4), \quad \frac{D_{стл}}{D_{пол}} = \sqrt[3]{(1 - \alpha^4)}$$

Отношение весов двух валов равно отношению площадей их поперечных сечений:

$$Q^{стл} : Q^{пол} = F^{стл} : F^{пол} = \frac{\pi D_{стл}^2}{4} : \frac{\pi D_{пол}^2}{4} \cdot (1 - \alpha^2)$$

Подставляя в это уравнение отношение диаметров из условия равной прочности, получим

$$\frac{Q^{стл}}{Q^{пол}} = \frac{(1 - \alpha^4)^{2/3}}{(1 - \alpha^2)} = 1.955$$

Как показывает этот результат, полый вал, будучи одинаковым по прочности, вдвое легче сплошного. Это объясняется тем, что в силу линейного закона распределения касательных напряжений по радиусу вала, внутренние слои относительно мало нагружены.

Пример 4.

Найти мощность в квт, передаваемую валом, если диаметр сплошного вала $d = 0,15 \text{ м}$, число оборотов вала в минуту $n = 120$, модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа} = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ и угол закручивания участка вала длиной 7,5 м равен 1/15 радиан.

Решение.

Из формулы

$$M_{кр} = \frac{GI_p \varphi}{l} = \frac{G \frac{\pi d^4}{32} \varphi}{l} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot \pi \cdot 0,15^4}{32 \cdot 7,5 \cdot 15} = 35320 \text{ Нм}$$

Определим передаваемую мощность

$$K = \frac{M_{кр} \cdot n}{9736} = \frac{35320 \cdot 120}{9736} = 435 \text{ квт}$$

Пример 5.

Определить, на сколько процентов увеличится наибольшее напряжение вала при кручении, если в валу сделано центральное отверстие $d_B = 0,4 \cdot d_H$ ($C=0,4$).

Решение.

Полагая $d_H = d$, получим следующие выражения для напряжений сплошного и полого валов:

$$\tau_{\max} = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3} = \tau_c$$

$$\tau_{\max} = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3 (1 - C^4)} = \tau_n$$

Искомая разница в напряжениях

$$\Delta \tau = \frac{\tau_n - \tau_c}{\tau_c} \cdot 100\% = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3} \left[\frac{1}{1 - C^4} - 1 \right] \frac{\pi d^3}{16M_{кр}} 100 = \frac{(0,4)^4}{1 - (0,4)^4} 100 \approx 2,6\%$$

Пример 6.

Заменить сплошной вал диаметра $d = 300$ мм полым равнопрочным валом с наружным диаметром $d_H = 350$ мм. Найти внутренний диаметр полого вала d_B и сравнить веса этих валов.

Решение.

Наибольшие касательные напряжения в обоих валах должны быть равными между собой:

$$\tau_{\max} = \frac{16M_{KP}}{\pi d^3} = \frac{16M_{KP}}{\pi d_H^3 (1 - C^4)}$$

Отсюда определим коэффициент C

$$C = \sqrt[4]{1 - \left(\frac{d}{d_H}\right)^3} = \sqrt[4]{1 - \left(\frac{300}{350}\right)^3} = 0,78$$

Внутренний диаметр полого вала

$$d_B = C \cdot d_H = 0,78 \cdot 350 = 273 \text{ мм}$$

Отношение весов равно отношению площадей поперечных сечений:

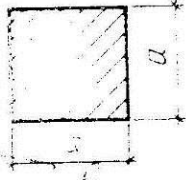
$$\frac{F_n}{F_c} = \frac{\pi(d_H^2 - d_B^2) \cdot 4}{4\pi d^2} = \frac{d_H^2 - d_B^2}{d^2} = \frac{350^2 - 273^2}{300^2} = 0,534$$

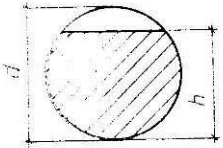
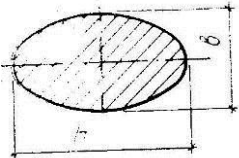
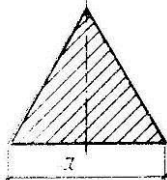
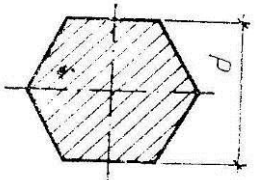
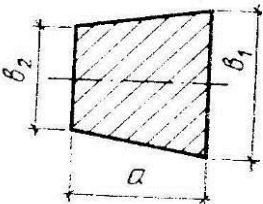
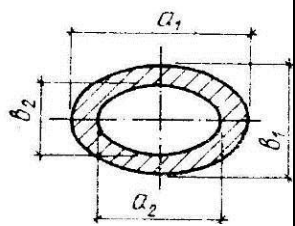
Из приведенных примеров 5 и 6 видно, что изготовление пустотелых валов, т.е. валов, у которых малонагруженная внутренняя часть удаляется, является весьма эффективным средством снижения затраты материала, а следовательно, и облегчения веса валов. При этом наибольшие напряжения, возникающие в пустотелом валу, мало отличаются от максимальных напряжений в валу сплошного сечения при том же наружном диаметре.

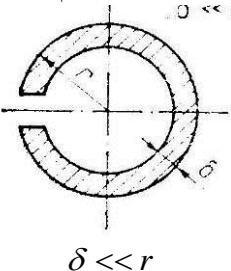
Так в примере 5 за счет сверления при $c = d_B/d_H = 0,4$, дающем облегчение вала на 16%, максимальные напряжения в наружных волокнах полого вала возросли всего на 2,6%. В примере 6 равнопрочный пустотелый вал, но с несколько большим наружным диаметром по сравнению со сплошным валом, оказался легче сплошного на 53,4%. Эти примеры наглядно свидетельствуют о рациональности применения пустотелых валов, что широко используется в некоторых областях современного машиностроения, в частности, в моторостроении.

Значения W_κ , I_κ и τ_{\max} для различных сечений приведены в табл.4.2.

Таблица 4.2. Геометрические характеристики жесткости и прочности для некоторых сечений при кручении прямого бруса

Форма поперечного сечения	Момент инерции при кручении I_κ	Момент сопротивления при кручении W_κ	Наибольшие касательные напряжения $\tau_{\max} = M_z/W_\kappa$
Квадрат 	$I_\kappa = 0,14a^4$	$W_\kappa = 0,208a^3$	В серединах сторон $\tau_{\max} = M_z/0,208a^3$ В углах $\tau = 0$
Круг с лыской	$I_\kappa = \frac{d^4}{16} \left(2,6 \frac{h}{d} - 1 \right)$	$W_\kappa = \frac{d^3 (2,6h/d - 1)}{8(0,3h/d + 0,7)}$	В середине плоского среза

Форма поперечного сечения	Момент инерции при кручении I_{κ}	Момент сопротивления при кручении W_{κ}	Наибольшие касательные напряжения $\tau_{\max} = M_z/W_{\kappa}$
 $h/d > 0,5$			$\tau_{\max} = M_z/W_{\kappa}$
<p>Эллипс</p>  $h/b > 1$	$I_{\kappa} = \frac{16A^4}{\pi^3 b h (b^2 + h^2)}$	$W_{\kappa} = \frac{\pi d^2 h}{16}$	<p>В конце малой полуоси</p> $\tau_{\max} = M_z/W_{\kappa}$ <p>большой</p> $\tau = b \tau_{\max}/h$
<p>Равносторонний треугольник</p> 	$I_{\kappa} = \frac{\sqrt{3}a^4}{80}$	$W_{\kappa} = \frac{a^3}{20}$	<p>В серединах сторон</p> $\tau_{\max} = 20M_z/a^3$ <p>в углах $\tau = 0$</p>
<p>Правильный шести- или восьмиугольник</p> 	$I_{\kappa} = k d^2 A$ (для шестиугольника $k = 0,133$, для восьмиугольника $k = 0,130$)	$W_{\kappa} = k' d A$ (для шестиугольника $k' = 0,127$, для восьмиугольника $k' = 0,223$)	<p>В серединах сторон</p> $\tau_{\max} = M_z/k' d A$ <p>в углах $\tau = 0$</p>
<p>Форма клина</p>  $a > 4b_1$	$I_{\kappa} = \frac{a(b_1^4 - b_2^4)}{12(b_1 - b_2)} - 0,105(b_1^4 + b_2^4)$	$W_{\kappa} = \frac{a(b_1^4 - b_2^4)}{12b_1(b_1 - b_2)} - \frac{0,105(b_1^4 + b_2^4)}{b_1}$	<p>В точках длинных сторон ближе к широкому основанию</p> $\tau_{\max} = M_z/W_{\kappa}$
<p>Полое эллиптическое сечение</p> 	$I_{\kappa} = \frac{\pi m^3 b_1^4 (1 - \alpha^4)}{16(m^2 + 1)}$ <p>;</p> $m = a_1/b_1 = a_2/b_2 \quad (m > 1);$ $\alpha = a_2/a_1 = b_2/b_1 \quad (\alpha < 1)$	$W_{\kappa} = \frac{\pi m b_1^3 (1 - \alpha^4)}{16}$	<p>В конце малой полуоси</p> $\tau_{\max} = M_z/W_{\kappa},$ <p>большой</p> $\tau = \tau_{\max}/m,$ <p>при малой толщине δ</p> $\tau_{\max} = M_z/2A\delta \text{ (равномер-)}$

Форма поперечного сечения	Момент инерции при кручении I_{κ}	Момент сопротивления при кручении W_{κ}	Наибольшие касательные напряжения $\tau_{\max} = M_z / W_{\kappa}$ но по сечению)
Незамкнутое кольцевое сечение  $\delta \ll r$	$I_{\kappa} = \frac{2\pi r \delta^3}{3}$	$W_{\kappa} = \frac{(2\pi r \delta)^2}{6\pi r + 1,8\delta}$	В точках внутреннего и наружного сечения $\tau_{\max} = \frac{M_z (6\pi r + 1,8\delta)}{(2\pi r \delta)^2}$

Сдвиг

Сдвигом называют деформацию, представляющую собой искажение первоначально прямого угла малого элемента бруса (рис.5.14) под действием касательных напряжений τ . Развитие этой деформации приводит к разрушению, называемому *срезом* или, применительно к древесине, *скалыванием*. Примером сдвига является резка полосы ножницами. На сдвиг работают жесткие соединения конструкций – сварные, заклепочные и так далее.

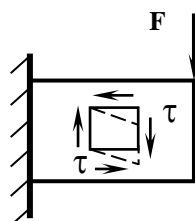


Рис. 5.14

Деформация сдвига оценивается взаимным смещением Δ граней 1 – 1 и 2 – 2 малого элемента (рис. 5.15), называемым *абсолютным сдвигом* и более полно – *относительным сдвигом* (углом сдвига) γ

$$\frac{\Delta}{a} = \operatorname{tg} \gamma \approx \gamma, \quad (5.19)$$

являющимся безразмерной величиной.

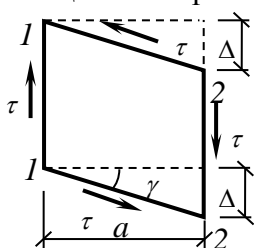


Рис. 5.15

В предположении равномерного распределения касательных напряжений по сечению площадью A , они определяются по формуле

$$\tau = \frac{Q}{A}, \quad (5.20)$$

где Q – поперечная сила в данном сечении.

Условие прочности записывается по минимальной площади среза S_{\min} , отражающей минимальное число соединяющих элементов (заклепок, болтов, штифтов и т.д.) или минимальную длину сварного шва.

$$\tau_{\max} = \frac{Q}{A_{\min}} \leq [\tau]$$

Величина допускаемых напряжений $[\tau]$ зависит от свойств материала, характера нагрузки и может быть определена по 3-ей теории прочности: $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$, а так как при чистом сдвиге $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau_{\max}$, то

$$\tau_{\max} \leq \frac{[\sigma]}{2}, \quad [\tau] = \frac{[\sigma]}{2} \quad (5.21)$$

При расчете болтовых или заклепочных соединений учитывается смятие контактирующих поверхностей, то есть пластическую деформацию, возникающую на поверхности контакта.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $A_{\text{см}}$ – площадь проекции поверхности контакта на диаметральную плоскость.

При выполнении проектного расчета, то есть при определении необходимого диаметра заклепки, болта или при определении их количества необходимо учитывать условие прочности на срез и на смятие, из двух значений следует взять большее число, округлив его до ближайшего целого в меньшую сторону.

Примечания: 1. Так как болты и заклепки ослабляют соединяемые листы, последние проверяют на разрыв в ослабленных сечениях

$$\sigma = \frac{F}{A_{\min}} \leq [\sigma_p].$$

При расчетах сварных швов наплывы не учитывают, а считают, что в разрезе угловой шов имеет форму прямоугольного равнобедренного треугольника и разрушение шва происходит по его минимальному сечению, высота которого

$$m = \delta \cos 45^\circ \approx 0,7\delta,$$

где δ – минимальная толщина соединяемых листов.

В пределах упругости касательное напряжение прямо пропорционально относительному сдвигу

$$\tau = G\gamma \quad (5.22)$$

– это закон Гука при сдвиге; G – модуль сдвига, Н/м², характеризующий жесткость материала при сдвиге.

Закон Гука при сдвиге через абсолютные деформации:

$$\Delta S = \frac{Q \cdot a}{G \cdot A}, \quad (5.23)$$

где a – расстояние между сдвигаемыми гранями; A – площадь грани.

Модуль сдвига G , модуль продольной упругости E и коэффициент Пуассона μ материала связаны зависимостью

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}.$$

Удельная потенциальная энергия деформации сдвига равна

$$u = \frac{\tau^2}{2G} = \frac{\tau\gamma}{2}.$$

На практике чаще всего теория сдвига применяется к расчету болтов, заклепок, шпонок, сварных швов и других элементов соединений.

Расчет заклепок на срез

Мы изучали, что при простом растяжении или простом сжатии две части стержня, разделенные наклонным сечением, стремятся не только оторваться друг от друга, но и сдвинуться одна относительно другой. Растяжению сопротивляются нормальные, а сдвигу — касательные напряжения.

На практике целый ряд деталей и элементов конструкций работает в таких условиях, что внешние силы стремятся их разрушить именно путем сдвига.

В соответствии с этим при проверке прочности таких элементов на первый план выступают касательные напряжения. Простейшими примерами подобных деталей являются болтовые и заклепочные соединения. Заклепки во многих случаях уже вытеснены сваркой; однако они имеют еще очень большое применение для соединения частей всякого рода металлических конструкций: стропил, ферм мостов, кранов, для соединения листов в котлах, судах, резервуарах и т. п. Для образования заклепочного соединения в обоих листах просверливают или продавливают отверстия. В них закладывается нагретый до красного каления стержень заклепки с одной головкой; другой конец заклепки расклепывается ударами специального молотка или давлением гидравлического пресса (клепальной машины) для образования второй головки. Мелкие заклепки (малого диаметра — меньше 8 мм) ставятся в холодном состоянии (авиационные конструкции).

Для изучения работы заклепок рассмотрим простейший пример заклепочного соединения (рис.5.16). Шесть заклепок, расположенных в два ряда, соединяют два листа внахлестку. Под действием сил P эти листы стремятся сдвинуться один по другому, чему препятствуют заклепки, на которые и будет передаваться действие сил P .

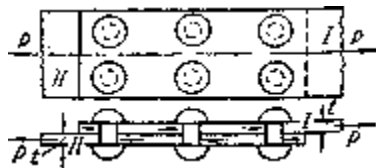


Рис.5.16.

Для проверки прочности заклепок применим общий порядок решения задач сопротивления материалов.

На каждую заклепку передаются по две равные и прямо противоположные силы: одна — от первого листа, другая — от второго. Опытные исследования показывают, что одни из заклепок ряда нагружаются больше, другие — меньше. Однако к моменту разрушения усилия, передающиеся на различные заклепки, более или менее выравниваются за счет пластических деформаций. Поэтому принято считать, что все заклепки работают одинаково. Таким образом, при n заклепках в соединении, изображенном на рис.5.16, на каждую из них действуют по две равные и противоположные силы $P_1 = P/n$ (рис.5.17); эти силы передаются на заклепку путем нажима соответствующего листа на боковую полуцилиндрическую поверхность стержня. Силы P_1 стремятся перерезать заклепку по плоскости mk раздела обоих листов.

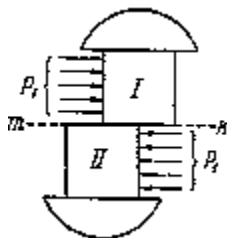


Рис.5.17.

Для вычисления напряжений, действующих по этой плоскости, разделим мысленно заклепочный стержень сечением mk и отбросим нижнюю часть (рис.5.17). Внутренние усилия, передающиеся по этому сечению от нижней части на верхнюю, будут уравнивать силу P_1 т. е. будут действовать параллельно ей в плоскости сечения, и в сумме дадут равнодействующую, равную P_1 . Следовательно, напряжения, возникающие в этом сечении и действующие касательно к плоскости сечения, это — касательные напряжения τ . Обычно принимают равномерное распределение этих напряжений по сечению. Тогда при диаметре заклепки d на единицу площади сечения будет приходиться напряжение:

$$\tau = \frac{P_1}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{P}{n \frac{\pi d^2}{4}}$$

Величина допускаемого касательного напряжения $[\tau]$, или, как говорят, допускаемого напряжения на срез, принято определять в виде: $[\tau] = (0,7 \div 0,8)[\sigma]$. Зная $[\tau]$, мы напишем условие прочности заклепки на перерезывание в таком виде:

$$\tau = \frac{P}{F} = \frac{P}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_s$$

т. е. действительное касательное напряжение τ в материале заклепки должно быть равно допускаемому $[\tau]$, или меньше его.

Из этого условия можно определить необходимый диаметр заклепок, если задаться их числом, и наоборот. Обычно задаются диаметром заклепочных стержней d в соответствии с толщиной t склепываемых частей (обычно $d \approx 2t$) и определяют необходимое число заклепок n :

$$n \geq \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} [\tau]_s}$$

Знаменатель этой формулы представляет собой ту силу, которую безопасно может взять на себя каждая заклепка.

Пусть $P = 720 \text{ КН}$, $d = 2 \text{ см}$, $[\tau]_s = 100 \text{ МПа}$; тогда

$$n \geq \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4} [\tau]_s} = \frac{720000}{\frac{3,14 \cdot 4 \cdot 10^2}{4} \cdot 100} \approx 24$$

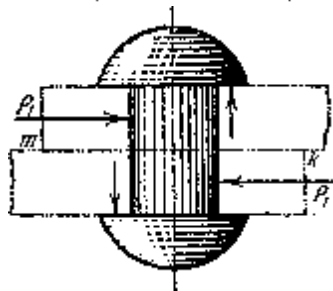


Рис.5.18

При выводе формулы расчета заклепки на перерезывание, помимо оговоренных, допущена еще одна неточность. Дело в том, что силы P_1 действующие на заклепку, не направлены по одной прямой, а образуют пару. Эта пара уравнивается другой парой, образующейся из реакций соединенных листов на головку заклепки (рис.5.18) и ведет к появлению нормальных напряжений, действующих по сечению mk .

Кроме этих нормальных напряжений, по сечению mk действуют еще нормальные напряжения, вызванные тем, что при охлаждении заклепочный стержень стремится сократить свою длину, чему мешает упор головок заклепки в листы. Это обстоятельство, с одной стороны, обеспечивает стягивание заклепками листов и возникновение между ними сил трения, с другой — вызывает значительные нормальные напряжения по сечениям стержня заклепки. Особых неприятностей эти напряжения принести не могут. На заклепки идет сталь, обладающая значительной пластичностью; поэтому даже если бы нормальные напряжения достигли предела текучести, можно ожидать некоторого пластического удлинения стержня заклепки, что вызовет лишь уменьшение сил трения между листами и осуществление в действительности той схемы работы заклепки на перерезывание, на которую она и рассчитывается. Поэтому эти нормальные напряжения расчетом не учитываются.

При проектировании строительных конструкций применяется следующее условие прочности на срез для заклепок и болтовых соединений

$$\tau = \frac{Q}{An_s n} \leq R_{bs} \gamma_b, \quad (5.24)$$

где Q — поперечная сила, равная внешней силе F , действующей на соединение; R_{bs} — расчетное сопротивление на срез; $A = \pi d^2 / 4$ — расчетная площадь сечения болта или заклепки; d — диаметр заклепки или наружный диаметр болта; n_s — число срезов одного болта или заклепки; γ_b — коэффициент условий работы соединения, имеющий значения в интервале $0,75 \leq \gamma_b \leq 1,0$; n — число болтов или заклепок.

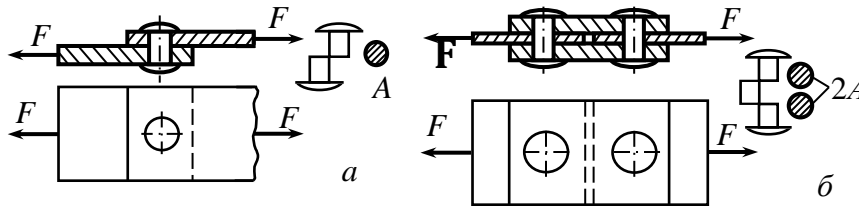


Рис.5.19

Если величины F , R_{bs} , γ_b , n_s известны, то задаваясь числом заклепок или болтов n , можно найти необходимый для обеспечения прочности на срез диаметр

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi n_s n R_{bs} \gamma_b}}. \quad (5.25)$$

А зная d , F , R_{bs} , γ_b , n_s , можно определить потребное число заклепок или болтов

$$n \geq \frac{4F}{\pi d^2 n_s R_{bs} \gamma_b}. \quad (5.26)$$

Расчет заклепок на смятие и листов на разрыв

Помимо среза заклепкам и соединяемым листам в конструкции угрожают и иные опасности.

Так как передача сил на заклепочный стержень происходит путем нажатия стенок заклепочного отверстия на заклепку, то необходимо установить, не произойдет ли наружное обмятие этого стержня или стенок отверстия, — произвести проверку на смятие.

Под смятием понимают пластическую деформацию, возникающую в соединениях на поверхностях контакта. Возникающие при этом напряжения являются нормальными, закон распределения которых по поверхности контакта достаточно сложен.

На рис.5.20 указана примерная схема передачи давлений на стержень заклепки. Закон распределения этих давлений по цилиндрической поверхности нам неизвестен; он во многом зависит от неправильностей формы заклепочного отверстия стержня, вызванных условиями изготовления конструкции. Поэтому расчет производится условно. Приня-

то считать, что неравномерное давление, передающееся на поверхность заклепки от листа, распределяется равномерно по диаметральной плоскости сечения заклепки. При этом напряжение по этой диаметральной плоскости оказывается примерно равным наибольшему сминающему напряжению σ_c в точке A поверхности заклепки.

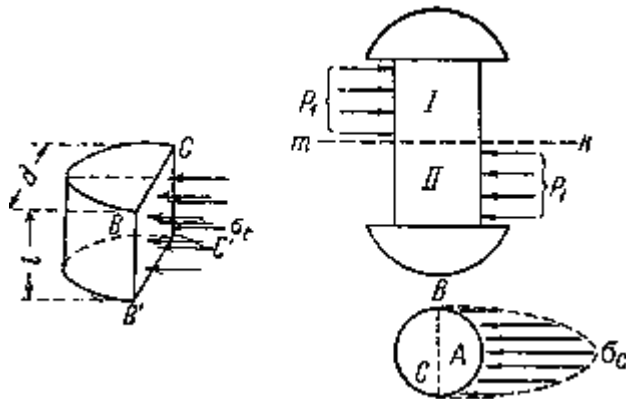


Рис.5.20

Чтобы вычислить это условное напряжение смятия, необходимо разделить силу, приходящуюся на заклепку, на площадь диаметрального сечения $BCC'B'$. Эта площадь представляет собой прямоугольник, одной стороной которого служит диаметр заклепки, другая же равна толщине листа, передающего давление на стержень заклепки.

Так как давление на одну заклепку равно P/n , то

$$\sigma_c = \frac{P}{ntd}$$

условие прочности на смятие будет иметь вид:

$$\sigma_c = \frac{P}{ntd} \leq [\sigma_c]$$

где $[\sigma_c]$ — допускаемое напряжение на смятие. Отсюда необходимое число заклепок

$$n \geq \frac{P}{td[\sigma_c]}$$

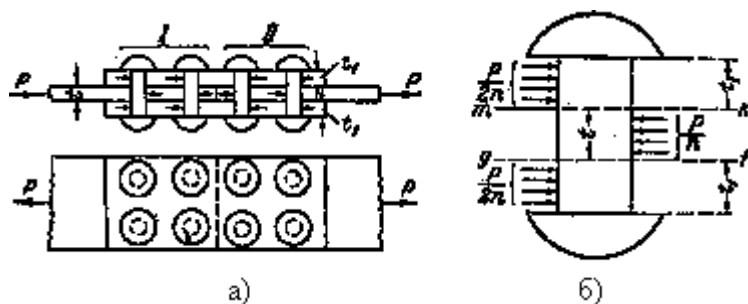
Допускаемое напряжение на смятие принимают обычно в 2 - 2,5 раза больше основного допускаемого напряжения на растяжение и сжатие $[\sigma]$, так как расчет на смятие по существу является упрощенной проверкой прочности по контактным напряжениям.

Таким образом, определяется число заклепок, необходимое для прочного соединения листов. Из двух полученных значений n , конечно, надо взять большее.

Если мы вернемся к рассмотренному ранее примеру и примем $P = 720 \text{ КН}$, $t = 1 \text{ см}$, $d = 2 \text{ см}$, $[\sigma_c] = 240 \text{ МПа}$, то получим:

$$n \geq \frac{P}{td[\sigma_c]} = \frac{720000}{20 \cdot 10 \cdot 240} = 15$$

Таким образом, условие прочности заклепок на перерезывание требует постановки двадцати четырех заклепок; условие же прочности на смятие — пятнадцати заклепок. Очевидно, необходимо поставить двадцать четыре заклепки. В этом примере работа заклепок на срез оказывается опаснее работы их на смятие. Это обычно бывает в соединениях с так называемыми односрезными заклепками, в которых каждая заклепка перерезывается в одной плоскости.



а) расчетная схема, б) действующие усилия
Рис.5.21

В несколько других условиях будут работать заклепки соединения, показанного на рис.5.21,а. Здесь стык двух листов осуществлен при помощи двух накладок. Сила P при помощи первой группы заклепок передается от левого листа обеим накладкам, а от последних при помощи второй группы заклепок передается правому листу.

Называя через n число заклепок, необходимое для передачи усилия P от листа на накладки и от накладок на другой лист, получаем, что на каждую заклепку передается усилие от основного листа P/n . Оно уравнивается усилиями $P/2n$, передающимися на заклепку от накладок (рис.5.21, б).

Стержень заклепки теперь подвергается перерезыванию уже в двух плоскостях; средняя часть заклепки сдвигается влево. Допускают, что срезающая сила P/n равномерно распределяется по двум сечениям, mk и gf . Напряжение τ и условие прочности для двухсрезной заклепки принимает вид:

$$\frac{P}{n \frac{\pi d^2}{2}} \leq [\tau] \quad n \geq \frac{P}{\frac{\pi d^2}{2} [\tau]_B}$$

Таким образом, при двойном перерезывании число заклепок по срезыванию оказывается в два раза меньше, чем при одиночном перерезывании.

Переходим к проверке на смятие. Толщина склепываемых листов t ; толщина накладок t_1 не должна быть меньше $0,5t$, так как две накладки должны взять от основного листа всю силу P . Поэтому:

$$0,5t < t_1 \leq t$$

Сила P/n сминает и среднюю часть заклепки и верхнюю с нижней. Опаснее будет смятие той части, где площадь смятия меньше.

Так как толщина среднего листа не больше суммы толщин обеих накладок, то в худших условиях по смятию будет средняя часть заклепки. Условие прочности на смятие останется таким же, как и при односрезных заклепках:

$$\sigma_c = \frac{P}{ntd} \leq [\sigma_c], \quad n \geq \frac{P}{td[\sigma_c]}$$

Таким образом, для рассматриваемой конструкции число заклепок в первой и во второй группах определится из полученных условий.

Пусть $P = 720 \text{ КН}$, $d = 2 \text{ см}$, $t = 1 \text{ см}$, $t_1 = 0,8 \text{ см}$, $[\tau] = 100 \text{ МПа}$, $[\sigma_c] = 240 \text{ МПа}$

Тогда:

$$n \geq \frac{P}{\frac{\pi d^2}{2} [\tau]_B} = \frac{720000}{\frac{3,14 \cdot 4 \cdot 10^2}{2} \cdot 100} \approx 12,$$

$$n \geq \frac{P}{td[\sigma]} = \frac{720000}{20 \cdot 10 \cdot 240} = 15$$

В этом случае при двухсрезных заклепках условия их работы на смятие тяжелее, чем на срезывание; следует принять $n = 15$.

На двух рассмотренных примерах мы установили общие методы проверки прочности заклепочных соединений. В металлических конструкциях иногда приходится склепывать целые пакеты соединяемых элементов. В таких пакетах заклепки могут работать и на большее число срезов. Однако методы расчета многосрезных заклепок не отличаются от изложенных. Для вычисления касательных напряжений следует разделить силу, относящуюся к одной заклепке, на суммарную площадь среза, воспринимающую эту силу. Для вычисления же напряжений смятия следует найти ту часть заклепки, которая находится в наиболее опасных условиях, т. е. воспринимает наибольшую силу на наименьшем протяжении. Напряжения смятия получаются делением этой силы на площадь диаметрального сечения наиболее напряженной части заклепки. Затем останется написать два условия прочности и получить n .

Наличие заклепок вносит некоторые изменения и в проверку прочности на растяжение или сжатие самих склепанных листов. Опасным сечением каждого листа (рис.5.22) будет теперь сечение, проходящее через заклепочные отверстия; здесь рабочая ширина листа будет наименьшей; принято говорить, что это сечение ослаблено заклепочным отверстием. Называя полную ширину листа b , получаем для него такое условие прочности:

$$\frac{P}{t(b - md)} \leq [\sigma]$$

где m — число отверстий, попадающих в сечение (в нашем случае — два).

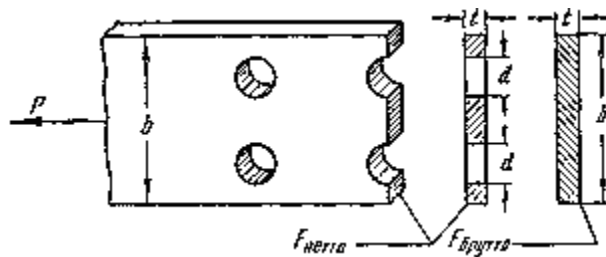


Рис.5.22

Отсюда можно найти величину b , задавшись толщиной листа t . Площадь $(b - md)t$ ослабленного сечения называется площадью нетто, площадь же полного сечения листа bt называется площадью брутто.

Этот учет влияния заклепочных отверстий на прочность склепываемых листов общепринят, но является весьма условным. На самом деле, влияние отверстия в листе вызывает у его краев, на концах диаметра, перпендикулярного к направлению растяжения, значительные местные напряжения, которые могут достичь предела текучести материала и вызвать остаточные деформации, захватывающие, однако, весьма небольшой объем материала листа.

Некоторую опасность в отношении образования трещин эти местные напряжения могут представить лишь при действии переменных нагрузок в материале, имеющем низкий предел усталости. Однако в обычных условиях работы заклепочных соединений эта опасность может считаться исключенной. Во избежание возможности разрушения листов заклепками заклепки размещаются на определенных расстояниях друг от друга и от края листа.

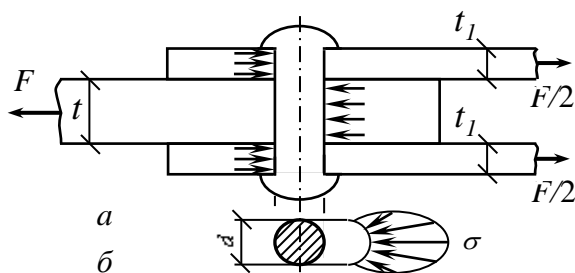
Расположение заклепок в плане производится как по условиям обеспечения прочности и плотности соединения, так и по чисто производственным соображениям. Расстояния между центрами заклепок принимаются не менее $3d$ и не более $7d$. Расстояния до края

При проектировании заклепочных соединений для котлов и резервуаров, где добиваются плотных швов, помимо расчета на срез производят проверку сопротивления скольжению за счет трения. Однако допускаемое напряжение по скольжению дается в МПа поперечного сечения заклепки; таким образом, проверка на трение при односрезных заклепках сводится к проверке на срез лишь с другим допускаемым напряжением. При двухсрезных заклепках в расчет на трение вводится, конечно, одна площадь сечения заклепки, но зато повышается почти вдвое допускаемое напряжение на трение за счет двух накладок.

Правильнее было бы сохранить лишь один метод проверки заклепочных соединений на смятие и срез, учитывая влияние сил трения при назначении допускаемых напряжений в зависимости от способа клепки, качества отверстий и требований, предъявляемых ко шву в отношении плотности.

- от 50 до 70 МПа при швах внахлестку,
- от 90 до 120 с двумя накладками.

При проектировании строительных конструкций применяется следующий алгоритм расчета болтовых и заклепочных соединений на смятие.



Упрощая расчет, площадь, подвергающуюся смятию, принимают равной

$$A_n = d \sum t_n,$$

146

$$\sigma_{bp} = \frac{F}{d \sum t n} \leq R_{bp} \gamma_b, \quad (5.27)$$

где R_{bp} – расчетное сопротивление на смятие.

Из условия (5.27) можно найти либо необходимый диаметр d по известным величинам $F, t, n, R_{bp}, \gamma_b$:

$$d \geq \frac{F}{\sum t \cdot n R_{bp} \gamma_b}, \quad (5.28)$$

либо определить потребное число заклепок n

$$n \geq \frac{F}{\sum t \cdot d R_{bp} \gamma_b}. \quad (5.29)$$

Из двух значений диаметров, рассчитанных по формулам (5.25) и (5.28), берут больший, округляя его до стандартного значения. Точно так же из двух значений n , рассчитанных по формулам (5.26) и (5.29), выбирают большее число, естественно, округленное до большего целого.

У к а з а н и я

1. В заклепочных и болтовых соединениях при действии поперечной силы Q , проходящей через центр тяжести соединения, распределение этой силы между заклепками или болтами принимают равномерным.
2. При действии на соединение момента, вызывающего сдвиг соединяемых элементов, распределение усилий на болты или заклепки следует принимать пропорционально расстояниям от центра тяжести соединения до рассматриваемого болта или заклепки.
3. Болты или заклепки, работающие одновременно на срез и растяжение, следует проверять отдельно на срез и на растяжение.

Пример 10.

Определить из условия прочности размеры стержня (рис.5.25) при допускаемых напряжениях при растяжении $[\sigma] = 160$ МПа, срезе $[\tau] = 80$ МПа и смятии $[\sigma_{см}] = 170$ МПа.

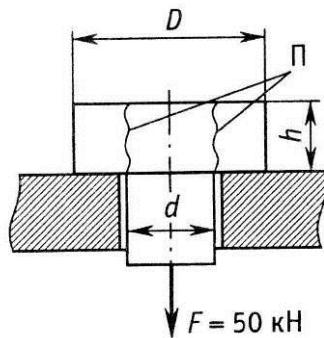


Рис.5.25

Решение.

Диаметр d стержня определим из условия прочности при растяжении

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma] \quad \text{или} \quad \sigma = \frac{4P}{\pi d^2} \leq [\sigma],$$

откуда

$$d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 19,9 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 19,9 \text{ мм}$$

Принимаем $d = 20$ мм.

Высоту головки стержня определяем из условия ее прочности при срезе

$$\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$$

где $Q = P$.

Если прочность головки стержня окажется недостаточной, она срежется по поверхности цилиндра диаметром d и высотой h . Образующие поверхности среза II показаны на рисунке 5.25 волнистыми линиями. Подставив в условие прочности выражение для площади среза, получим

$$\tau = \frac{P}{\pi dh} \leq [\tau],$$

откуда

$$h \geq \frac{P}{A_{с.м}} = \frac{50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6} = 9,95 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 9,95 \text{ мм}.$$

Принимаем $h = 10$ мм.

Действующую силу P воспринимает опорная кольцевая поверхность головки стержня. Диаметр D головки стержня определяем из условия прочности опорной поверхности головки при смятии

$$\sigma_{с.м} = \frac{P}{A_{с.м}} \leq [\sigma_{с.м}] \quad \text{или} \quad \sigma_{с.м} = \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_{с.м}],$$

откуда

$$D \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma_{с.м}]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 170 \cdot 10^6} + 20^2 \cdot 10^{-6}} = 27,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 27,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $D = 28$ мм.

Пример 11.

Обосновать соотношение между диаметром d и высотой головки h болта (рис. 5.26), если $[\tau] = 0,6[\sigma]$.

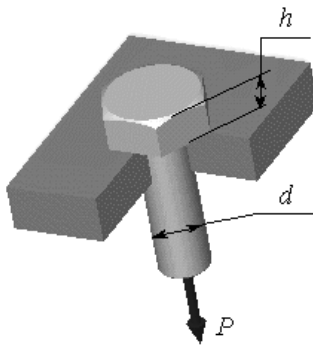


Рис. 5.26

Решение.

Срез головки болта происходит по цилиндрической поверхности $F_{ср} = \pi dh$.
Условие прочности на срез имеет вид:

$$\tau = \frac{Q}{F_{ср}} = \frac{P}{\pi dh} \leq [\tau]$$

Условие прочности на растяжение стержня болта имеет вид:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{4 \cdot P}{\pi d^2} \leq [\sigma]$$

Предельное отношение касательных и нормальных напряжений определяет искомое соотношение между высотой головки болта и его диаметром:

$$\frac{\tau}{\sigma} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \pi \cdot d \cdot h} = \frac{d}{4 \cdot h} = \frac{[\tau]}{[\sigma]} = 0,6 \quad ; \quad \frac{d}{h} = 2,4$$

Вопросы для самопроверки

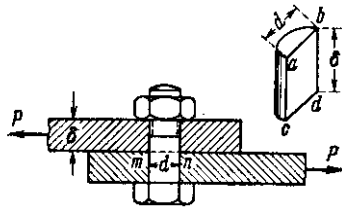
- Какой вид нагружения называется кручением?
 - При каком нагружении возникает кручение бруса (вала)?
 - Какой силовой фактор вызывает закручивание бруса?
 - Что такое крутящий момент?
 - Что называется валом?
 - Как называется напряженное состояние, возникающее при кручении круглого бруса (вала)?
 - Какие деформации возникают при кручении?
 - Какие гипотезы выполняются при деформации кручения?
 - Изменяются ли длина и диаметр вала после скручивания?
 - Какие внутренние силовые факторы возникают при кручении?
 - Что такое рациональное расположение колес на валу?
 - Вывести формулу для определения напряжений в поперечном сечении скручиваемого круглого бруса.
 - Вывести формулы для определения относительного и полного угла закручивания круглого бруса.
 - Какая теоретическая зависимость существует между внешним крутящим моментом, поступающим на вал, и передаваемой мощностью?
 - Как вычисляется скручивающий момент, передаваемый шкивом, по заданной мощности и числу оборотов в минуту?
 - Как вычислять значение крутящего момента в поперечном сечении вала?
 - Что такое эпюра крутящего момента и как она строится?
 - Для чего строится эпюра крутящих моментов?
 - Опишите технику построения эпюры крутящих моментов?
 - Какие предпосылки используются в теории кручения круговых брусьев?
 - Перечислите гипотезы, принимаемые в теории кручения прямого вала круглого поперечного сечения.
 - Какие напряжения возникают в поперечном сечении круглого вала при кручении и как они направлены?
 - По какой формуле определяется касательное напряжение при кручении?
 - Напишите формулу для определения напряжений в поперечном сечении скручиваемого круглого вала.
 - Получите формулу касательных напряжений при кручении кругового бруса? Охарактеризуйте эпюру напряжений? Каким выражением определяются наибольшие касательные напряжения, как записывается условие прочности при кручении?
 - Как распределяется касательное напряжение при кручении? Чему равно напряжение в центре круглого поперечного сечения?
 - Какое напряженное состояние возникает в каждой точке круглого вала при кручении?
 - Напишите формулу для расчета напряжения в любой точке поперечного сечения?
 - Напишите формулу для расчета напряжения на поверхности вала при кручении?
- Как изменится напряжение, если диаметр вала увеличится в два раза?
- Почему для деталей, работающих на кручение, выбирают круглое поперечное сечение?
 - В чем заключается расчет на прочность при кручении?

- В чем заключается расчет на жесткость при кручении?
- Напишите формулу для определения относительного и полного угла закручивания круглого вала.
- Почему при одинаковой прочности и жесткости вал кольцевого поперечного сечения легче, чем вал сплошного круглого сечения?
- Как разрушаются при кручении стержни из пластического материала? Как объяснить такой тип разрушения?
- Как разрушаются при кручении стержни из хрупкого материала? Как объясняется такой тип разрушения?
- Охарактеризуйте особенности деформации брусков не кругового сечения. В чем сущность гидродинамической аналогии?
- Как вычислить потенциальную энергию деформации, накапливаемую валом при кручении?
- Почему нельзя для бруса некруглого поперечного сечения вывести методами сопротивления материалов вывести формулу для определения напряжения и угла закручивания?
- Какой из брусков тонкостенного сечения имеет большее сопротивление кручению: с замкнутым или незамкнутым профилем?
- Какие допущения положены в основу вывода формулы для касательных напряжений, возникающих в поперечном сечении вала при кручении?
- Какое напряженное состояние возникает в каждой точке бруса круглого сечения при кручении?
- В каких точках бруса круглого сечения возникают наибольшее касательное напряжение? Как их вычисляют?
- Что такое полярный момент инерции? Какой физический смысл имеет эта величина? В каких единицах измеряется?
- По каким формулам вычисляют полярные моменты инерции и сопротивления для круглого и кольцевого сечения?
- Что такое полярный момент сопротивления сечения бруса (W_p)? Получите выражение W_p для кругового сечения?
- Напишите выражение W_p для кольцевого сечения? Почему его нельзя вычислять как разность моментов сопротивления наружного и внутреннего кругов?
- Вычислите полярный момент сопротивления сечения круглого сплошного вала $d=30$ мм?
- Как распределяются касательные напряжения по поперечному сечению вала?
- Как проявляется закон парности касательное напряжение при кручении?
- Как определяется диаметр вала из условия прочности?
- Как определяется диаметр вала из условия жесткости?
- Как изменится напряжение в сечении, если диаметр вала уменьшить в два раза?
- Проведены расчеты вала на прочность и жесткость. Получено: диаметр вала из расчета на прочность 65 мм, диаметр вала из расчета на жесткость 70 мм. Каким должен быть вал?
- Как изменится угол закручивания вала, если крутящий момент увеличить в 4 раза, а диаметр уменьшить в 2 раза?
- Как определяется потенциальная энергия при кручении?
- Что называется жесткостью сечения при кручении?
- Что называется полярным моментом сопротивления, в каких единицах он выражается и чему равен (для круга и кольца)?
- Чем объясняется, что вал кольцевого сечения при кручении экономичнее вала сплошного сечения?

- Чему равны наибольшие касательные напряжения и наибольшие главные напряжения в скручиваемом вале круглого сечения? В каких точках они возникают?
- Как разрушаются при кручении стальные чугунные и деревянные валы? Как объяснить характер разрушения для каждого из этих материалов?
- Чему равна потенциальная энергия деформации кручения вала круглого сечения? Запишите соответствующую формулу.
- Как производится расчет вала на прочность при кручении?
- Как выбираются допускаемые напряжения при расчете на кручение?
- Как производится расчет вала на жесткость при кручении?
- Охарактеризуйте расчет статически неопределимых валов.
- Как формулируется закон Гука при сдвиге?
- Какой физический смысл у модуля упругости?
- Чему равен модуль упругости материала при кручении для стали? В каких единицах он измеряется?
- Что представляет собой деформация сдвига?
- Как обозначается деформация при сдвиге?
- Укажите единицы измерения напряжений сдвига и смятия и модуля упругости.
- Какой вид напряженного состояния называют чистым сдвигом?
- Что понимается под абсолютным сдвигом?
- Определите понятие относительного сдвига?
- Как записывается условие прочности при сдвиге?
- Какие внутренние силовые факторы возникают при сдвиге?
- Какая связь между углом сдвига и углом закручивания?
- Сформулируйте закон парности касательных напряжений?
- Что такое срез?
- Что такое смятие?
- Какие допущения проложены в основу практических расчетов элементов конструкции на срез и смятие?
- Опишите процесс разрушения при срезе?
- Чем отличается деформация сдвига от деформации среза?
- Как определяется потенциальная энергия при сдвиге?
- Как выбирается допускаемое напряжение при сдвиге?
- Что понимается под деформацией смятия?
- В чем заключается явление смятия и в каких местах оно наблюдается?
- Как записывается условие прочности на срез и на смятие?
- Как находится площадь смятия при соприкосновении цилиндрических поверхностей?
- Как определяется расчетная величина площади на срез и на смятие при болтовых соединениях листовых элементов внахлестку и с помощью накладок?
- Какие виды деформации испытывает нагруженное заклепочное соединение?
- Как учесть количество деталей, использованных для передачи нагрузки при расчетах на сдвиг и смятие?
- Почему при расчете на смятие цилиндрических деталей вместо боковой цилиндрической поверхности подставляют плоскость, проходящую через диаметр?
- Чем отличается расчет на прочность при сдвиге односрезной заклепки от двухсрезной?
- Какие виды сварных швов используются на практике?
- Как рассчитывается сварной шов встык?
- Как рассчитывается сварной шов внакладку?
- Какие напряжения возникают в сечении витка цилиндрической винтовой пружины, нагруженной осевой силой? Как они определяются?
- Как вычислить осадку цилиндрической винтовой пружины?

- Из каких сталей изготавливаются пружины с малым шагом?
- На какую деформацию ведется расчет пружин с малым шагом?
- Как ведется конструктивный расчет пружины?

- Какие виды деформаций испытывает данное соединение?

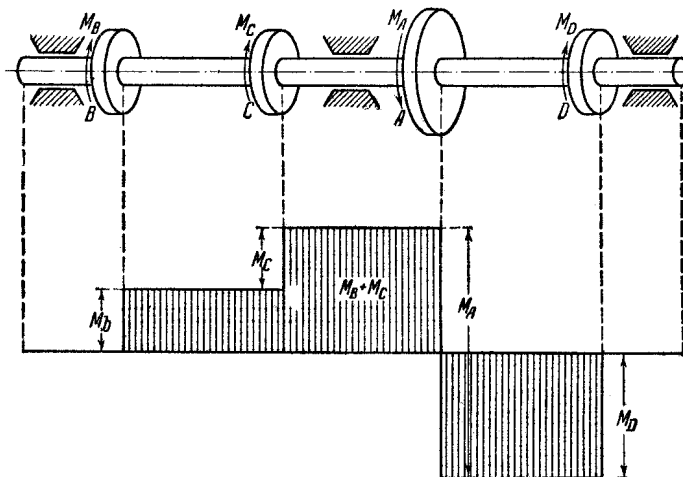


- 1) Растяжение и изгиб;
- 2) Сдвиг и смятие;
- 3) Изгиб и кручение;
- 4) Растяжение и сдвиг.

- Какая из приведённых ниже формул является математическим выражением закона Гука при сдвиге?

- 1) $\tau = G\gamma$;
- 2) $\gamma = G\tau$;
- 3) $\tau = GE$;
- 4) $\sigma = G\gamma$.

- На рисунке изображён вал, на который действуют внешние крутящие моменты: $M_B = 1,5$ кНм; $M_C = 1,5$ кНм; $M_D = 2$ кНм; $M_A = 5$ кНм. И приведена эпюра внутренних крутящих моментов. На каком участке возникнут наибольшие касательные напряжения?



- 1) B–C;
- 2) C–A;
- 3) A–D.

- По какой формуле можно подобрать диаметр вала

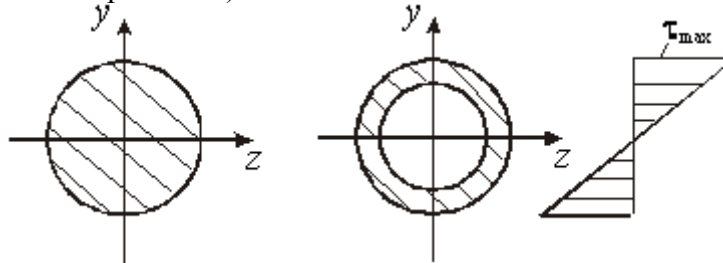
- 1) $\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z} \leq \sigma_{adm}$;

- 2) $\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_z} \leq \tau_{adm}$;

$$3) \quad \tau_{\max} = \frac{T}{W_{\rho}} \leq \tau_{adm};$$

$$4) \quad \tau_{\max} = \frac{T}{J_{\rho}} \leq \tau_{adm}.$$

- Какая форма сечения вала будет более рациональной (справа приведена эпюра касательных напряжений)?



1) 2)

- Условие жёсткости круглого вала при кручении имеет вид:

$$1) \quad \varphi = \frac{Tl}{GJ_p} \leq \varphi_{adm};$$

$$2) \quad \varphi = \frac{M_z}{GJ_p} \leq \varphi_{adm};$$

$$3) \quad \varphi = \frac{l}{G} \leq \varphi_{adm};$$

$$4) \quad T = \varphi \frac{l}{GJ_p} \leq \varphi_{adm}.$$

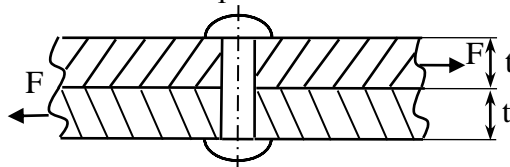
- Какие внутренние усилия возникают при сдвиге?

- 1) Поперечная сила,
- 2) продольная сила,
- 3) изгибающий момент.

- Какие внутренние усилия возникают при кручении?

- 1) Поперечная сила,
- 2) продольная сила,
- 3) изгибающий момент,
- 4) крутящий момент.

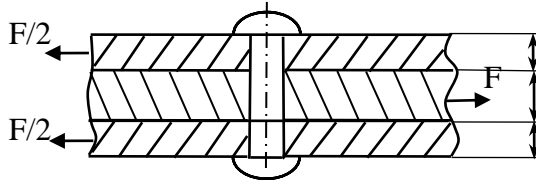
- Два листа толщиной t соединены внахлёстку шестью заклёпками диаметром d . Определить площадь среза заклёпок и площадь смятия листа данного соединения.



$$1) \quad A_{cp} = 6 \frac{\pi d^2}{4}; \quad A_{см} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2);$$

- 2) $A_{cp} = 6 \frac{\pi d^2}{4}$; $A_{cm} = 6 \cdot d \cdot t$;
- 3) $A_{cp} = 6 \frac{\pi d^2}{4}$; $A_{cm} = 6 \cdot d \cdot (t + t)$;
- 4) нет верного ответа.

- Лист толщиной $1,2t$ соединен двусторонними накладками толщиной $0,8t$. Соединение передаёт растягивающее усилие F . Определить необходимое число заклепок диаметром d при известных допускаемых напряжениях $[\tau_{cp}]$ и $[\sigma_{cm}]$.



- 1) $i = \frac{4Q}{k \cdot \pi d^2 \cdot [\tau_{cp}]}$; $i = \frac{Q}{d \cdot 1,2t \cdot [\sigma_{cm}]}$;
- 2) $i = \frac{Q}{k \cdot A_{cp} \cdot [\tau_{cp}]}$; $i = \frac{Q}{d \cdot 0,8 \cdot t \cdot [\sigma_{cm}]}$;
- 3) $i = \frac{Q}{k \cdot A_{cp} \cdot [\tau_{cp}]}$; $i = \frac{Q}{A_{cm} \cdot [\sigma_{cm}]}$;
- 4) верны ответы 1 и 3.

- Лист толщиной $t=1$ см пробивается пуансоном $D=2$ см, усилие, действующее на пуансон штампа $F=160$ кН. Найти разрушающее касательное напряжение.

- 1) $\tau_{\sigma} = 125,5 \text{ МПа}$;
- 2) $\tau_{\sigma} = 25,5 \text{ МПа}$;
- 3) $\tau_{\sigma} = 2,55 \text{ МПа}$;
- 4) $\tau_{\sigma} = 255 \text{ МПа}$.

- Определить необходимое количество заклепок диаметром $D = 16$ мм для соединения в нахлестку двух листов толщиной $t_1=t_2=10$ мм. Сила, растягивающая соединение $F = 100$ кН, допускаемые напряжения на срез $[\tau_{cp}] = 140$ МПа и смятие $[\sigma_{cm}] = 320$ МПа.

- 1) $i = 6$;
- 2) $i = 4$;
- 3) $i = 3$;
- 4) $i = 2$.

- В стальном листе толщиной $t = 10$ мм необходимо проделать отверстие диаметром $D = 18$ мм. Определить, какую силу надо приложить к пуансону, если предел прочности материала листа на срез $[\tau_{\sigma}] = 350$ МПа

- 1) $F = 198$ кН;
- 2) $F = 136$ кН;
- 3) $F = 189$ кН;
- 4) $F = 13,6$ кН.

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ПРИБОРОВ

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

(сварные, паяные, клеевые, заклепочные соединения и соединения с натягом).

Теоретическая часть

Соединения деталей машин

Взаимодействие деталей между собой называют связями. Эти связи делятся на подвижные (шарниры, зубчатые зацепления, подшипники, ременные и цепные передачи) и неподвижные (заклепочные, сварные и другие). Неподвижные связи в технике называют соединениями. Соединения состоят из соединительных деталей и прилегающих частей соединяемых деталей, форма которых подчинена задаче соединения. В отдельных конструкциях специальные соединительные детали могут отсутствовать.

Соединения по признаку возможности разборки делят на разъемные и неразъемные.

Разъемными называют соединения, которые разъединяются без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые и профильные соединения. Основным расчетом соединений является расчет на прочность. Расчет на прочность является основным критерием для расчета всех соединений. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы прочность соединяемых и соединительных деталей была одинаковой.

Неразъемными называют соединения, разъединение которых невозможно без разрушения соединяемых деталей или соединяющего материала. К ним относят заклепочные, сварные, клеевые, паяные соединения, а также соединения с натягом.

Выбор типа соединения определяет инженер.

Сварные соединения

Сварка — это технологический процесс получения неразъемного соединения металлических или неметаллических деталей с применением нагрева (до пластического или расплавленного состояния), выполненного таким образом, чтобы место соединения по механическим свойствам и своему составу по возможности не отличалось от основного материала детали.

Основные виды электросварки — *дуговая, газовая и контактная.*

Дуговая сварка - наиболее распространенный вид. Применяется везде, где есть источники электроэнергии.

Разновидности дуговой сварки:

- *ручная сварка*; этот метод сварки отличается низкой производительностью, но легко доступен для применения;
- *полуавтоматическая сварка* под слоем флюса; применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами;
- *автоматическая сварка* под слоем флюса; этот метод сварки высокопроизводителен и экономичен, дает хорошее качество шва, применяется в крупносерийном и массовом производстве.

Газовая сварка применяется в основном там, где нет источников электроэнергии, например, при ремонте в полевых условиях.

Контактная сварка применяется в серийном и массовом производстве при нахлесточном соединении тонкого листового металла (точечная, роликовая) или при стыковом соединении круглого и полосового (стыковая сварка).

При соединении деталей с помощью сварки плавлением к расплавляемой области подводят присадочный материал, который заполняет свариваемое место (рис. 1). Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называют *сварным швом*.

При контактной сварке (сварка давлением) присадочный материал не применяют. Контактная сварка основана на использовании тепла, выделяющегося в месте соприкосновения свариваемых деталей (например, при прохождении через них электрического тока). Сварка производится с применением механического давления, под действием которого детали, предварительно нагретые в месте соединения (контакта) до пластического состояния или оплавления, образуют сварной шов.

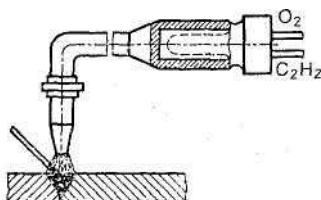


Рис. 1. Получение сварного шва газовой сваркой

Сварным соединением называют неразъемное соединение деталей с помощью сварных швов. Если в заклепочном соединении соединяющим элементом является заклепка, то в сварных - расплавленный металл, создающий при остывании неразъемное соединение, то есть такое, которое не может быть разобрано без повреждения деталей. Сварные соединения лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Масса сварных конструкций при тех же габаритах значительно меньше клепаных (на 15%). Экономия металла достигается за счет использования полной площади сечения, а также возможности более рационального конструирования (например, применения стыковых соединений в тех случаях, когда при заклепочном соединении приходится применять накладки).

Достоинства и недостатки сварных соединений по сравнению с заклепочными (или литыми деталями).

Достоинства:

- простота конструкции сварного шва и меньшая трудоемкость в изготовлении, обусловленной сравнительной простотой технологического процесса сварки.
- значительное снижение массы конструкции при тех же габаритах. При замене заклепочных соединений сварными экономия в весе получается за счет отказа от применения различных накладок, необходимых в заклепочных соединениях, а также части веса самих заклепок; при замене литых деталей сварными конструкциями вес их уменьшается за счет более высоких механических свойств прокатного металла.
- возможность соединения деталей любых форм;
- герметичность и плотность соединения;
- бесшумность технологического процесса сварки;
- возможность автоматизации сварочного процесса;
- сварное соединение дешевле заклепочного.
- соединение деталей может выполняться встык без накладок.
- возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

- возникновение остаточных напряжений в свариваемых элементах;
- коробление деталей из-за неравномерного нагрева в процессе сварки;
- зависимость качества шва от исполнителя и трудность контроля; применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.
- склонность к образованию трещин в местах перехода от шва к цельному металлу вследствие термических напряжений, возникающих при остывании. Трещины особенно

опасны при динамических нагрузках (вибрационных и ударных), поэтому в таких случаях сварные швы стараются не применять, заменяя их заклепочными соединениями. Термические напряжения могут быть частично или полностью устранены термообработкой сварного соединения (низкотемпературным отжигом). Термическая обработка исключает также последующее коробление сварных конструкций.

Область применения. В настоящее время сварные соединения почти полностью вытеснили заклепочные соединения. Сварка применяется для соединения элементов сосудов, испытывающих давление (резервуары, котлы); для изготовления турбин, доменных печей, мостов, химической аппаратуры; с помощью сварки изготавливают станины, рамы и основания машин, корпуса редукторов, зубчатые колеса (рис.2), шкивы, звездочки, маховики, барабаны и т. д. Сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле.

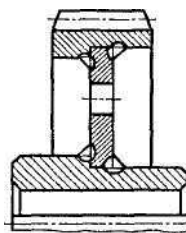


Рис. 2

Классификация и разновидности сварных соединений (швов)

Классификация.

Сварные швы классифицируют по следующим признакам:

- по назначению — прочные (обеспечивают передачу нагрузки с одного элемента на другой); прочно-плотные (обеспечивают передачу нагрузки герметичность соединения — непроницаемость для жидкостей и газов);

- по расположению сварного шва в пространстве (рис. 3) — нижнее (*а*); вертикальное (*в*), горизонтальное (*б*); потолочное (*г*). При всех прочих равных условиях нижний шов самый прочный, потолочный — наименее прочный (значения прочности указанных выше швов относятся как 1:0,85; 0,9:0,8).

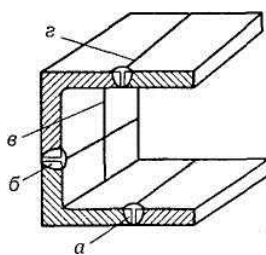


Рис. 3

По взаимному расположению свариваемых элементов различают следующие виды соединений

- стыковые (рис.4);
- нахлесточные, лобовые (рис. 5, *а*); фланговые (рис. 5, *б*);
- с накладками (рис. 6);
- тавровые (рис. 7, *а*, *б*). Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми (рис.7, *а*) или стыковыми (рис. 7, *б*) швами.

- угловые (рис. 7 в, г). Применяются для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Выполняются угловыми швами. Эти соединения передают малые нагрузки и поэтому не рассчитываются на прочность.



Рис.4. Стыковое соединение

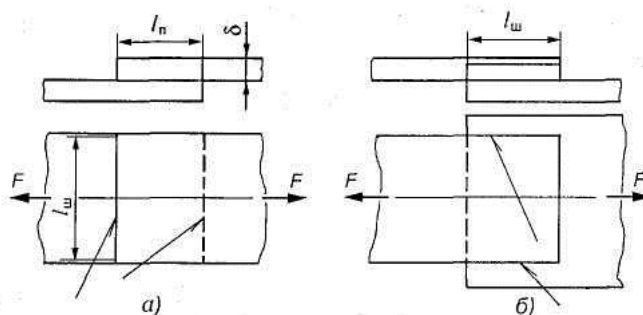


Рис. 5. Нахлесточное соединение: а — соединение лобовыми швами; б — соединение фланговыми швами

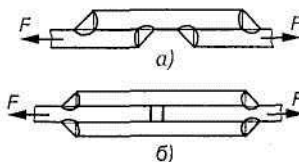


Рис. 6. Соединения с накладками

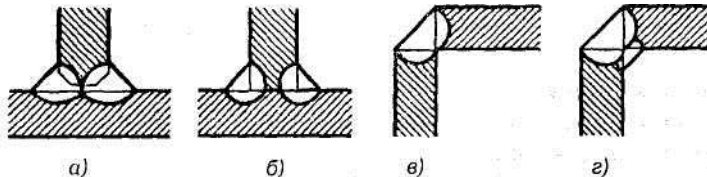


Рис. 7. Соединения тавровые и угловые

Стыковые соединения выполняют так называемыми стыковыми швами, а остальные — угловыми.

Конструкции стыковых швов.

Стыковые швы имеют преимущественное распространение вследствие простоты конструкции. В зависимости от толщины свариваемых деталей и обработки кромок стыковые швы делят на следующие типы:

- шов с отбортовкой кромок (рис. 8, а) — рекомендуется для тонколистовых материалов ($\delta < 2$ мм); одна или две кромки деталей отбортовываются;
- односторонний без скоса кромок (рис. 8, б) — шов сваривается без обработки кромок листов при их толщине $\delta < 8$ мм;
- односторонний со скосом одной кромки (рис. 8, в) — обрабатывается только одна кромка деталей толщиной $\delta < 12$ мм;
- односторонний со скосом двух кромок (рис. 8, г) — применяется при толщине деталей $\delta < 25$ мм;
- двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки (рис. 8, д) — кромки обрабатываются у одной детали с двух сторон, толщиной δ до 40 мм;
- двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок (рис. 8, е) — толщина свариваемых деталей $\delta \gg 60$ мм.

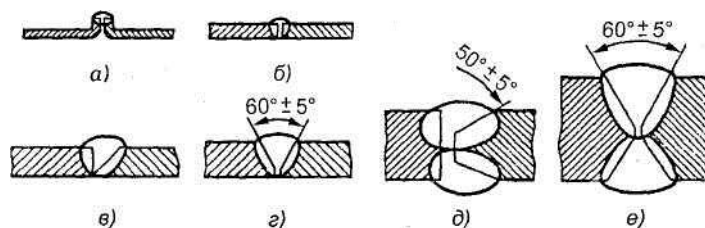


Рис. 8. Соединения стыковые: а — с отбортовкой; б — без скоса кромок; в, г, д, е — швы со скосом кромок

Стыковые швы, показанные на рис.9, а, называют прямыми, на рис.9, б — косыми. Косые стыковые швы применяют для увеличения рабочей длины шва.

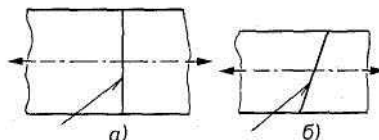


Рис.9. Стыковые швы: а — прямой; б — косой

Конструкция угловых (валиковых) швов.

Угловые швы применяют в нахлесточных соединениях, в соединениях с накладками, в тавровых и угловых соединениях. По своей прочности они уступают стыковым швам.

По профилю поперечного сечения угловые швы могут быть:

- нормальные (рис.10, а); катет шва принимается равным толщине листа ($K=5$);
- вогнутые (рис.10, б) с катетом шва $K=0,85$;
- выпуклые (рис.10, в);
- специальные (рис.10, г); их профиль представляет неравнобедренный прямоугольный треугольник (один из катетов $K=\delta$).

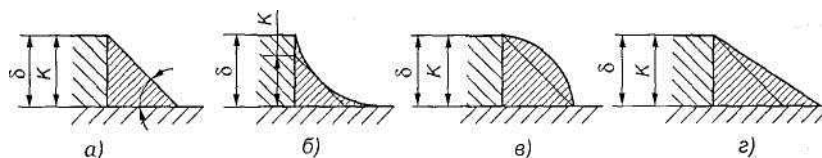


Рис.10. Типы угловых швов: а — нормальный; б — вогнутый; в — выпуклый; г — специальный

Вогнутые швы применяют в особо ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогнутость обеспечивает плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. Вогнутый шов повышает стоимость соединения, так как требует глубокого провара и последующей механической обработки для получения вогнутости, выпуклые - вызывают повышенную концентрацию напряжений. Наиболее приемлем нормальный профиль углового шва. Специальные швы применяют при переменных нагрузках, так как значительно снижает концентрацию напряжений.

По расположению шва относительно действующей нагрузки угловые швы конструктивно разделяют на:

- лобовые, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки F (см. рис.5, а); длина лобовых швов не ограничивается;
- фланговые, расположенные параллельно линии действия нагрузки F (см. рис.5, б); максимальная длина флангового шва принимается $l_{ш} = (50...60)K$;
- комбинированные, состоящие из лобовых и фланговых швов.

Нахлесточные соединения и соединения с накладками сваривают угловыми швами.

По своей прочности нахлесточные соединения уступают стыковым. Их применяют, когда по конструктивным соображениям стыковые швы применить невозможно. Соединения

с накладками применяют, когда сварные швы не обеспечивают необходимой равнопрочности. В конструкциях, подверженных действию вибрационных и знакопеременных нагрузок, нахлесточные соединения и соединения с накладками применять не рекомендуется (создается значительная концентрация напряжений).

Для обеспечения нормальных условий работы нахлесточных соединений размер перекрытия шва (нахлестку) принимают $l_n < 48$ (см. рис. 5, а). Длину накладок принимают конструктивно.

Расчет сварных соединений

Расчет стыковых соединений.

Швы этих соединений работают на растяжение или сжатие в зависимости от направления действующей нагрузки (рис.11, а и б). Основным критерием работоспособности стыковых швов является их прочность. Соединение разрушается в зоне термического влияния и рассчитывается по размерам сечения детали по напряжениям, возникающим в материале детали.

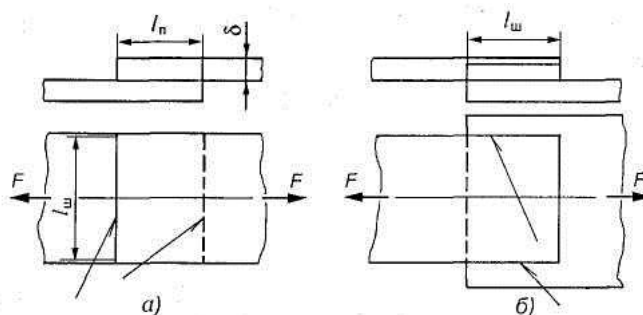


Рис. 11. К расчету стыковых соединений

Проверочный расчет прочности шва на растяжение.

Условие прочности:

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l_{ш}} \leq [\sigma']_p \quad (1)$$

где σ'_p , $[\sigma']_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва (табл.1); F — нагрузка, действующая на шов; δ — толщина детали (толщину шва принимают равной толщине детали); $l_{ш}$ — длина шва.

Проектировочный расчет. Целью этого расчета является определение длины шва.

Исходя из основного условия прочности (1), длину стыкового шва при действии растягивающей силы определяют по формуле

$$l_{ш} = \frac{F}{\delta [\sigma']_p} \quad (2)$$

Таблица 1. Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке

Вид деформации, напряжение	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая электродами	
		Э50А, Э42А	Э50, Э42
Растяжение $[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$0,9[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma']_{сж}$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_p$

Срез $[\tau']_{cp}$	$0,65[\sigma']_p$	$0,65[\sigma']_p$	$0,6[\sigma']_p$
---------------------	-------------------	-------------------	------------------

Расчет угловых швов нахлесточных соединений.

При действии осевой растягивающей (или сжимающей) силы считают, что срез угловых швов происходит по сечению $I-I$ (рис. 12), проходящему через биссектрису прямого угла.

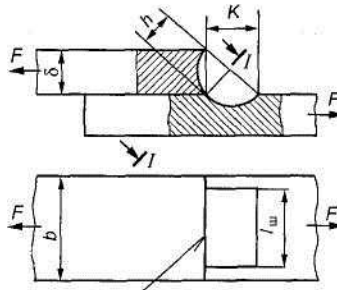


Рис. 12. К расчету соединения внахлестку. Лобовой шов

Опасным напряжением считают касательное напряжение и расчет ведут на срез (напряжениями изгиба пренебрегают). Для нормальных угловых швов длина биссектрисы

$$h = K \cos 45^\circ \approx 0,7K, \quad (3)$$

где h — длина биссектрисы (высота шва в опасном сечении); K — катет шва (принимается не менее 3 мм).

Проверочный расчет. Условие прочности одностороннего лобового шва на срез:

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7Kl_w} \leq [\tau']_{cp}, \quad (4)$$

где τ'_{cp} , $[\tau']_{cp}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва (см. табл.1); l_w — длина шва; F — нагрузка, действующая на шов.

Проектировочный расчет. Длину одностороннего лобового углового шва (см. рис. 12) при осевом нагружении определяют по формуле

$$l_w = \frac{F}{0,7K[\tau']_{cp}}; \quad (5)$$

длина двустороннего лобового углового шва

$$l_w = \frac{F}{1,4K[\tau']_{cp}}. \quad (6)$$

Фланговые угловые швы (см. рис.5, б) рассчитывают по уравнению (6), т. е. аналогично рассмотренному случаю расчета двустороннего лобового шва. Во фланговых швах нагрузка по длине шва распределяется неравномерно (по концам шва увеличивается), поэтому длину фланговых швов стараются ограничить $l_w < (50 \div 60)K$.

Последовательность проектировочного расчета сварных соединений.

1. Выбирают конструкцию шва (стыковой, угловой), вид сварки и марку электродов.
2. Определяют допускаемые напряжения для сварного соединения (см. табл.1).
3. По формулам (2), (5), (6) определяют длину шва.
4. При соединении комбинированными швами определяют длину лобовых и фланговых швов.
5. Вычерчивают сварное соединение и уточняют размеры соединяемых деталей.

Рекомендации по конструированию сварных соединений встык и внахлест

Из-за дефектов сварки на концах шва принимают минимальную длину шва не менее 30 мм.

В соединениях внахлест (рис.5, а) длину перекрытия принимают больше $4s$, где s – минимальная толщина свариваемых деталей. Длина лобовых швов $l_{лш}$ не ограничивается. Длина фланговых швов ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (рис.5, б) $l_{фл} < 60K$

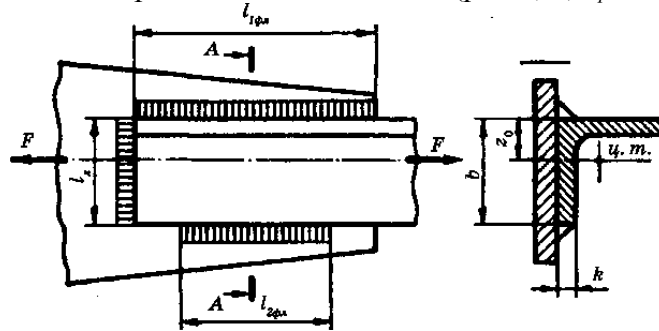


Рис.

Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были нагружены равномерно. При проектировании соединения уголков с косынками (рис.15) длины фланговых швов принимают обратно пропорциональными расстояниям до центра тяжести уголка:

$$\frac{l_{1фл}}{b - z_0} = \frac{l_{2фл}}{z_0}, \quad (7)$$

Суммарная длина фланговых швов

$$l_{фл} = l_{1фл} + l_{2фл}, \quad (8)$$

Следовательно, длина флангового шва у примыкающей полки уголка

$$l_{2фл} = l_{1фл} \frac{z_0}{b}. \quad (9)$$

В конструкциях, подверженных действию вибрационных знакопеременных нагрузок, соединения внахлест не рекомендуются, так как они создают значительную концентрацию напряжений.

Паяные соединения

Паяные соединения — неразъемные соединения, образуемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и присадочным материалом, называемым припоем. Припой-сплав (на основе олова, меди, серебра) или чистый металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями. Температура плавления припоя ниже температуры плавления материалов деталей. По конструкции паяные соединения подобны сварным (рис. 16, а - в). преимущественное применение имеют соединения внахлестку. Стыковое соединение и соединение втавр применяют при малых нагрузках.

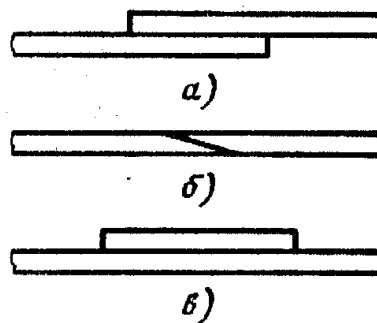


Рис.

В отличие от сварки пайка позволяет соединять не только однородные, но и разнородные материалы: черные и цветные металлы, сплавы, керамику, стекло и др.

При пайке поверхности деталей очищают от окислов и обезжиривают с целью получения хорошей смачиваемости поверхности припоем качественного заполнения им зазоров. Нагрев припоя и деталей в зависимости от их размеров осуществляют паяльником, газовой горелкой, электронагревом, в термических печах и др. Для уменьшения вредного влияния окисления поверхности деталей при пайке применяют флюсы (на основе буры, канифоли, хлористого цинка), а также паяют в вакууме или в среде нейтральных газов (аргон). Расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей и при охлаждении затвердевает, прочно соединяя детали.

Размер зазора в стыке определяет прочность соединения. При малом зазоре лучше проявляется эффект капиллярного течения припоя, процесс растворения материалов деталей в расплавленном припое распространяется на всю толщину паяного шва (прочность образующегося раствора на 30...60% выше прочности припоя).

Размер зазора принимают 0,03...0,2 мм в зависимости припоя (легкоплавкий или тугоплавкий) и материала деталей.

Припой с температурой плавления до 400 °С называют легкоплавкими. Наиболее широкое применение имеют оловянные-свинцовые, оловянно-свинцовые сурьмянистые припои (ПОС90, ПОС61). Эти припои не следует применять для соединений, работающих при температуре свыше 100 °С или подверженных действию ударных нагрузок.

Припои с температурой плавления свыше 400 °С называют тугоплавкими (серебряные или на медной основе). Припой на медной основе (ВПр1, ВПр2) отличаются повышенной хрупкостью, их применяют для соединения деталей, нагруженных статической нагрузкой. Серебряные припои (ПСр40, ПСр45) применяют для ответственных соединений. Они устойчивы против коррозии и пригодны для соединения деталей, воспринимающих ударную и вибрационную нагрузки.

Достоинством паяных соединений является возможность соединения разнородных материалов, стойкость против коррозии, возможность соединения тонкостенных деталей, герметичность, малая концентрация напряжений вследствие высокой пластичности припоя. Пайка позволяет получать соединения деталей в скрытых и труднодоступных местах конструкции.

Недостатком пайки по сравнению со сваркой является сравнительно невысокая прочность, необходимость малых и равномерно распределенных зазоров между соединяемыми деталями, что требует их точной механической обработки и качественной сборки, а также предварительной обработки поверхностей перед пайкой.

Применение паяных соединений в машиностроении расширяется в связи с внедрением пластмасс, керамики и высокопрочных сталей, которые плохо свариваются. Пайкой соединяют листы, стержни, трубы и др. Ее широко применяют в автомобилестроении (радиаторы и др.) и самолетостроении (обшивка с сотовым промежуточным заполнением). Пайка является одним из основных видов соединений в радиоэлектронике и приборостроении.

Расчет на прочность паяных соединений производят на сдвиг методами сопротивления материалов. Надо учитывать, что в нахлесточном соединении площадь расчетного сечения равна площади контакта деталей. Для нахлесточных соединений деталей из низкоуглеродистой стали, полученных оловянно-свинцовыми припоями (ПОС40), допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau]_c = 60 \text{ Н/мм}^2$.

Клеевые соединения

В настоящее время все шире применяют неразъемные соединения металлов и неметаллических материалов, получаемые *склеиванием*. Это соединения деталей неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания и межмолекулярной связи в клеящем слое. Наибольшее применение получили клеевые соединения внахлестку (рис. 17), реже — встык. Клеевые соединения позволили расширить диапазон применения в конструкциях

машин сочетаний различных неоднородных материалов — стали, чугуна, алюминия, меди, латуни, стекла, пластмасс, резины, кожи и т. д.

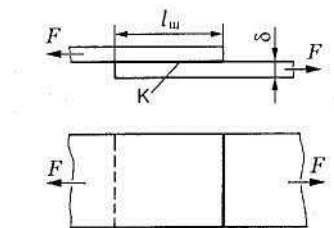


Рис.17. Клеевое соединение внахлестку

Применение универсальных клеев типа БФ, ВК, МПФ и других (в настоящее время употребляют более ста различных марок клеев) позволяет довести прочность клеевых соединений до 80% по отношению к прочности склеиваемых материалов. Наибольшее применение в машиностроении клеевые соединения, работающие на сдвиг. Оптимальная толщина слоя клея 0,05...0,15 мм.

На прочность клеевых соединений влияют характер нагрузки, конструкция соединения, тип и толщина слоя клея (при увеличении толщины прочность падает), технология склеивания, и время (с течением времени прочность некоторых клеев уменьшается).

Достоинства и недостатки клеевых соединений.

Достоинства:

- простота получения неразъемного соединения и низкая стоимость работ по склеиванию;
- возможность получения неразъемного соединения разнородных материалов любых толщин;
- отсутствие коробления получаемых деталей;
- герметичность и коррозионная стойкость соединения;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- значительно меньшая, чем при сварке, концентрация напряжений;
- высокое сопротивление усталости;
- малая масса.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- неудовлетворительная работа на неравномерный отрыв;
- уменьшение прочности соединения с течением времени («старение»);
- низкая теплостойкость большинства марок клеев.

Область применения. Клеевые соединения широко применяют в самолетостроении, при изготовлении режущего инструмента, электро- и радиооборудования, в оптической и деревообрабатывающей промышленности, строительстве, мостостроении. В настоящее время созданы некоторые марки клеев на основе полимеров, удовлетворительно работающих при температуре до 1000°. Клеевыми соединениями создают новые конструкции (сотовые, слоистые), отдельные зубчатые колеса соединяют в общий блок, повышают прочность сопряжения зубчатых венцов со ступицами, ступиц с валами, закрепляют в корпусе неподвижное центральное зубчатое колесо планетарной передачи, наружное кольцо подшипника качения, стопорят резьбовые соединения, крепят пластинки режущего инструмента и др.

Расчет клеевых соединений на прочность. Соединения внахлестку. При действии растягивающей или сжимающей силы F (рис. 17) расчет производят на сдвиг (срез) по формуле

$$\tau_{сд} = \frac{F}{A_{сд}} \leq [\tau]_{сд}, \quad (10)$$

где $\tau_{сд}$ и $[\tau]_{сд}$ — расчетное и допускаемое напряжения на сдвиг; $[\tau]_{сд} = 10 \div 25$ МПа для карбонильного клея, $[\tau]_{сд} = 4,5 \div 7,0$ МПа для клея группы БФ; F — нагрузка, действующая на соединение; $A_{сд}$ — площадь сдвига (среза).

Заклёпочные соединения

Заклепочные соединения состоят из двух или нескольких листов или деталей, соединяемых (склеиваемых) в неразъемную конструкцию с помощью заклепок (рис. 18).

Заклепкой называют круглый стержень, имеющий сформированную закладную головку 1 на одном конце и формируемую в процессе клепки замыкающую головку 2 на другом его конце. При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъемное соединение. Форма и размеры заклепок регламентированы стандартом (рис. 19).

Заклепочным швом называют соединение, осуществляемое группой заклепок (рис. 20).

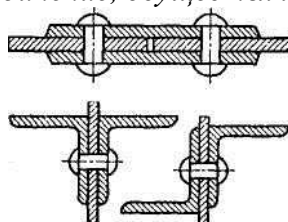


Рис. 18. Заклепочные соединения

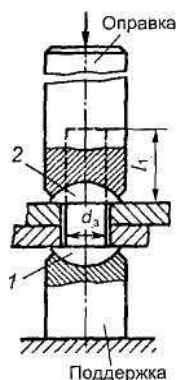


Рис. 19. Формирование заклепочного шва

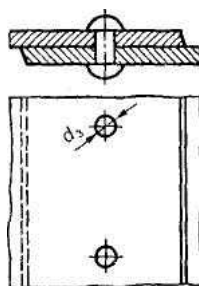


Рис. 20. Однорядное заклепочное соединение

Отверстия под заклепки в деталях продавливают или сверлят. При продавливании образуются мелкие трещины по периферии отверстий. Трещины могут быть причиной разрушения заклепочного шва во время работы. Продавленные отверстия применяют в малоответственных конструкциях. Сверление — процесс малопроизводительный и дорогой. Сверленные отверстия применяют в конструкциях, где требуется высокая надежность. При больших диаметрах отверстий практикуют продавливание с последующим рассверливанием.

Каждая заклепка имеет свою зону действия D , на которую распространяется деформация сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным. Вследствие пластических деформаций в процессе клепки стержни заклепок заполняют отверстия и заклепки стягивают соединяемые детали. В результате относительному сдвигу склепанных деталей оказывают сопротивление как стержни заклепок, так и силы трения, возникающие на поверхности стыка.

Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

Заклепки поставляются как готовые изделия.

Заклепочное соединение получают следующим способом.

В отверстия соединяемых деталей вставляют заклепки (см. рис. 19). Под закладную головку 1 устанавливают инструмент-поддержку. Специальной клепальной машиной или вручную (ударами молотка, кувалды) выступающий конец заклепки ($l_1 \approx 1,5d_3$) осаживают обжимкой в замыкающую головку 2. Для стальных заклепок с $d_3 \leq 12$ мм производят клепку в холодную, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов; с $d_3 \geq 12$ мм с нагревом заклепки до светло-красного каления ($1000—1100$ °С). Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки

Диаметры отверстий под заклепки $d_{отв}$ выбирают по стандарту в зависимости от диаметра заклепки. Для холодной клепки можно рекомендовать

$$d_{отв} = d_3 + 0,05d_3,$$

для горячей клепки

$$d_{отв} = d_3 + 0,1d_3,$$

где d_3 — диаметр устанавливаемой заклепки.

Достоинства и недостатки заклепочных соединений по сравнению с другими видами неразъемных соединений.

Достоинства:

- высокая надежность соединения;
- удобство контроля качества клепки;
- повышенная сопротивляемость ударным и вибрационным нагрузкам;
- возможность соединения деталей из трудносвариваемых металлов, например из алюминия;
- не дают температурных деформаций;
- детали при разборке не разрушаются.

Недостатки:

- высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (станки, прессы, клепальные машины).
- повышенный расход материала для этого соединения (из-за ослабления соединяемых деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение их толщины, применение накладок и т. п.);
- детали ослаблены отверстиями;
- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- невозможность соединения деталей сложной конфигурации.

Область применения.

В настоящее время в связи с бурным развитием сварки заклепочные соединения имеют ограниченное применение (в конструкциях, для которых методы сварки и склеивания еще недостаточно разработаны или мало эффективны, а также в соединениях, работающих при

больших вибрационных или ударных нагрузках при высоких требованиях к надежности соединения). Также в соединениях окончательно обработанных деталей, в которых применение сварки недопустимо из-за их коробления при нагреве. Большой объем клепально-сборочных работ производится при изготовлении летательных аппаратов. Некоторые самолеты имеют более миллиона заклепок. Заклепочные соединения находят применение в подъемно-транспортных машинах, в строительстве железнодорожных мостов, котлостроении и т. п.

Классификация.

Заклепочные швы классифицируют:

- по назначению — прочные швы (мостовые и крановые фермы, самолеты и т. д.), обеспечивающие прочность соединения, прочноплотные (в котлах и резервуарах с высоким давлением), плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением), обеспечивающие прочность и герметичность;
- по взаимному расположению склепываемых деталей - швы встык с одной или двумя накладками (см. рис. 18) и швы внахлестку (см. рис. 19);
- по числу рядов (для швов встык число рядов учитывается по одну сторону стыка) — однорядные (см. рис. 20) и многорядные (рис. 21);
- по расположению заклепок в рядах — параллельные (рис. 22) и шахматные (рис. 23) швы;
- по условиям работы (по числу плоскостей среза) — односрезные швы — с одной плоскостью среза в каждой заклепке (см. рис. 20, 22) и многосрезные — с несколькими плоскостями среза каждой заклепки (двухсрезные — см. рис. 18; 23).

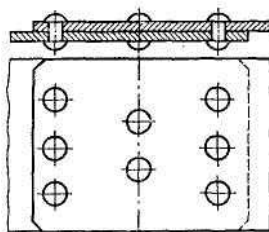


Рис. 21. Многорядное заклепочное соединение

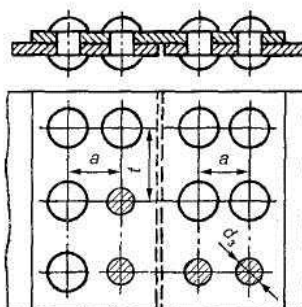


Рис.22. Многорядное заклепочное соединение с параллельным расположением заклепок

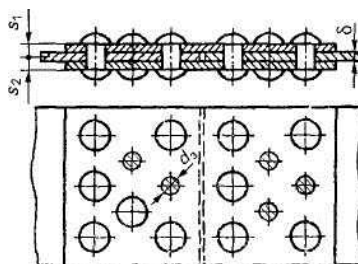


Рис.23. Многорядное заклепочное соединение с шахматным расположением заклепок

Основные типы заклепок.

Выбор формы закладной головки зависит от назначения заклепочного шва. В швах, требующих большой прочности и плотности, применяют заклепки с *полукруглой головкой* ГОСТ 10299-80, 14797-85 (рис. 24, а). Заклепки с *потайной или полупотайной головкой* ГОСТ 10300-80, 14798-85 (рис. 24, б, в) используют в том случае, когда выступающие закладные головки заклепок мешают перемещению каких-либо деталей или в случае больших гидродинамических и аэродинамических сопротивлений (в судостроении и самолетостроении). Заклепки с *бочкообразной головкой* (рис. 24, г) применяют там, где они омываются горячими газами, в топках парового котла и т. п.; в процессе эксплуатации головки обгорают и приобретают полукруглую форму, сохраняя необходимую прочность.

Заклепки с *широкой головкой* (рис. 24, д) применяют для соединения тонколистовых (до 1,5 мм) материалов, *трубчатые заклепки* ГОСТ 12638-80, 12640-80 (рис. 24, е) — в слабонагруженных металлических соединениях, а также в соединениях неметаллических материалов (фибра и др.).

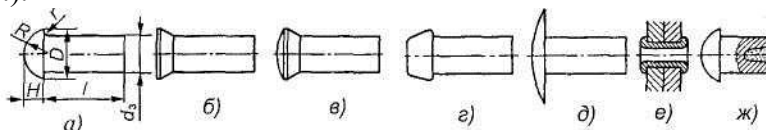


Рис.24. Основные типы заклепок

В случае невозможности образования замыкающей головки обычными способами (в труднодоступных — «узких» местах) применяют *взрывные заклепки* (рис. 24, ж).

Заклепки изготовляют на высадочных автоматах холодным или горячим способом.

Материалы.

В качестве склепываемых материалов могут быть углеродистые и легированные стали, цветные металлы и их сплавы, неметаллические материалы, применяемые в общем машиностроении. Заклепки изготовляют из низкоуглеродистых сталей Ст2, Ст3, Ст2кп, Ст3кп, 10, 15, Юкп, 15кп, легированной стали 12Х18Н9Т, меди М3, латуни ЛТ63, алюминиевых сплавов АД1, Д18, АМг5 и др.

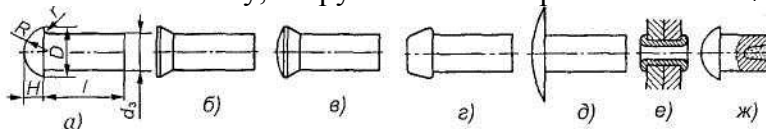
К материалу заклепки предъявляются *требования*:

1. Высокая пластичность для облегчения процесса клепки.
2. Одинаковый коэффициент температурного расширения с материалом деталей во избежание дополнительных температурных напряжений в соединении при колебаниях температуры.
3. Однородность с материалом склепываемых деталей для предотвращения появления гальванических токов, сильно разрушающих соединения.

Для стальных деталей применяют только стальные заклепки, для дюралюминиевых — алюминиевые, для медных — медные.

Расчет прочности заклепочных швов

Методику определения основных соотношений размеров прочных швов рассмотрим на примере однорядного шва внахлестку, нагруженного поперечной силой F_r (рис. 25).



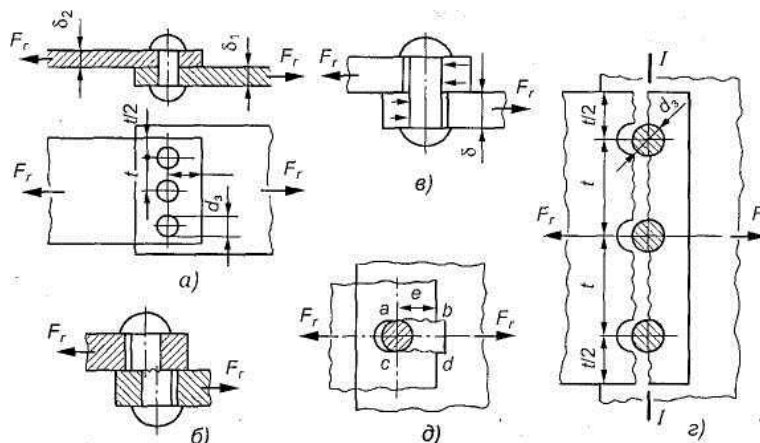


Рис. 25. К расчету соединений заклепками

Введем обозначения: d_3 — диаметр заклепки; δ_1 и δ_2 — толщина склепываемых деталей (листов); t — расстояние между заклепками в ряду (или шаг заклепок); e — расстояние от центра заклепки до края детали (листа); z — число заклепок в ряду.

При расчете на прочность силы трения на стыке деталей не учитывают (принимают, что нагрузка передается только заклепками); считают, что нагрузка между заклепками распределяется равномерно, а диаметр заклепки равен диаметру отверстия ($d_3 = d_{отв}$).

Параметр d_3 определяется из расчета на прочность.

Причинами разрушения заклепочного соединения могут быть следующие: срез заклепок в плоскости соединения деталей (см. рис. 25, б); смятие заклепок и листов (см. рис. 25, в); разрыв листов в сечении, ослабленном отверстиями (см. рис. 25, г); срез кромки листа (в сечении ab и cd) у отверстия под заклепку (см. рис. 25, д).

Расчет заклепочного шва заключается в определении d_3 , t и e . Расчет ведется по эмпирическим соотношениям, полученным из условия равнопрочности заклепок и соединяемых листов, с последующей проверкой листов на прочность и уточнением коэффициента прочности шва.

Расчет параметров заклепки.

Диаметр заклепки определяют из условия прочности на срез ($\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$) по формуле проекторночного расчета

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi i z} [\tau]_{cp,z}} \quad (11)$$

где F_r — поперечная сила, действующая на заклепки, Н; i — число плоскостей среза одной заклепки; для заклепки, показанной на рис. 25 $i = 1$; z — число заклепок (задается конструкцией шва); $[\tau]_{cp,z}$ — допускаемое напряжение на срез для заклепок, МПа (табл. 2).

Таблица 2. Допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов при статической нагрузке

Элемент шва	Вид деформации, напряжение	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
			Ст2	Ст3
Склепываемые детали Заклепки	Растяжение $[\sigma]_p$	-	140	160
	Срез $[\tau]_{cp}$	-	90	100
	Срез $[\tau]_{cp}$	Продавливание	100	100
	Смятие $[\sigma]_{cm}$	Сверление	140	140
		Продавливание	240	280
		Сверление	280	320

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10 – 20%.

Полученный по формуле (11) размер d_3 округляют до ближайшего большего стандартного значения (табл. 2).

Расчет на срез обеспечивает прочность – заклепок, но не гарантирует надежность соединения в целом. Если толщина соединяемых элементов (листов) недостаточна, то давления, возникающие между стенками их отверстий и заклепками, получаются недопустимо большими. В результате стенки отверстий обминаются и соединение становится ненадежным. Давления, возникающие между поверхностями отверстий и соединительных деталей, принято условно называть *напряжениями смятия* и обозначать $\sigma_{см}$.

Заклепочное соединение проверяют на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_r}{\delta d_3 z}; \quad (12)$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}, \quad (13)$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ - расчетное и допускаемое напряжения на смятие для заклепочного соединения, МПа (см. табл. 2): δ — толщина самой тонкой склепываемой детали, мм.

Таблица 14.2. Размеры (мм) заклепок с полукруглой головкой (см. рис. 24, а)

d_3	D	H	R	r, \max	l
6	11	3,6	6	0,4	10-42
7	12,8	4,2	7	0,4	14-50
8	14	4,8	7,5	0,4	16-60
10	16	6	9	0,5	16-85
13	21	8	11	0,5	22-100
16	25	9,5	13	1	26-110
19	30	11	16	1	32-150
22	35	13	18	1	38-180
25	40	15	21	1	52-180
28	45	17	23,5	1,5	55-180

В формуле (13) $\sigma_{см}$ принимают для менее прочного из контактирующих материалов (заклепок или соединяемых листов).

Вывод формулы диаметра заклепки.

Условие прочности на срез одной заклепки для рассматриваемой расчетной схемы (см. рис. 25):

$$\tau_{ср.з} = \frac{F_r}{Aiz} \leq [\tau]_{ср.з}.$$

Здесь A — площадь опасного сечения заклепки, мм². Отсюда

$$\tau_{ср.з} = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 iz} \leq [\tau]_{ср.з},$$

получим (см. 11)

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi iz [\tau]_{ср.з}}}.$$

Расчет параметров заклепочного шва и проверка прочности соединяемых деталей (листов).

1. Геометрические параметры заклепочного шва (см. рис. 25) определяют по эмпирическим формулам.

Шаг заклепочного шва в зависимости от числа рядов

$$t = (3 \div 6)d_3, \quad (14)$$

для однорядного шва внахлестку $t=3d_3$ (для двухрядного ($t=4d_3$)); для однорядного шва с двумя накладками $t=3,5d_3$ (для двухрядного ($t=6d_3$)).

Расстояние от центра заклепки до края детали (листа):

для отверстий, полученных сверлением,

$$e=1,65d_3;$$

для продавленных отверстий

$$e = 2d_3. \quad (15)$$

Толщина накладок (см. рис. 23)

$$\delta \approx 0,5d_3. \quad (16)$$

Толщина склепываемых деталей (листов) (см. рис. 23)

$$s_1 \approx s_2 \approx 0,8\delta. \quad (17)$$

Расстояние между рядами заклепок (см. рис. 22)

$$a \geq 0,6t. \quad (18)$$

2. Прочность соединяемых деталей (листов) проверяют: на растяжение в сечении I-I (см. рис. 25, г) по формуле

$$\sigma_p = \frac{F_r}{\delta(t - d_3)z} \leq [\sigma]_p, \quad (19)$$

где σ_p и $[\sigma]_p$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для соединяемых деталей (листов) (см. табл. 2).

Коэффициент прочности шва

Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой φ .

$$\varphi = \frac{t - d_3}{t}, \quad (20)$$

φ всегда меньше единицы. Чем больше значение φ , тем лучше использован материал склепываемых деталей. Значения коэффициента φ зависят от конструкции шва.

Для однорядного шва внахлестку $\varphi = 0,65$;

Для двухрядного шва внахлестку $\varphi = 0,75$;

Для однорядного шва с двумя накладками $\varphi = 0,71$;

Для двухрядного с двумя накладками $\varphi = 0,84$.

Для повышения значения φ уменьшают d_3 и увеличивают t , т.е. применяют многорядные двухсрезные швы.

Проектировочный расчет прочных заклепочных швов при заданной нагрузке и заданном типе шва

С учетом материала, изложенного в предыдущем пункте, при известных параметрах F_r и φ (φ характеризует тип шва) расчет прочных заклепочных швов выполняют в следующей последовательности.

1. По заданному типу шва выбирают коэффициент прочности шва ($[\varphi] = 0,65 \dots 0,84$, см. выше).

2. Определяют необходимую площадь сечения A скрепляемых деталей (листов) из условия прочности на растяжение с учетом ее ослабления отверстиями под заклепки по формуле

$$A \geq \frac{F_r}{[\varphi][\sigma]_p}, \quad (21)$$

где F_r — нагрузка, действующая на заклепочное соединение; $[\varphi]$ — принимаемый коэффициент прочности шва; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение материала деталей (см. табл.2).

3. По формулам (14)—(18) определяют диаметр заклепки ($d_3 \approx 25$) и параметры шва t , e , a .

4. Число заклепок в шве определяют из условий прочности на срез

$$z = \frac{4F_r}{\pi d_3^2 i [\tau]_{ср.з}}$$

и на смятие

$$z = \frac{F_r}{\delta d_3 [\sigma]_{см}}.$$

Принимают большее из двух полученных значений z . Для исключения возможности поворота соединяемых деталей число заклепок принимают $z \geq 2$.

5. Разрабатывают конструкцию заклепочного шва (при этом уточняют параметры шва t , e , a , s).

6. Спроектированный заклепочный шов проверяют по формуле (19) на разрыв деталей (листов).

7. По формуле (20) определяют действительное значение φ и сравнивают его с предварительно принятым $[\varphi]$. Если $\varphi < [\varphi]$, параметры шва уточняют.

Рекомендации по конструированию заклепочных швов

Заклепки в шве располагают так, чтобы ослабление соединяемых деталей отверстиями было наименьшим.

Во избежание возникновения изгиба соединяемых деталей заклепки по возможности располагают на оси, проходящей через центр тяжести склепываемых деталей или симметрично относительно этой оси (рис.26).

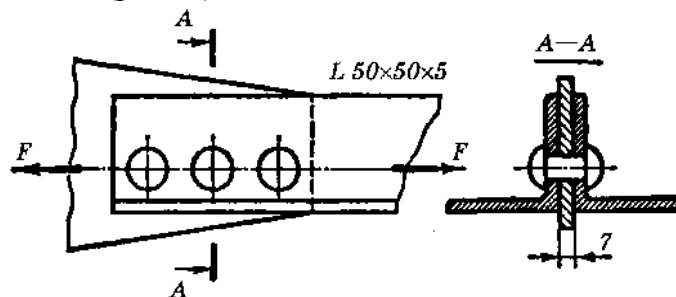


Рис.26

Не рекомендуется в одном шве применять заклепки разных диаметров.

Для предотвращения поворота соединяемых деталей относительно друг друга число заклепок в шве принимают не менее двух, то есть $z > 1$.

Следует симметрично располагать плоскости среза относительно линии действия сил, чтобы избежать отрыва головок.

При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы температурные коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими.

Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение.

Соединение деталей с гарантированным натягом (прессовые соединения)

Соединение деталей может осуществляться за счет посадки одной детали на другую.

В посадках (рис. 27, а) обеспечивается зазор в соединении. В этом случае детали легко перемещаются относительно друг друга.

В посадках с натягом (рис. 27, б) в соединении обеспечивается натяг. Такие посадки (на рис. 28 - показаны поля допусков посадок по ГОСТ 25347—82) могут обеспечивать передачу вращающего момента без применения шпонок, клиньев, болтов и т. п.

Основной задачей расчета соединения с гарантированным натягом является выбор посадки, обеспечивающей передачу заданного вращающего момента.

Соединения деталей с натягом – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров вала и втулки. Для закрепления деталей используют силы упругости предварительно деформированных деталей. Обычно соединение деталей осуществляется по цилиндрическим или (реже) коническим поверхностям, при этом одна деталь охватывает другую, специальные соединительные детали отсутствуют.

В машиностроении применяют *переходные посадки*, при которых возможно получение как зазора, так и натяга.

Соединение деталей с гарантированным натягом относится к соединениям, передающим рабочие нагрузки за счет сил трения между валом и отверстием.

К основным достоинствам цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность передачи больших нагрузок как статических, так и динамических (ударных). Обычно соединения с гарантированным натягом относят к неразъемным соединениям, однако цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей.

К основным недостаткам цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения величины расчетного натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и высокие требования к точности их изготовления, повышенная концентрация напряжений, большое рассеивание сил сцепления в связи с рассеиванием действительных посадочных размеров в пределах допусков и коэффициентов трения.

Характерными примерами соединения с натягом могут служить кривошпы, пальцы кривошпов, детали составных коленчатых валов двигателей автомобилей, венцы зубчатых и червячных колес, ступиц колес с валом и т. п.

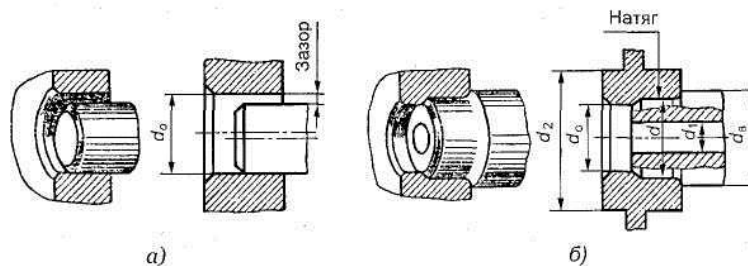


Рис. 27. Соединения с гарантированным натягом: а — посадка с зазором; б — посадка с натягом

Натягом называют положительную разность размера вала d_v и отверстия d_o до сборки: $N = d_v - d_o > 0$.

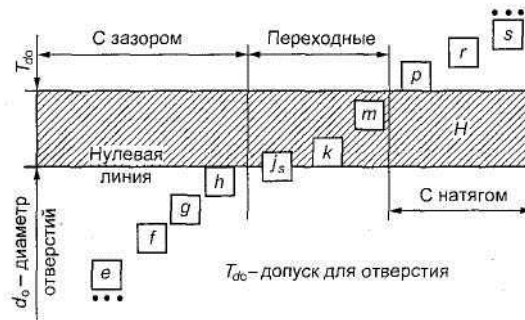


Рис. 28. Схема расположения полей допусков

При расчете посадок с гарантированным натягом давление p на сопрягаемые поверхности должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних нагрузок и обеспечили неподвижность соединяемых деталей после приложения внешних усилий.

Неподвижность соединения при нагружении соединения осевой силой и вращающим моментом обеспечивается за счет сил трения F_f при условии, что

$$F_f \geq f \sqrt{(10^3 \cdot 2T/d)^2 + F_a^2}, \quad (22)$$

где f — коэффициент сцепления; T — вращающий момент, Нм; d — диаметр посадочной поверхности, мм (см. рис. 27, б); F_a — осевая сила, Н.

Так как в быстровращающихся соединениях давление на посадочной поверхности деталей может быть ослаблено центробежными силами, действующими на детали, то для обеспечения надежности этих соединений давление на контактной поверхности увеличивают с учетом действующих центробежных сил.

При расчетах соединений стальных и чугунных деталей коэффициент сцепления принимают: при сборке с запрессовкой $f=0,08$ и при сборке с нагревом, охватывающей детали, $f=0,14$. Если одна из соединяемых деталей стальная или чугунная, а другая — латунная или бронзовая, то рекомендуется принимать $f=0,05$.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N связан с посадочным давлением p следующей зависимостью, вытекающей из формулы Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов:

$$N = pd \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} \right), \quad (23)$$

где

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} - \mu_2$$

Здесь d — посадочный диаметр; d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали; E_1 и E_2 — модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для стали $\mu_1 \approx 0,3$, для чугуна $\mu_1 \approx 0,25$, для бронзы $\mu_1 \approx 0,35$).

При сборке соединения неровности контактных поверхностей деталей срезаются и сглаживаются; для компенсации этого действительный натяг соединения N_d должен быть больше расчетного натяга N , вычисляемого по формуле (23). Зависимость между N_d и N_p определяется формулой

$$N_d = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты неровностей профилей по десяти точкам сопрягаемых поверхностей, принимаемые по ГОСТ 2789-73.

По величине N_d подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг N_{\min} должен быть равен N_d или очень близок к нему.

Соединения с натягом (прессовые соединения) могут быть получены тремя способами:

- запрессовкой, простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий удобного контроля измерения силы запрессовки, но связанный с опасностью повреждения поверхностей и затрудняющий применение покрытий;

- нагревом охватывающей детали до температуры ниже температуры отпуска – способ, обеспечивающий повышения прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, так как при запрессовке неровности на контактных поверхностях деталей частично срезаются и сглаживаются, что приводит к ослаблению прочности соединения. Данный метод особенно эффективный при больших длинах соединяемых деталей;

- охлаждением охватываемой детали – способ, преимущественно применяемый для больших деталей, например втулок, в массивные корпуса деталей, при этом обеспечивается наибольшая прочность сцепления.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

При сборке цилиндрического соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали необходимая разность температур Δt соединяемых деталей определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + S}{\alpha d},$$

где N_{\max} – наибольший натяг выбранной для соединения посадки;

S – зазор, необходимый для сборки соединения, принимаемый обычно равным наименьшему зазору посадки движения;

α – коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали, принимаемый для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, для чугуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$, для оловянных бронз

$\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$, для латуни $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$, для алюминиевых сплавов $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$;

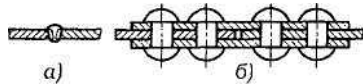
d – номинальный посадочный диаметр.

Нагрев охватывающей детали производится в зависимости от требуемой температуры горячим маслом, в электрической или газовой печи. Охлаждение охватываемой детали производят жидким воздухом или сухим льдом.

Вопросы для самопроверки

- Что понимают под неразъемным соединением?
- Что понимается под сварным соединением и сварным швом?
- Каковы основные виды сварных соединений?
- Чем отличается сварка встык от сварки внахлест?
- Как рассчитываются сварные соединения на прочность?
- Оцените сварное соединение по сравнению с заклепочным?
- Сравните соединение встык и внахлестку, отметьте их достоинства и недостатки?
- В чем преимущества вогнутой формы поперечного сечения углового шва?
- Почему не рекомендуют применять длинные фланговые швы?
- Какие упрощающие допущения принимают при написании формул для расчета прочности угловых швов в различных случаях нагружения?
- Области применения точечной и шовной контактной сварки?
- Какие факторы влияют на прочность сварных соединений?

- Сравните конструктивное оформление сварного и клепаного соединений (см. рис.). Опишите достоинства этого сварного шва.



- Где применяют соединения пайкой и склеиванием? Их преимущества и недостатки по сравнению со сварным?
- На что следует обращать особое внимание при подготовке деталей к склеиванию и пайке?
- Каковы достоинства и недостатки клепаных соединений? Область их применения.
- Как образуется клепаное соединение? Типы клепаных соединений.
- Какие конструкции швов применяют для увеличения коэффициента φ ?
- Как рассчитывают заклепочное соединение?
- Особенности конструкции заклепочных соединений ферм?
- Что такое коэффициент φ прочности клепаного соединения? Какие типы соединений применяют для увеличения коэффициента φ ?
- Почему за расчетный диаметр заклепки принимают диаметр отверстия d_0 .
- Где и когда применяются заклепочные соединения?
- Каковы критерии прочностного расчёта заклёпок?
- Перечислите достоинства и недостатки заклепочных соединений. Кратко обоснуйте перечисленные недостатки.
- Охарактеризуйте область применения заклепочных соединений.
- Какие требования следует предъявлять к материалам заклёпок?
- Каким способом осуществляется посадка с натягом?
- В чем преимущества и недостатки соединений с натягом по сравнению с другими видами соединений?
- Почему соединение температурным деформированием считается более надежным, чем запрессовкой?

РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения

Назначение и краткая характеристика основных типов, достоинства и недостатки, область применения шпоночных соединений

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т. п.), а также для передачи вращающего момента от вала 1 к ступице детали 2 или, наоборот, от ступицы к валу (рис. 46 и 47).

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

Достоинства шпоночных соединений.

- простота конструкции, дешевизна и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостатки шпоночных соединений.

- шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали (из-за этого приходится увеличивать толщину ступицы и диаметр вала). Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом.

- шпоночные соединения нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки);
- шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений);
- трудность обеспечения их взаимозаменяемости (необходимость ручной подгонки шпонок), что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

По конструкции шпонки подразделяют на:

- *призматические* со скругленными торцами *1* (рис. 48, *а*, *в*, и рис. 49) и плоскими торцами *2* (рис. 48, *б*, *г* и рис. 49); с одним плоским, а другим скругленным торцом *3* (рис. 49); эти шпонки не имеют уклона и их закладывают в паз, выполненный на валу (рис. 48, *в*, *г* — шпонки имеют отверстия для их закрепления). Шпонки исполнения *1* рекомендуются для более точных соединений.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала.

Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки, установочные винты и др.

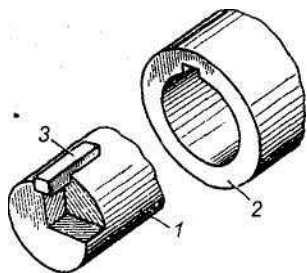


Рис. 46. Соединение шпонкой: 1 — вал; 2 — ступица; 3 — шпонка

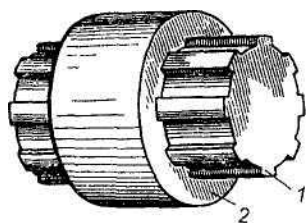


Рис. 47. Зубчатое (шлицевое) соединение: 1 — вал; 2 — ступица колеса

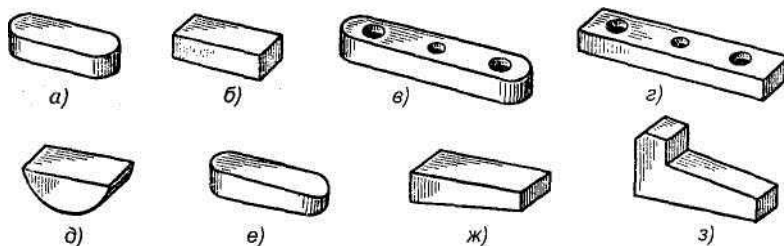


Рис. 48. Конструкции шпонок: *а*, *в* — шпонки со скругленными торцами; *б*, *г* — шпонки с плоскими торцами;

д — сегментная шпонка; *е*, *ж*, *з* — клиновые шпонки

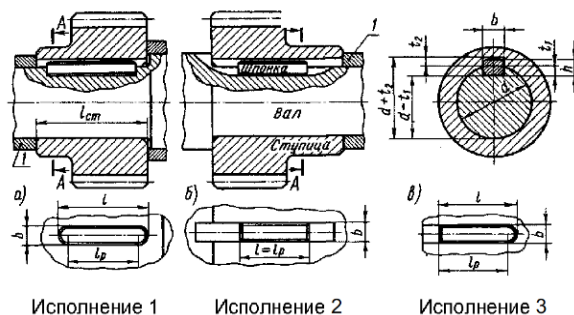


Рис. 49. Соединение призматическими шпонками

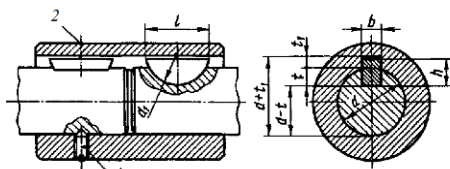


Рис. 50. Соединение сегментной шпонкой: 1 - винт установочный; 2 – кольцо замковое пружинное

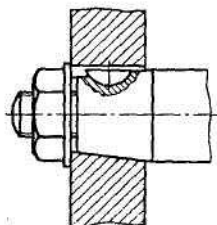


Рис. 51. Соединение сегментной шпонкой

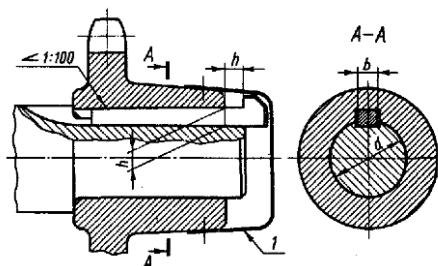


Рис. 52. Соединение клиновой шпонкой

- *сегментные* (рис. 48, д и рис. 50 и 51); представляют собой сегментную пластину, заложённую закругленной стороной в паз соответствующей формы, профрезерованный на валу (рис. 51). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов и часто применяют для конических концов валов. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляются в паз и вынимаются). Широко применяют в серийном и массовом производстве;

- *цилиндрические* используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают развёрткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° . Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

- *клиновые без головки* (рис. 48, е, ж и рис. 52) и с головкой (рис. 48, з); Условия работы этих шпонок одинаковы. Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотор-

мозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. *Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение* (1 на рис. 52). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения, которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор. Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки.

- *тангенциальные шпонки* (рис.53). Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.). Изготавливаются по стандартам (ГОСТ 24069-80 и 24070-80), охватывающим два вида соединений: шпонки тангенциальные, нормальные для валов диаметром 60 – 1000 мм и усиленные для валов диаметром 100 – 1000 мм. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120°. В современном производстве имеют ограниченное применение.

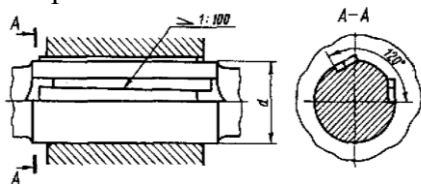


Рис.53. Соединение тангенциальными шпонками

- *специальные шпонки.*

Материал шпонок. Шпонки призматические, сегментные, клиновые стандартизованы. Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с $\sigma_s \geq 600 \text{ Н/мм}^2$ чаще всего из сталей 45, Ст6. Для изготовления специальных шпонок применяют легированные стали.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

- при стальной ступице $[\sigma]_{см} = 130...200 \text{ Н/мм}^2$

- при чугунной $[\sigma]_{см} = 80... 110 \text{ Н/мм}^2$. Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие при переменной и работе с ударами.

При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{см}$ снижают в 1,5 раза.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau]_{ср} = 70... 100 \text{ Н/мм}^2$. Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Все основные виды шпоночных соединений можно разделить на две группы: *ненапряженные* и *напряженные*.

К ненапряженным относят соединения с призматическими (рис. 54, а), сегментными (рис. 54, б) и круглыми (рис. 54, в) шпонками. Шпоночные пазы на всех валах выполняют дисковыми (рис. 55, а) или торцовыми (рис. 55, б) фрезами. В этих случаях при сборке со-

единений в деталях не возникает предварительных напряжений для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом. В ступицах деталей шпоночные пазы можно получить как на фрезерных, так и на долбежных станках. Размеры пазов определяют расчетным путем с учетом требований стандарта.

Для *сегментных* шпонок пазы выполняют, как показано на рис. 51 и 54, б; для *клиновых* — паз на втулке обрабатывают с уклоном, равным углу наклона шпонки (рис. 54, г); для цилиндрических — получают сверлением (рис. 54, в).

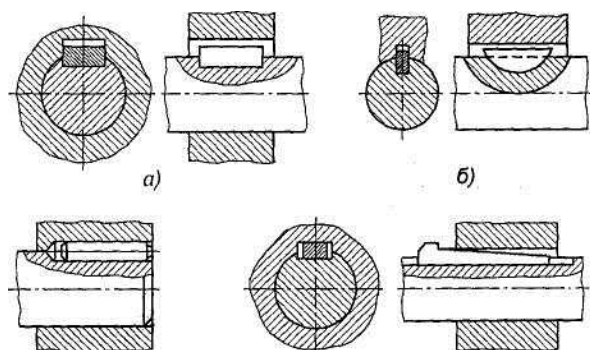


Рис. 54. Виды шпоночных соединений: а, б, в — ненапряженные соединения; г — напряженные соединения

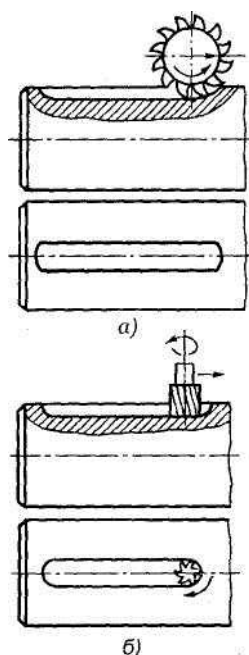


Рис. 55. Изготовление пазов под установку шпонок

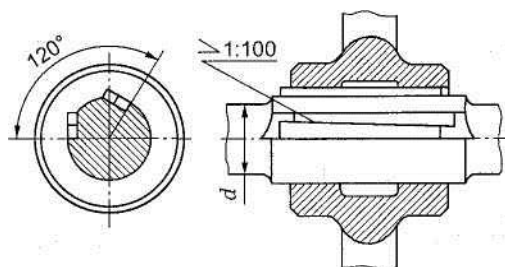


Рис. 56

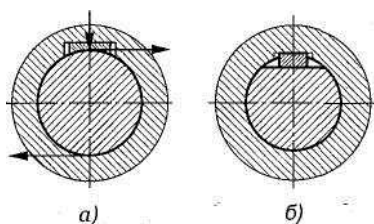


Рис. 57. Соединения клиновыми шпонками

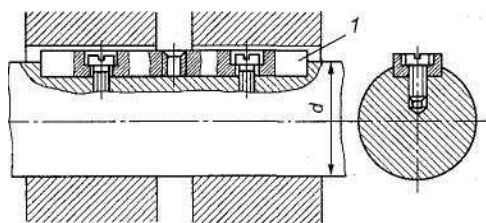


Рис. 58

Соединения, в которых применяют клиновые шпонки, относят к напряженным соединениям. В напряженных соединениях клином, вводимым между валом и ступицей, создаются значительные нормальные силы. Эти силы обеспечивают достаточное трение для передачи вращающего момента.

Для создания фрикционной связи между валом и ступицей используют клиновые шпонки, показанные на рис. 48, *е—з* (паз выполняют только во втулке). С нижней стороны шпонку (рис. 57, *а*) обрабатывают в виде вогнутой цилиндрической поверхности с радиусом, равным радиусу вала. Во втулке выполняют уклон. Вращающий момент передается за счет сил трения.

Клиновые фрикционные шпонки применяют для передачи незначительного вращающего момента, а также в тех случаях, когда необходимы частые перестановки деталей на валу в осевом направлении.

Шпонки на лыске (рис. 48, *б*) устанавливают в пазу втулки с уклоном 1:100. На валу фрезеруют плоскость (вал с лыской). Такая обработка ослабляет вал значительно меньше, чем прямобоочные пазы, однако эта шпонка может передать меньший момент, чем врезная.

Основное применение имеют ненапряженные соединения.

Рекомендации по конструированию шпоночных соединений

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.
2. При наличии нескольких шпоночных пазов на валу их располагают на одной образующей (рис.59).
3. Из удобства изготовления рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра (рис.59).

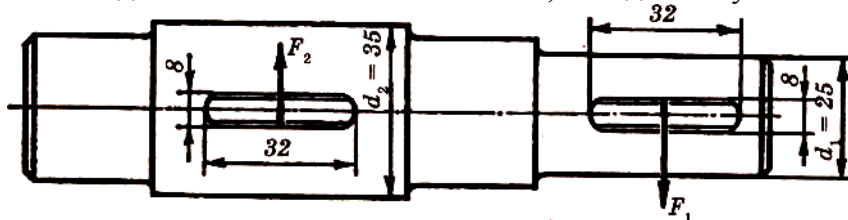


Рис.59

Прочность шпоночных соединений при этом оказывается вполне достаточной, так как силы F_1 и F_2 действующие на шпонки, составляют:

$$F_1 = \frac{2T}{d_1}; \quad F_2 = \frac{2T}{d_2},$$

но $d_2 > d_1$, следовательно, $F_2 < F_1$. Это доказывает, что, чем больше диаметр ступени вала, тем меньше усилие F передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте T .

4. При необходимости двух сегментных шпонок их ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок в одном соединении сильно ослабляет вал, поэтому рекомендуется перейти на шлицевое соединение.

Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Рекомендуемая последовательность проекторочного расчета.

В зависимости от диаметра вала d по табл. 6 выбирают размеры шпонки $b \times h$, а ее длину принимают на 5-10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту (некоторые стандартные значения l приведены в табл. 6). После подбора шпонки соединение проверяют на смятие. Напряжения смятия определяют в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где $F_t = 2T/d$ — сила, передаваемая шпонкой; $A_{см}$ — площадь смятия (рис. 60);
 $A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p$.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

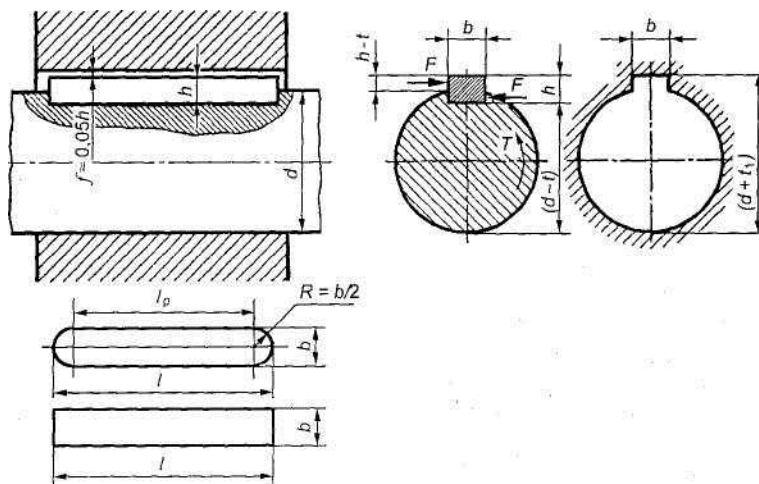
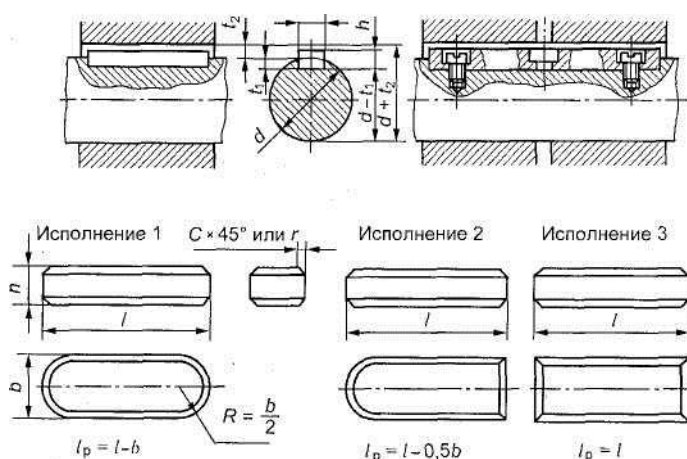


Рис. 60. К расчету на прочность соединения с призматическими шпонками

Таблица 6. Размеры (мм) призматических шпонок



Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов R		Предельные размеры длин l шпонок	
	b	h	вала t_1	втулки t_2	min	max	min	max
свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8			14	70
» 22 » 30	8	7	4	3,3			18	90
» 30 » 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
» 38 » 44	12	8					28	140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	36	160
» 50 » 58	16	10	6	4,3			45	180
» 58 » 65	18	11	7	4,4			50	200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6	56	220
» 75 » 85	22	14	9	5,4			63	250
» 85 » 95	25	14					70	280
» 95 » 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6	80	320

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}, \quad (34)$$

где T — передаваемый момент, Нмм; d — диаметр вала, мм; $(h - t_1)$ — рабочая глубина паза, мм (см. табл. 6); l_p — рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом $l_p = l$, со скругленными торцами $l_p = l - b$; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение (для чугунных ступиц $[\sigma]_{см} = 60 \div 80$ МПа, для стальных $[\sigma]_{см} = 100 \div 150$ МПа).

Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (см. табл. 6). Длину ступицы $l_{ст}$ принимают на 8... 10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под углом 180 или 120°. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно.

Формула проекторочного расчста для определения рабочей длины l_p призматической шпонки (шпонки со скругленными концами):

$$l_p = l - b$$

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{cp}, \quad (35)$$

где τ_{cp} — расчетное напряжение на срез, МПа; b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_s > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{cp} = 60 \div 90$ МПа.

Расчет на прочность соединений с сегментными шпонками

Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (36)$$

Где $l_p = l$ — рабочая длина шпонки; $(h - t_1)$ — рабочая глубина в ступице.

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

Условие прочности на срез

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{cp}, \quad (37)$$

где τ_{cp} — расчетное напряжение на срез, МПа; b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; $[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение на срез; для сталей с $\sigma_s > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают $[\tau]_{cp} = 60 \div 90$ МПа.

Расчет на прочность соединений с врезными клиновыми шпонками

Соединения врезными клиновыми шпонками проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

$$\sigma_{cm} = \frac{12T}{dl(b+6fd)} \leq [\sigma]_{cp}, \quad (38)$$

где l_p — длина рабочей части шпонки; f — коэффициент трения; для стали по чугуну или стали $f = 0,15 - 0,18$.

Соединения цилиндрическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{d_w lb} \leq [\sigma]_{cp}. \quad (39)$$

Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений

Исходные данные:

Передаваемый вращающий момент T .

Диаметр вала d и длина ступицы l_{cm} .

Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости, величины и характера нагрузки.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры сечения шпонки b и h .
3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки l из стандартного ряда длин. Рекомендуется длину призматических шпонок принимать на 5 – 10 мм меньше длины ступицы.
4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями. Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают с шагом в 180° , сегментные – в ряд по длине ступицы.

Шлицевые (зубчатые) соединения

Назначение и краткая характеристика основных типов, достоинства и недостатки, область применения шлицевых соединений

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпонок. Этому способствует оснащение промышленности специальным оборудованием - шлицефрезерными и протяжными станками. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

Шлицевые соединения образуются выступами - зубьями на валу,ходящими во впадины соответствующей формы в ступице. Вал и отверстие в ступице обрабатывают так, чтобы боковые поверхности зубьев или участки цилиндрических поверхностей (по внутреннему или наружному диаметру зубьев) плотно прилегали друг к другу. Соответственно различают шлицевые соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев, по внутреннему или наружному диаметру. Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. По характеру соединения различают: *неподвижные* – для закрепления детали на валу; *подвижные* - допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

В зависимости от профиля зубьев различают три основных типа соединений:

- с *прямобочными* (рис. 61, а) зубьями - число зубьев $Z = 6, 8, 10, 12$;
- с *эвольвентными* (рис. 61, б) зубьями - число зубьев $Z = 12, 16$ и более;
- с *треугольными* (рис. 61, в) зубьями - число зубьев $Z = 24, 36$ и более.

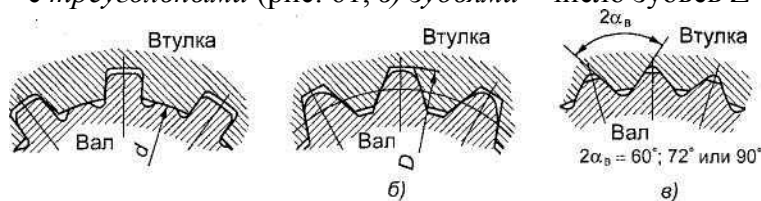


Рис. 61. Типы зубчатых (шлицевых) соединений: а — прямобочные зубья; б — эвольвентные зубья; в — треугольные зубья

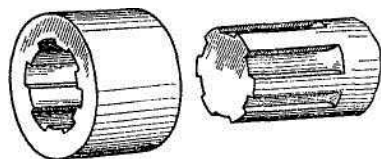


Рис. 62. Прямобочные зубья (шлицы)

Зубья на валу фрезеруют, а в ступице — протягивают на специальных станках (рис. 62). Число зубьев для прямобочных и эвольвентных соединений 4—20; для треугольных — до 70.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют *прямобочные зубчатые соединения*. Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобочных зубчатых соединений — легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся одна от другой высотой и числом зубьев (чаще применяют соединения с шестью—десятью зубьями).

Прямобочные шлицевые соединения различают также по способу центрирования:

- по наружному диаметру D (наиболее точный способ центрирования) (рис. 63, а). Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала — шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах. Соединение (рис. 63, а), во избежание термических короблений, требует чистовой протяжки ступицы после термообработки, поэтому твердость ступицы не может быть выше HRC=30.

- по внутреннему диаметру d (при закаленной ступице) (рис. 63, б). Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах. Соединение (рис. 63, б) требует шлифовки вала по посадочному диаметру на специальных станках, зато ступица может быть твердой, так как посадочный диаметр шлифуется на обычных внутришлифовальных станках.

- по боковым граням (при реверсивной работе соединения и отсутствии жестких требований к точности центрирования) (рис. 63, в). Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования. Соединение (рис. 63, в) допускает твердые шлицы на валу и на ступице, однако для обеспечения сборки, считаясь с возможных короблением шлицов при закалке, зазоры в соединении должны быть увеличенными.

Зазор в контакте поверхностей: центрирующих практически отсутствует, нецентрирующих значительный.

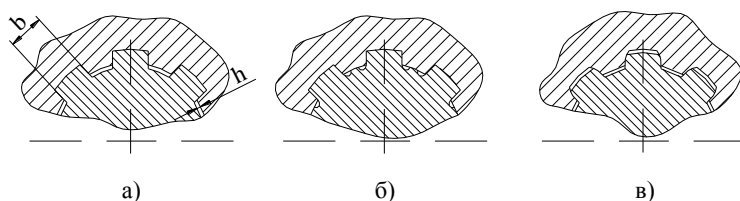


Рис. 63. Центрирование прямобочных зубчатых соединений

Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев z , номинальных размеров $d \times D$ (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, $D 8 \times 36 \text{ H7/g6} \times 40$ означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру H7/g6.

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 7), которые отличаются высотой и числом зубьев z . Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя — для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высо-

кие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с *эвольвентным профилем* зубьев тоже стандартизованы и используются так же, как и прямобоочные, в подвижных и неподвижных соединениях. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Сединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобоочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с *треугольным профилем* зубьев не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные соединения. Имеют большое число мелких зубьев, поэтому мало ослабляют вал. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям, не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

Зубчатые соединения изготавливают из сталей с временным сопротивлением $\sigma_s = 500$ МПа.

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения *обладают рядом преимуществ*:

- 1) при одинаковых габаритах опускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта;
- 2) обеспечивают большую усталостную и прочность вала из-за отсутствия шпоночных канавок;
- 3) обеспечивают лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении. Эти преимущества обусловили его широкое применение в высоконагруженных машинах (станкостроении, авиастроении, автотранспортной промышленности и т.д.);
- 4) усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.
- 5) уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре.
- 6) обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.
- 7) уменьшается длина ступицы.

Недостатки зубчатых соединений: требуют специального оборудования для изготовления отверстий, более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

Рекомендации по конструированию шлицевых соединений

1. Для подвижных соединений рекомендуют рабочую длину ступицы принимать не менее диаметра вала, т.е. $l_p < d$. При коротких ступицах ($l_p < d$) возможно защемление от перекоса при перемещении вдоль вала.

2. В длинных ступицах ($l_p > 1,5d$) необходима расточка отверстия выхода стружки при протягивании (см. рис. 64).

3. Для облегчения входа протяжки и сборки соединения в отверстия предусматривают заводные фаски (см. рис. 64).

4. В соединениях, воспринимающих радиальные нагрузки (зубчатые и червячные колеса, звездочки, шкивы), зубья шлицевого соединения желательно располагать симметрично относительно венцов.

5. Для уменьшения изнашивания следует уменьшать зазоры в соединении, повышать точность изготовления и твердость рабочих поверхностей.

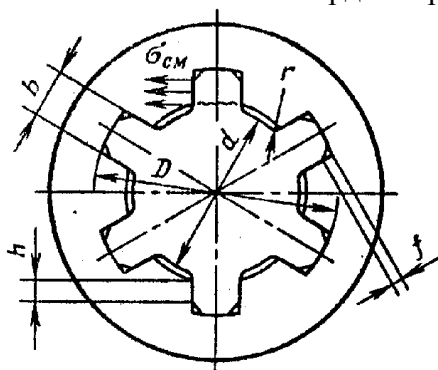


Рис.64

Основными критериями работоспособности шлицов являются:

- сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);
- сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Расчет на прочность прямобочных шлицевых (зубчатых) соединений

Проверочный расчет на прочность прямобочных зубчатых соединений аналогичен расчету призматических шпонок.

В зависимости от диаметра вала d (рис. 65) по табл. 7 выбирают параметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смятие. Проверку зубьев на срез не производят.

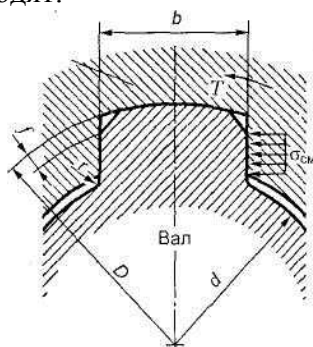


Рис. 65. К расчету прямобочного шлицевого соединения

Таблица 7. Зубчатые прямобочные соединения, размеры, мм

Номинальные размеры $z \times d \times D$	b	l	r , не более	Серия
6 x 26 x 30	6	0,3	0,2	Легкая
8 x 32 x 36	6	0,4	0,2	
8 x 36 x 40	7	0,4	0,3	
8 x 42 x 46	8	0,4	0,3	
8 x 46 x 50	9	0,4	0,3	
8 x 52 x 58	10	0,5	0,5	
6 x 11 x 14	3	0,3	0,2	Средняя
6 x 21 x 25	5	0,3	0,2	
6 x 26 x 32	6	0,4	0,3	
8 x 36 x 42	7	0,4	0,3	

10 x 16 x 20	2,5	0,3	0,2	Тяжелая
10 x 18 x 23	3	0,3	0,2	
10 x 21 x 26	3	0,3	0,2	
10 x 23 x 29	4	0,3	0,2	
10 x 26 x 32	4	0,3	0,2	
10 x 28 x 35	4	0,4	0,3	
10 x 32 x 40	5	0,4	0,3	
10 x 36 x 45	5	0,4	0,3	
10 x 42 x 52	6	0,4	0,3	

Таблица 8. Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$ на рабочих гранях зубьев (шлицев)

Соединение	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{см}$ на рабочих гранях зубьев	
		без термической обработки	с термической обработкой
Неподвижное	Тяжелые	35-40	40-70
	Средние	60-100	100-140
	Легкие	80-120	120-200
Подвижное ненагруженное	Тяжелые	15-20	20-36
	Средние	20-30	30-40
	Легкие	25-40	40-70
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	3-10
	Средние		5-15
	Легкие		10-20

Примечания: тяжелые условия эксплуатации означают, что нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления.

Последовательность проверочного расчета зубчатых соединений

Исходные данные:

Передаваемый крутящий момент T .

Диаметр вала d и длина ступицы $l_{ст}$.

Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.

3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное напряжение $\sigma_{см}$ в соединении и сравнивают с допускаемыми $[\sigma]_{см}$ (табл. 8). Если $\sigma_{см}$ превышает $[\sigma]_{см}$ более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы $l_{ст}$ или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

Штифтовые и профильные соединения

Штифтовые соединения служат для соединения осей и валов с установленными на них деталями при передаче небольших вращающихся моментов. Образуются совместным сверлением соединяемых деталей и установкой в отверстие с натягом специальных цилин-

дрических или конических штифтов (рис. 66). Соединения предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи небольших нагрузок.

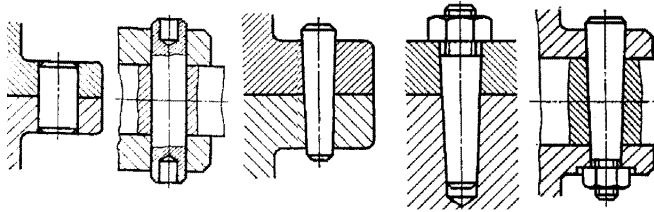


Рис. 66 Штифтовые соединения

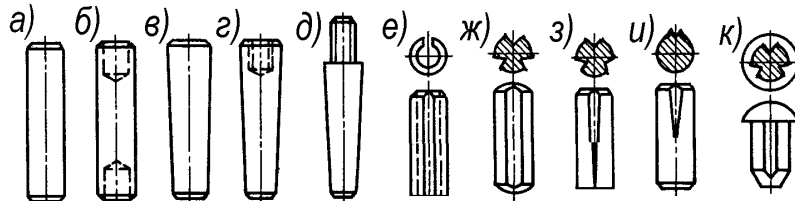


Рис. 67 Конструкции штифтов

Известны цилиндрические (рис. 67, а, б), конические (рис. 67, в, г, д), цилиндрические пружинные разрезные (рис. 67, е), просечённые цилиндрические, конические и др. (рис. 67, ж, з, и, к), простые, забиваемые в отверстия (рис. 67, б, в), выбиваемые из сквозных отверстий с другой стороны (гладкие, с насечками и канавками, пружинные, вальцованные из ленты, снабжённые резьбой для закрепления или извлечения (рис. 67, д) и т.д. Применяются специальные срезаемые штифты, служащие предохранителями.

По назначению их разделяют на силовые и установочные. На рис. 68 показана установка цилиндрического штифта. В качестве силовых используют конические и фасонные штифты.

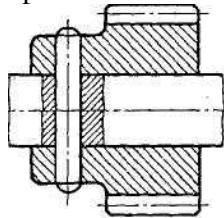


Рис. 68. Соединение цилиндрическим штифтом

При больших нагрузках ставят два или три штифта (под углом 90 или 120°). При передаче знакопеременной нагрузки эти штифты следует устанавливать так, чтобы исключить их выпадение. Материал штифтов — сталь Ст5, Ст6, 40, 35Х и др. Гладкие штифты выполняют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные — из пружинной стали.

При закреплении колёс на валу штифты передают как вращающий момент, так и осевое усилие.

Достоинства штифтовых соединений:

- простота конструкции;
- простота монтажа-демонтажа;
- точное центрирование деталей благодаря посадке с натягом;
- работа в роли предохранителя, особенно при креплении колёс к валу.

Недостатком штифтовых соединений является ослабление соединяемых деталей отверстием.

Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие. Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные

$$\tau_{ср} = \frac{8M_{вр}}{\pi d_{вала}^2 d_{штифта}} \leq [\tau]_{ср},$$

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{вр}}{d_{вала} d_{штифта} (D_{ступицы} - d_{вала})} \leq [\sigma]_{см}.$$

Штифты с канавками рассчитывают также, как гладкие, но допускаемые напряжения материала занижают на 50%.

Профильные соединения относятся к бесшпоночным соединениям. Соединяемые детали скрепляются между собой посредством взаимного контакта по некруглой поверхности. Простейшим профильным соединением является соединение с валом или с осью, как показано на рис. 69, а. Более совершенными являются профильные соединения с овальным контуром поперечного сечения. По сравнению со шпоночными и шлицевыми соединениями профильные обеспечивают лучшее центрирование и более высокую прочность, но сложность изготовления профильного отверстия ограничивает их применение. Расчет на прочность профильных соединений сводится в основном к проверке их рабочих поверхностей на смятие.

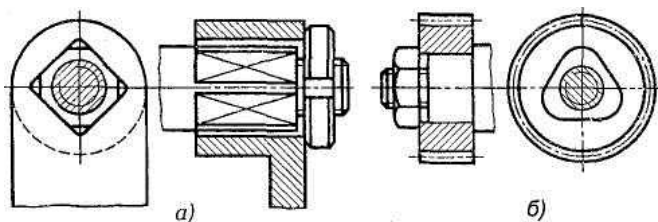
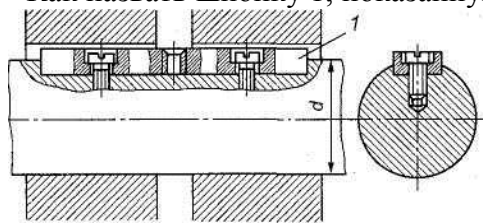


Рис. 69. Профильные соединения

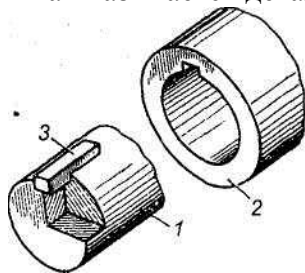
Вопросы для самопроверки

- В чём различие между разъёмными и неразъёмными соединениями?
- В чём состоит принцип конструкции резьбовых соединений?
- Каковы области применения основных типов резьб?
- Каковы достоинства и недостатки резьбовых соединений?
- Для чего необходимо стопорение резьбовых соединений?
- Какие конструкции применяются для стопорения резьбовых соединений?
- Как распределяется нагрузка по виткам при затяжке резьбы?
- В чём различия к требованиям для крепежных и ходовых резьб?
- Каковы основные типы резьб?
- Каковы основные виды резьбовых соединений и их особенности?
- Каковы основные детали резьбовых соединений и их типы?
- Каковы основные способы стопорения резьбовых соединений?
- Как определить осевую силу в резьбовом соединении? Как определить эту силу, если коэффициенты трения неизвестны?
- Каковы основные случаи расчета резьбовых соединений?
- Почему болты, поставленные без зазора, обеспечивают при тех же диаметрах большую несущую способность соединения, чем поставленные с зазором?
- Каково влияние податливости в затянутых болтовых соединениях, нагруженных внешней силой?
- Чем вызвана неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы и как ее уменьшить?
- Как учитывается податливость деталей при расчёте резьбового соединения?
- Какой диаметр резьбы находят из прочностного расчёта?
- Какой диаметр резьбы служит для обозначения резьбы?
- Опишите конструкции, разгружающие болт от восприятия поперечных сил.

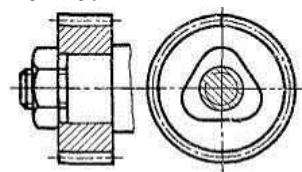
- Если рассчитан диаметр болта d_1 , как определяют остальные (какие?) размеры болта? В каком случае применяют проверочный и проектировочный расчеты?
- Опишите работу пружинной шайбы. Предохраняют ли эти шайбы детали от задиров, увеличивают ли опорную поверхность?
- В какой резьбе, в треугольной или трапецеидальной, меньше потери на трение?
- Можно ли применять дюймовую резьбу при проектировании новых машин? Почему? Запишите обозначение этой резьбы на чертеже, если диаметр нарезаемой части винта равен одному дюйму.
- Перечислите резьбы для крепления деталей и для передачи движения.
- По сравнению с трапецеидальной резьбой упорная передает осевую силу (большую или меньшую). Почему?
- Ваше мнение: какой основной недостаток имеют зубчатые соединения?
- Как назвать шпонку 1, показанную на рисунке, ее назначение?



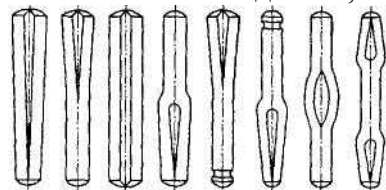
- Какими гранями (боковыми или верхней и нижней) передается вращающий момент врезными призматическими и клиновыми шпонками?
- Дайте определение детали — шпонке.
- Сколько деталей включает шпоночное и сколько — зубчатое соединение?
- Как называется деталь 3 на рисунке?



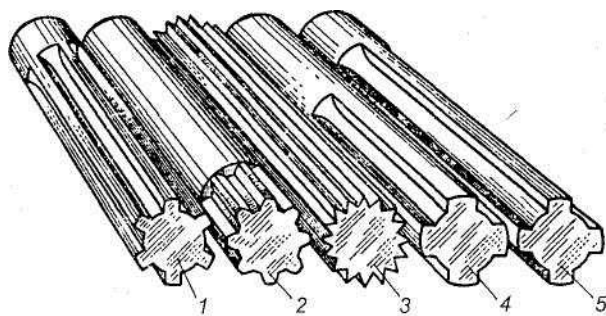
- Как называется соединение, показанное на рисунке? Какой недостаток имеет это соединение?



- Как называются детали, показанные на рисунке?



- Определите по рисунку тип зубьев (шлицев) на валах.



- Какова конструкция и основное назначение штифтовых соединений?
- Каковы виды нагружения и критерии расчёта штифтов?
- Какова конструкция и основное назначение шпоночных соединений?
- Каковы виды нагружения и критерии расчёта шпонок?
- Каковы основные виды шпонок, их достоинства и недостатки?
- Как проводится расчет шпонок на прочность?
- Каковы виды шлицевых соединений и способы их центровки?
- Каковы преимущества и недостатки шпоночных, шлицевых, профильных соединений и шлицевых соединений качения в сравнении друг с другом?
- Как проводится расчет на прочность шлицевых соединений?
- Каковы назначение, виды и методы расчета штифтов?
- Какова конструкция и основное назначение шлицевых соединений?
- Каковы виды нагружения и критерии расчёта шлицов?
- Каково назначение шлицевых соединений? Их разновидности. Какие шлицевые соединения стандартизованы?
- Какими достоинствами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными?
- Какими применяют способы центрирования шлицевых прямоточных и эвольвентных соединений? Чем обусловлен выбор способа центрирования?
- В чем преимущества шлицевого соединения по сравнению со шпоночным?
- Критерии работоспособности шлицевых соединений? Почему они изнашиваются и как это учитывают при расчете?
- Каковы основные критерии работоспособности шлицевых соединений? Как устанавливают размеры шлицевых соединений?
- Каково назначение шпоночных соединений? Из разновидности. Материал шпонок. Недостатки шпоночных соединений.
- Почему шпонки рассчитывают по напряжениям смятия, а не среза?
- В каких случаях применяют призматические шпонки? Как получают для них пазы в ступице и на валу?
- Каковы основные критерии работоспособности соединений призматическими и сегментными шпонками? Как устанавливают размеры призматических и сегментных шпонок?
- Почему для разных ступеней одного и того же вала рекомендуют назначать одинаковые по сечению шпонки исходя из ступени меньшего диаметра и располагать их на одной образующей?
- Как выполняют проверочный расчет призматической шпонки?
- Что представляет собой винтовая линия при развертке прямого кругового цилиндра на плоскость?
- Что такое профиль резьбы, шаг резьбы, угол профиля и угол подъема резьбы?
- Классификация, типы и основные требования к соединениям?
- Основные типы резьб и области их применения?
- Основные виды крепежных деталей и способов стопорения?

Разъемные соединения.

Соединения деталей машин

Взаимодействие деталей между собой называют связями. Эти связи делятся на подвижные (шарниры, зубчатые зацепления, подшипники, ременные и цепные передачи) и неподвижные (заклепочные, сварные и другие). Неподвижные связи в технике называют соединениями. Соединения состоят из соединительных деталей и прилегающих частей соединяемых деталей, форма которых подчинена задаче соединения. В отдельных конструкциях специальные соединительные детали могут отсутствовать.

Соединения по признаку возможности разборки делят на разъемные и неразъемные.

Разъемными называют соединения, которые разъединяются без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые и профильные соединения. Основным расчетом соединений является расчет на прочность. Расчет на прочность является основным критерием для расчета всех соединений. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы прочность соединяемых и соединительных деталей была одинаковой.

Неразъемными называют соединения, разъединение которых невозможно без разрушения соединяемых деталей или соединяющего материала. К ним относят заклепочные, сварные, клеевые, паяные соединения, а также соединения с натягом.

Выбор типа соединения определяет инженер.

Резьбовые соединения

Резьба – поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности. Применяется как средство соединения, уплотнения или обеспечения заданных перемещений деталей машин, механизмов, приборов и т. п.

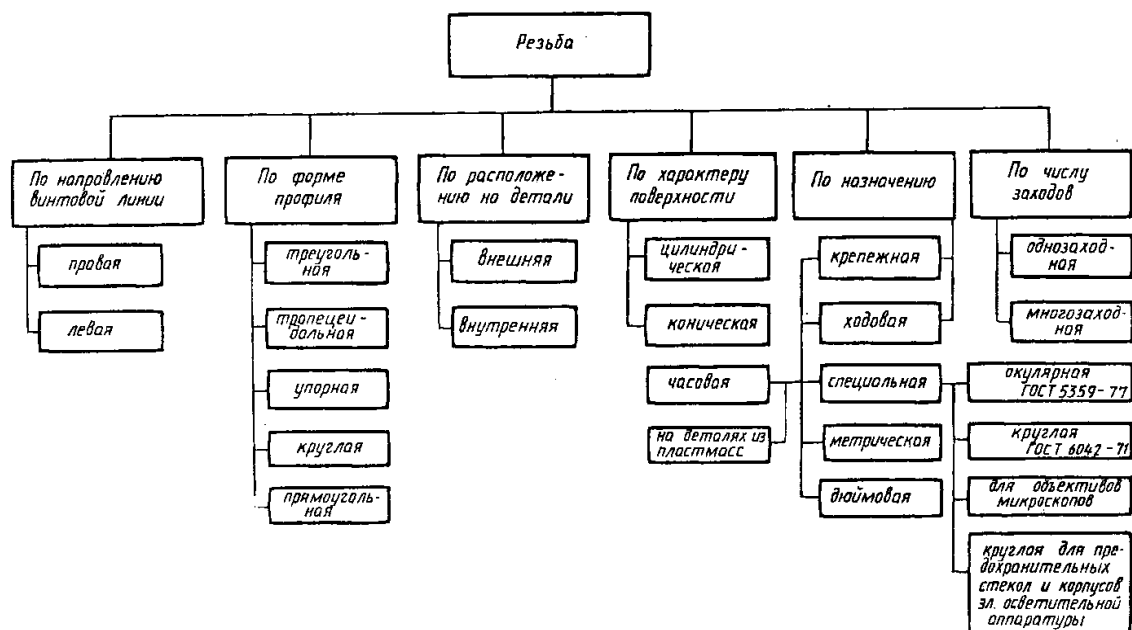


Рис.1

Резьбовые соединения являются наиболее совершенным, а потому массовым видом разъемных соединений. Применяются в огромном количестве во всех машинах, механизмах, агрегатах и узлах.

Классификация резьбовых соединений

Основные типы резьб, их сравнительная характеристика и область применения.

Резьбовые (разъемные) соединения выполняют с помощью резьбовых крепежных деталей — болтов (рис.5), винтов, шпилек, резьбовых муфт, стяжек и т. п.

На рис. 5 деталь 1 — резьба цилиндрическая, наружная; деталь 2 — резьба цилиндрическая внутренняя.

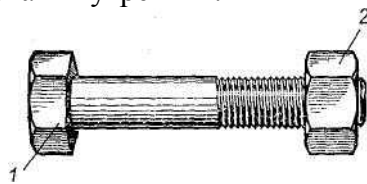


Рис. 5. Болт и гайка

Таблица 1

№ п/п	Тип резьбы	Профиль резьбы (некоторые параметры)	Условное изображение резьбы	Стандарт	Примеры обозначения	Примеры обозначения резьбового соединения
1	Метрическая			Профиль по ГОСТ 9150-81 (СТ СЭВ 180-75) Основные размеры по ГОСТ 24705-81 (СТ СЭВ 182-75) Диаметр и шаг по ГОСТ 8724-81 (СТ СЭВ 181-75)	M 12 - 6g (наружная резьба) M 12 LH - 6H (внутренняя резьба) LH - обозначение левой резьбы	M 12 - 6H/6g
2	Метрическая коническая			ГОСТ 25229-82 (СТ СЭВ 304-76) Устанавливает профиль, диаметры, шаги, основные размеры и допуски	МК 20 x 1,5 МК 20 x 1,5 LH	1. Коническое резьбовое соединение МК 20 x 1,2 2. Внутренняя цилиндрическая с наружной конической M / МК 20x1,5 ГОСТ 25229-82
3	Трубная цилиндрическая			ГОСТ 6357-81 (СТ СЭВ 1157-78)	G 1 1/2 - A G 1 1/2 - B A и B - классы точности G 1 1/2 LH - B - 40 длина свинчивания	G 1 - A (разный класс точности) G 1 - A (один класс точности) внутренняя трубная цилиндрическая резьба с наружной трубной конической по ГОСТ 6211-81 G / R 1 1/2 - A
4	Трубная коническая			ГОСТ 6211-81 (СТ СЭВ 1159-78)	1. Наружная коническая резьба R 1 1/2 2. Внутренняя коническая резьба Rc 1 1/2	1. Трубная коническая резьба Rc / R 1 1/2
5	Коническая коническая			ГОСТ 6111-5	K 1/2 " ГОСТ 6111-52	

6	Тrapeцеидальная			ГОСТ 24737-81 (СТ СЭВ 838-78) Однозаходная резьба Профиль по ГОСТ 9481-81	Tz 32 x 3 LH - 7e Tz 32 x LH - 7H Многозаходная Tz 20 x 4 (P4) LH - 8H ход / шаг левая резьба	Tz 32 x 3 LH - 8H / 7g Многозаходная Tz 20 x 4 (P2) - 8H / 8g
7	Упорная			ГОСТ 10177-82 (СТ СЭВ 1781-79)	S 80 x 10 - 7h S 80 x 10 LH - 7h Многозаходная S 80 x 10 (P10) LH - 7h ход / шаг	S 80 x 10 8H / 7g
8	Круглая			ГОСТ 13536-88	Кр. 12 x 2,54 ГОСТ (Предусмотрен только этот размер) По СТ СЭВ 307-76 Rd 16 Rd 40 LH	Кр. 12 x 2,54 ГОСТ Rd 16 Rd 40 LH
9	Прямоуголь- ная					

Геометрические параметры резьбы.

Основными параметрами резьбы являются (рис. 6): форма и размер профиля; d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров); d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине канавки); h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки; p – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_h – ход винта для многозаходных резьб, равный произведению шага на число заходов; α – угол профиля; ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру), который определяется как

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{\pi d_2}.$$

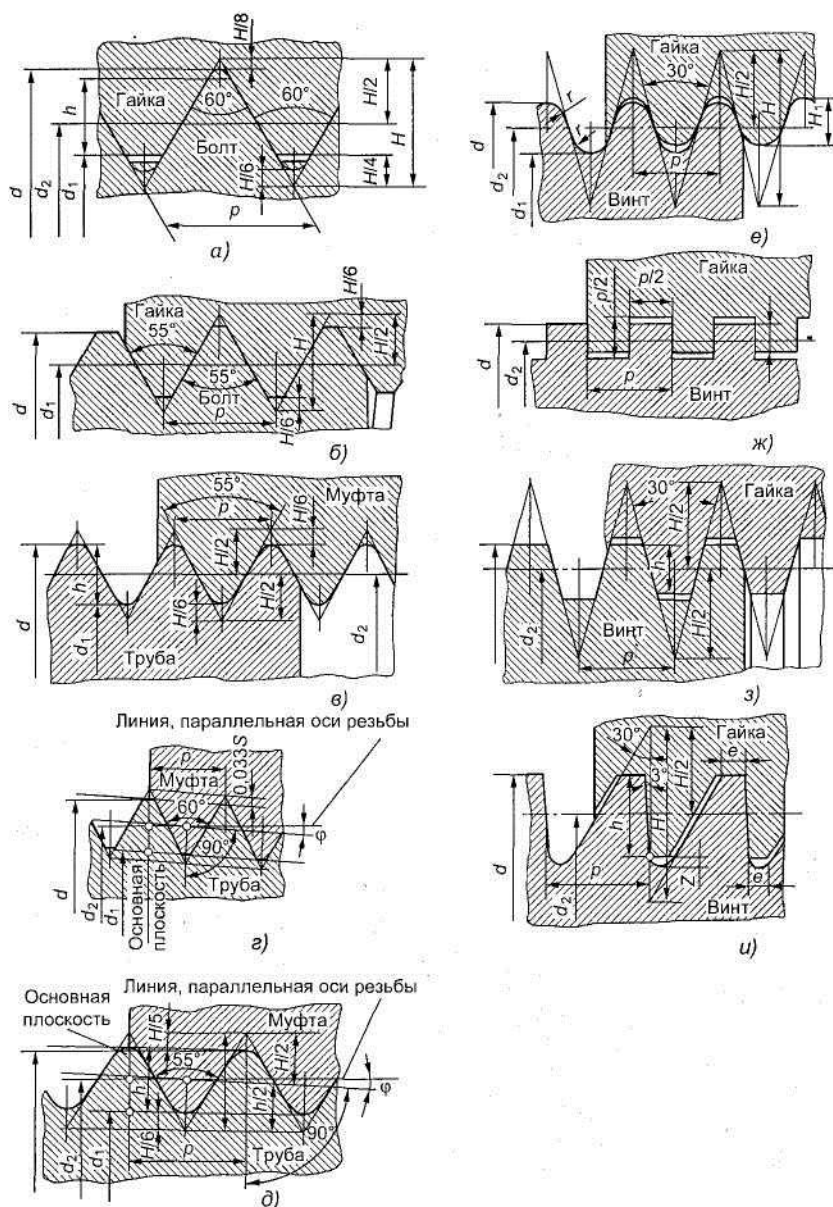


Рис.6. Профили резьб: а — метрическая; б — дюймовая; в — трубная цилиндрическая;

г — метрическая коническая; д — трубная коническая; е — круглая; ж — прямоугольная;

з — трапецидальная; и — упорная

По шагу резьбы разделяются на основные и мелкие. Мелкие резьбы для тех же диаметров имеют меньший шаг того же профиля, что и в основной резьбе. Применение мелких резьб меньше ослабляет сечение деталей и благодаря меньшему углу спирали нарезки лучше предохраняет соединение против самоотвинчивания.

Для диаметров свыше 20 мм уже обычно применяются мелкие резьбы.

Пример обозначения резьбы:

M16x2 - основная; M16x1,5 - мелкая.

Здесь: М - метрическая; 16 - номинальный (наружной) диаметр резьбы в мм; 2 и 1,5 - шаг резьбы в мм.

По назначению резьбы делятся на крепежные, крепежно-уплотняющие и резьбы для передачи движения.

К крепежным резьбам относят метрическую (рис. 6, а), дюймовую (рис. 6, б) и специальную (часовую).

Крепежно-уплотняющие резьбы используют в резьбовых изделиях, предназначенных как для скрепления деталей, так и для создания герметичности. К ним относятся резьбы: трубная цилиндрическая (см. рис. 6, в), трубная коническая (см. рис. 6, д), коническая дюймовая, круглая (см. рис. 6, е).

Резьбы для передачи движения, применяемые в передачах винт-гайка: прямоугольная, трапецидальная, упорная (см. рис. 6, ж—и).

Основные типы профилей резьбы, показанных на рис. 6: а — треугольный; з — трапецидальный; и — упорный; е — круглый; ж — прямоугольный.

Метрическая резьба является основной крепежной резьбой.

Метрическая резьба (см. табл.1) является основным типом крепежной резьбы. Профиль резьбы установлен ГОСТ 9150–81 и представляет собой равносторонний треугольник с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Профиль резьбы на стержне отличается от профиля резьбы в отверстии величиной притупления его вершин и впадин. Основными параметрами метрической резьбы являются: номинальный диаметр — $d(D)$ и шаг резьбы — P , устанавливаемые ГОСТ 8724–81 в миллиметрах.

Метрические резьбы бывают с крупным и мелким шагом (табл. 2). По ГОСТ 8724–81 каждому номинальному размеру резьбы с крупным шагом соответствует несколько мелких шагов. Резьбы с мелким шагом применяются в тонкостенных соединениях для увеличения их герметичности, для осуществления регулировки в приборах точной механики и оптики, с целью увеличения сопротивляемости деталей самоотвинчиванию. В случае, если диаметры и шаги резьб не могут удовлетворить функциональным и конструктивным требованиям, введен СТ СЭВ 183–75 «Резьба метрическая для приборостроения». Если одному диаметру соответствует несколько значений шагов, то в первую очередь применяются большие шаги. Диаметры и шаги резьб, указанные в скобках, по возможности не применяются.

В случае применения конической метрической (см. табл.1) резьбы с конусностью 1:16 профиль резьбы, диаметры, шаги и основные размеры установлены ГОСТ 25229–82. При соединении наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической по ГОСТ 9150–81 должно обеспечиваться ввинчивание наружной конической резьбы на глубину не менее 0,8.

Таблица 2. Метрическая резьба (размеры, мм)

d	Резьба с крупным шагом			С мелким шагом		
	p	d_1	d_2	p	d_1	$<h$
6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863		10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	17,026
(18)	2,5	15,294	16,376	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
(22)	2,5	19,294	20,376	1,5	20,376	21,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
(27)	3	23,752	25,051	2	27,835	28,701

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: d — наружный диаметр резьбы (болта);

p — шаг резьбы; d_1 — внутренний диаметр наружной резьбы; d_2 — средний диаметр наружной резьбы.

Дюймовая резьба (см. рис. 6, б) относится к крепежной резьбе.

В настоящее время не существует стандарт, регламентирующий основные размеры дюймовой резьбы. Ранее существовавший ОСТ НКТП 1260 отменен, и применение дюймовой резьбы в новых разработках не допускается. В СНГ ее применяют только для резьбовых деталей старых, а также импортных машин (США и др.). Дюймовая резьба характеризуется тем, что имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 55^\circ$, а диаметр измеряется в дюймах, шаг — числом ниток резьбы на длине в 1".

Эта резьба была стандартизована для наружных диаметров $d = 3/16"$ - 4" и числом ниток на 1" от 28 до 3. При обозначении дюймовой резьбы наружный диаметр указывают в дюймах.

Трубную цилиндрическую (рис.6,в) резьбу используют как крепежно-уплотняющую. В соответствии с ГОСТ 6367–81 трубная цилиндрическая резьба имеет профиль дюймовой резьбы, т.е. равнобедренный треугольник с углом при вершине, равным 55° (см. табл.1). Для лучшего уплотнения резьбу выполняют с закругленным треугольным профилем без зазоров по выступам и впадинам. Условное обозначение резьбы дается по внутреннему диаметру (в дюймах) трубы, на которой она нарезана.

Резьба стандартизована для диаметров от $1/16"$ до 6" при числе шагов z от 28 до 11. Номинальный размер резьбы условно отнесен к внутреннему диаметру трубы (к величине условного прохода). Так, резьба с номинальным диаметром 1 мм имеет диаметр условного прохода 25 мм, а наружный диаметр 33,249 мм.

Трубную резьбу применяют для соединения труб, а также тонкостенных деталей цилиндрической формы. Такого рода профиль (55°) рекомендуют при повышенных требованиях к плотности (непроницаемости) трубных соединений. Применяют трубную резьбу при соединении цилиндрической резьбы муфты с конической резьбой труб, так как в этом случае отпадает необходимость в различных уплотнениях.

Трубную коническую (рис.6,д) резьбу используют как крепежно-уплотняющую.

Параметры и размеры трубной конической резьбы определены ГОСТ 6211–81, в соответствии с которым профиль резьбы соответствует профилю дюймовой резьбы (см. табл.1.2.1). Резьба стандартизована для диаметров от $1/16"$ до 6" (в основной плоскости размеры резьбы соответствуют размерам трубной цилиндрической резьбы).

Нарезаются резьбы на конусе с углом конусности $\varphi/2 = 1^\circ 47' 24''$ (как и для метрической конической резьбы), что соответствует конусности 1:16.

Конические резьбы обеспечивают герметичность соединения резьбовых деталей без специальных уплотнений. Применение конической резьбы позволяет резко уменьшить время (угол относительного поворота винта и гайки) завинчивания и отвинчивания, что часто имеет решающее значение для быстроразборных соединений. Применяется резьба для резьбовых соединений топливных, масляных, водяных и воздушных трубопроводов машин и станков. Для возможности свертывания конических резьб с цилиндрическими, биссектриса угла профиля конусной резьбы по ГОСТ перпендикулярна оси.

Прямоугольная резьба (см. рис.6, ж) относится к резьбам для передачи движений под нагрузкой; имеет прямоугольный или квадратный профиль; диаметр и шаг измеряют в миллиметрах. Прямоугольная резьба не стандартизована и применяется сравнительно редко, так как наряду с преимуществами, заключающимися в более высоком коэффициенте полезного действия, чем у трапецеидальной резьбы, она менее прочна и сложнее в производстве. Ее заменяют трапецеидальной — более удобной в изготовлении. Применяется при изготовлении винтов, домкратов и ходовых винтов.

Трапецеидальную резьбу (см. рис.6, з) широко применяют в передачах винт-гайка. Она имеет симметричный трапецеидальный профиль с углом профиля $\alpha = 30^\circ$. (см. табл.1). Для червяков червячных передач угол профиля $\alpha = 40^\circ$. Основные размеры диаметров и шагов трапецеидальной однозаходной резьбы для диаметров от 10 до 640 мм устанавливают ГОСТ 9481–81. По сравнению с прямоугольной трапецеидальная резьба при одних и тех же габаритах имеет большую прочность, более технологична в изготовлении. Трапецеидальная резьба применяется для преобразования вращательного движения в поступательное при значительных нагрузках и может быть одно- и многозаходной (ГОСТ 24738–81 и 24739–81), а также правой и левой. Трапецеидальная резьба при использовании гайки, разъемной по осевой плоскости (например, у ходовых винтов станков), позволяет выбирать зазоры путем радиального сближения половин гайки при ее изнашивании.

Размеры некоторых трапецеидальных резьб приведены в табл. 3. При обозначении указывают тип, наружный диаметр и шаг резьбы в миллиметрах.

Таблица 3. Трапецеидальная резьба (размеры, мм)

d	P	d_2	d_1	d	P	d_2	d_1
16	2 4	15 14	13,5 11,5	50	3 8 12	48,5 46 44	46,5 41 37
20	2 4	19 18	17,5 15,5	(55)	3 8 12	53,5 51 49	51,5 46 42
26	3 5 8	25 23,5 22	23,5 20 17	60	3 8 12	58,3 56 54	56,5 51 47
32	3 6 10	30,5 29 27	28,5 25 21	(70)	4 10 16	68 65 62	65,5 59 53

Упорную резьбу (см. рис. 6, и) применяют в нажимных винтах с большой односторонней осевой нагрузкой. Упорная резьба, стандартизованная ГОСТ 24737–81, имеет профиль неравнобокой трапеции, одна из сторон которой наклонена к вертикали под углом 3° , т.е. рабочая сторона профиля, а другая – под углом 30° (см. табл.1). Форма профиля и значение диаметров шагов для упорной однозаходной резьбы устанавливает ГОСТ 10177–82. Резьба стандартизована для диаметров от 10 до 600 мм с шагом от 2 до 24 мм и применяется при больших односторонних усилиях, действующих в осевом направлении.

Закругление (см. размер e , рис. 6, и) повышает прочность винта. Условное обозначение упорной резьбы для наружного диаметра 80 мм и шага 16 мм — S 80 x 16, т. е. аналогично обозначению трапецеидальной резьбы.

Круглая резьба. Круглая резьба стандартизована. Профиль круглой резьбы образован дугами, связанными между собой участками прямой линии. Угол между сторонами профиля $\alpha = 30^\circ$ (см. табл.1). Резьба применяется ограниченно: для водопроводной арматуры, в отдельных случаях для крюков подъемных кранов, а также в условиях воздействия агрессивной среды.

Резьбовые соединения имеют ряд существенных достоинств:

- высокая надёжность;
- удобство сборки-разборки;
- простота конструкции;
- дешевизна (вследствие стандартизации);

- технологичность;
- возможность регулировки силы сжатия.

Недостатки резьбовых соединений:

- концентрация напряжений во впадинах резьбы;
- низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации).

Резьбы могут быть изготовлены:

- нарезанием слесарным инструментом — метчиками, плашками (как вручную, так и на станках). Для нарезания наружной резьбы используют различные резцы, плашки, резьбовые гребенки и фрезы, а для внутренней резьбы — метчики. Этот метод применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах;
- нарезанием резцом на токарно-винторезном станке или на специальных болтонарезных станках;
- фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.);
- накаткой на специальных резьбонакатных станках. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали;
- отливкой чугуновых, пластмассовых, стеклянных деталей и деталей из цветных сплавов;
- выдавливанием для тонкостенных деталей (например, из латуни).

Условное изображение резьбы. ГОСТ 2.311–68

Построение винтовой поверхности на чертеже — длительный и сложный процесс, поэтому на чертежах изделий резьба изображается условно, в соответствии с ГОСТ 2.311–68. Винтовую линию заменяют двумя линиями — сплошной основной и сплошной тонкой.

Резьбы подразделяются по расположению на поверхности детали на наружную и внутреннюю.

Условное изображение резьбы на стержне.

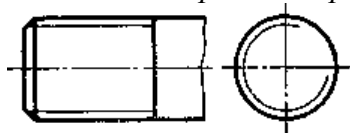


Рис.7

Наружная резьба на стержне (рис.7) изображается сплошными основными линиями по наружному диаметру и сплошными тонкими — по внутреннему диаметру, а на изображениях, полученных проецированием на плоскость, перпендикулярную оси стержня, тонкую линию проводят на 3/4 окружности, причем эта линия может быть разомкнута в любом месте (не допускается начинать сплошную тонкую линию и заканчивать ее на осевой линии). Расстояние между тонкой линией и сплошной основной не должно быть меньше 0,8 мм и больше шага резьбы, а фаска на этом виде не изображается. Границу резьбы наносят в конце полного профиля резьбы (до начала сбега) сплошной основной линией, если она видна. Сбег резьбы при необходимости изображают сплошной тонкой линией.

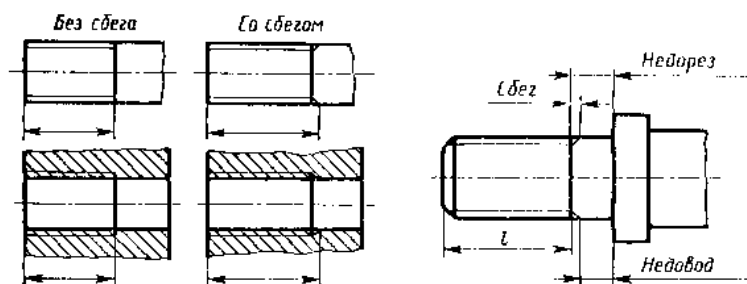


Рис.8

Из технологических соображений на части детали (стержня) может быть осуществлен недодвод резьбы. Суммарно недодвод резьбы и сбеги представляют собой недодрез резьбы (ГОСТ 10548–80). Размер длины резьбы указывается, как правило, без сбега.

Условное изображение резьбы в отверстии

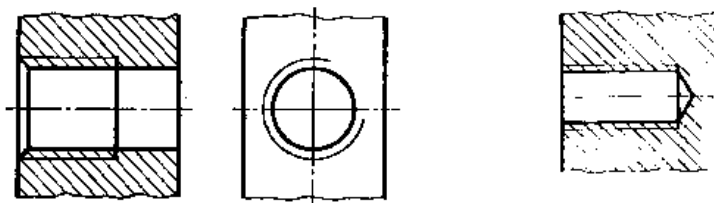


Рис.9

Внутренняя резьба – изображается сплошной основной линией по внутреннему диаметру и сплошной тонкой – по наружному. Если при изображении глухого отверстия, конец резьбы располагается близко к его дну, то допускается изображать резьбу до конца отверстия. Резьбу с нестандартным профилем следует изображать.

Условное изображение резьбы в сборе.

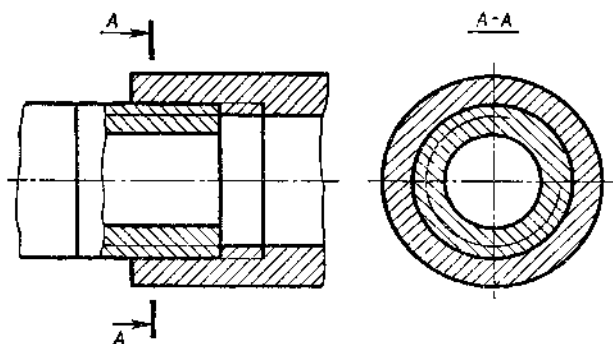


Рис.10

На разрезах резьбового соединения в изображении на плоскости, параллельной его оси в отверстии, показывают только ту часть резьбы, которая не закрыта резьбой стержня.

Штриховку в разрезах и сечениях проводят до сплошной основной линии, т.е. до наружного диаметра наружной резьбы и внутреннего диаметра внутренней.

Таблица 4. Условное изображение резьбы

Тип резьбы	Условное обозначение типа резьбы	Размеры, указываемые на чертеже	Обозначение резьбы на чертежах			
			на изображениях в плоскости, параллельной оси резьбы		на изображениях в плоскости, перпендикулярной оси резьбы	
			на стержне	В отверстии	на стержне	В отверстии
Метрическая с крупным шагом ГОСТ 9150-81	<i>M</i>	Наружный диаметр (мм)				
Метрическая с мелким шагом ГОСТ 9150-81	<i>M</i>	Наружный диаметр и шаг резьбы (мм)				
Тrapeзидальная однозаходная ГОСТ 9484-81 (СТ СЭВ 146-78)	<i>Tr</i>	Наружный диаметр и шаг резьбы (мм)				
Трубная цилиндрическая ГОСТ 6357-81 (СТ СЭВ 1157-78)	<i>G</i>	Условное обозначение в дюймах				
Коническая дюймовая ГОСТ 6111-52	<i>K</i>	Условное обозначение в дюймах				
Трубная коническая ГОСТ 6211-81 (СТ СЭВ 1159-78): наружная и внутренняя	<i>R</i> <i>R_c</i>	Условное обозначение в дюймах				

Для обозначения резьб пользуются стандартами на отдельные типы резьб. Для всех резьб, кроме конических и трубной цилиндрической, обозначения относятся к наружному диаметру и проставляются над размерной линией, на ее продолжении или на полке линии-выноски. Обозначения конических резьб и трубной цилиндрической наносят только на полке линии-выноски.

Резьбу на чертеже условно обозначают в соответствии со стандартами на изображение, диаметры, шаги и т. д.

Метрическая резьба обозначается в соответствии с ГОСТ 9150–81.

Метрическая резьба подразделяется на резьбу с крупным шагом, обозначаемой буквой *М* с указанием номинального диаметра цилиндрической поверхности, на которой резьба выполнена, например *М12*, и резьбу с мелким шагом, обозначаемой указанием номинального диаметра, шага резьбы и поля допуска, например *М24×2–6g* или *М12×1–6Н*.

При обозначении левой резьбы после условного обозначения ставят *ЛН*.

Многозаходные резьбы обозначаются, например трех-заходная, *М24×3(Р1)ЛН*, где *М* – тип резьбы, 24 – номинальный диаметр, 3 – ход резьбы, *Р1* – шаг резьбы. Приведенные обозначения левой и многозаходной резьб могут быть отнесены ко всем метрическим резьбам.

Метрическая коническая резьба обозначается в соответствии с ГОСТ 25229–82. В обозначение резьбы включаются буквы *МК*. Применяются соединения внутренней цилиндрической резьбы с резьбой наружной конической. Размеры элементов профиля конической и цилиндрической резьб принимаются по ГОСТ 9150–81. Соединение такого типа должно обеспечивать ввинчивание конической резьбы на глубину не менее $0,8l$ (где l – длина резьбы без сбего). Обозначение внутренней цилиндрической резьбы состоит из номинального диаметра, шага и номера стандарта (например: *М20×1,5 ГОСТ 25229–82*).

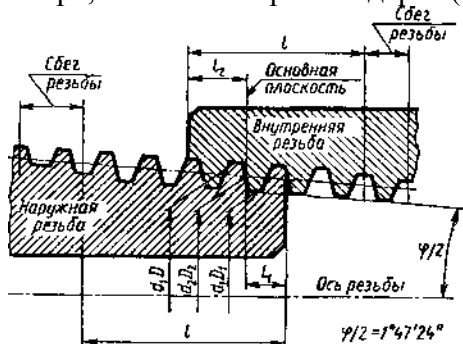


Рис.11

Соединение внутренней цилиндрической резьбы с наружной конической (рис.11) обозначается дробью *М/МК*, номинальным диаметром, шагом и номером стандарта: *М/МК 20×1,5ЛН ГОСТ 25229–82*. При отсутствии особых требований к плотности соединений такого рода или при применении уплотнений для достижения герметичности таких соединений номер стандарта в обозначении соединений опускается, например: *М/МК 20×1,5 ЛН*.

Поле допуска среднего диаметра внутренней цилиндрической резьбы должно соответствовать *6Н* по ГОСТ 16093–81, а предельное отклонение внутреннего диаметра и среза впадин внутренней цилиндрической резьбы принимается в пределах: верхнее предельное отклонение $(+0,12) \dots (+0,15)$, а нижнее предельное отклонение равняется 0.

Трубная цилиндрическая резьба. Условное обозначение резьбы состоит из буквы *Г*, обозначения размера резьбы, класса точности среднего диаметра (*А* или *В*). Для левой резьбы применяется условное обозначение *ЛН*. Например, *Г1^{1/2}ЛН–В–40* длина свинчивания, указываемая при необходимости.

Соединение внутренней трубной цилиндрической резьбы класса точности *А* с наружной трубной конической резьбой по ГОСТ 6211–81 обозначается следующим образом: например, *Г/Р_р–1^{1/2}–А*.

При обозначении посадок в числителе указывается класс точности внутренней резьбы, а в знаменателе — наружной. Например: *Г 1^{1/2}–А/В*.

Трубная коническая резьба. В обозначение резьбы входят буквы: *Р* – для конической наружной резьбы, *Р_с* – для конической внутренней резьбы, *Р_р* – для цилиндрической внутренней резьбы и обозначение размера резьбы. Для левой резьбы добавляются буквы *ЛН*. Условный размер резьбы, а также ее диаметры, измеренные в основной плоскости, соответствуют параметрам трубной цилиндрической резьбы, имеющей тот же условный раз-

мер. Поэтому детали с трубной конической резьбой достаточно часто применяются в соединениях с деталями с трубной цилиндрической резьбой, что обеспечивает достаточно высокую герметичность соединений. Резьбовые соединения обозначаются в виде дроби, в числителе которой указывается буквенное обозначение внутренней резьбы, а в знаменателе – наружной. Пример обозначения:

$\frac{G}{R} 1\frac{1}{2} - A$ - внутренняя трубная цилиндрическая резьба класса точности A по ГОСТ 6357–81.

Трапецеидальная резьба. Условное обозначение трапецеидальной резьбы состоит из букв Tr , номинального диаметра, хода P_n и шага P . Например: $Tr20 \times 4LH-8H$, где LH – обозначение левой резьбы, $8H$ – основное отклонение резьбы.

При необходимости вслед за основным отклонением резьбы указывается длина свинчивания L (в мм). Например: $Tg40 \times 6-8g-85$; 85 – длина свинчивания.

Резьба упорная. Обозначение резьбы состоит из буквы S , номинального диаметра, шага и основного отклонения $S80 \times 10-8H$.

Для левой резьбы после условного обозначения резьбы указывают буквы LH .

Для многозаходной резьбы вводят дополнительно значение хода совместно с буквой P и значение шага. Так, двухзаходная резьба с шагом 10 мм обозначается $S80 \times 2(P10)$.

Прямоугольная резьба не стандартизована. При изображении прямоугольной резьбы рекомендуется вычерчивать местный разрез, на котором проставляют необходимые размеры.

Специальные резьбы. Если резьба имеет стандартный профиль, но отличается от соответствующей стандартной резьбы диаметром или шагом, то резьба называется специальной. В этом случае к обозначению резьбы добавляется надпись Sp , а в обозначении резьбы указываются размеры наружного диаметра и шага резьбы, например: $Sp.M19 \times 1D$. Резьба с нестандартным профилем изображается так, как это представлено в п.9 табл.1, с нанесением размеров, необходимых для изготовления резьбы.

Технологические элементы резьбы

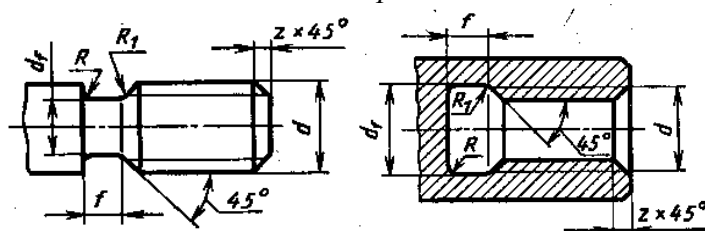


Рис.12

Резьбы метрическая, одноходовая, трапецеидальная, трубная цилиндрическая, трубная коническая, коническая дюймовая с углом профиля 60° имеют технологические элементы, связанные с выходом резьбы, к которым относятся: сбеги, недорезы, проточки и фаски.

Фаски резьбовые. ГОСТ 10549–80

Фаски на стержнях и в отверстиях с резьбой (кроме метрической резьбы) имеют форму усеченного конуса с углом при вершине 90° и высотой Z . Фаски на метрической наружной резьбе имеют угол при вершине конуса 90° и заданный диаметр меньшего основания конуса. Фаски на метрической внутренней резьбе имеют угол при вершине конуса 120° и заданный диаметр большего основания усеченного конуса. Фаски изображают только на проекции, параллельной оси резьбы, или в сечении плоскостью, проходящей через ось резьбы. На проекции на плоскость, перпендикулярную к оси резьбы, фаску не показывают.

Форму и размеры фасок для наружной метрической резьбы, крепежных изделий устанавливает ГОСТ 12414–66 (СТ СЭВ 215–82). Определяющим размером служит наружный

диаметр резьбы d . Форму и размеры фасок для внутренней метрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит наружный диаметр резьбы D .

Форму и размеры фасок для трапецеидальной резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры фасок для трубной конической резьбы и конической дюймовой резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм. Форму и размеры фасок для трубной цилиндрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм.

Проточки резьбовые. ГОСТ 10549–80

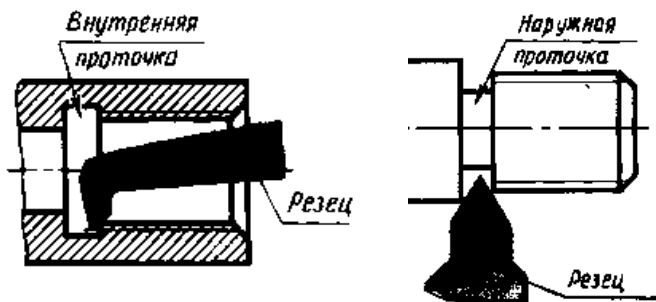


Рис.13

Проточку (рис.13) делают у конца резьбы для выхода инструмента и получения резьбы полного профиля на всей длине стержня или отверстия. На чертежах детали проточку изображают упрощенно и дополняют чертеж выносным элементом в увеличенном масштабе.

Форму и размеры проточек наружной резьбы (при выполнении резьбы нарезанием) устанавливает ГОСТ 10549–80 (СТ СЭВ 214–75). Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры проточек для внутренней метрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры проточек для трапецеидальной резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим размером служит шаг резьбы P .

Форму и размеры проточек для трубной конической резьбы и конической дюймовой резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм.

Форму и размеры проточек для трубной цилиндрической резьбы устанавливает ГОСТ 10549–80. Определяющим параметром служит число шагов резьбы на длине 25,4 мм.

Конструкции резьбовых деталей и применяемые материалы

Основные резьбовые крепежные детали — болты, винты, шпильки, гайки, а также шайбы и устройства, предохраняющие резьбовые соединения от самоотвинчивания, гаечные ключи.

Болтом (см. рис. 14, а) называется резьбовое изделие цилиндрической (или конической) формы, снабженное на одном конце головкой, а на другом резьбой, на которую навинчивается гайка. На рис. 14, б показан винт.

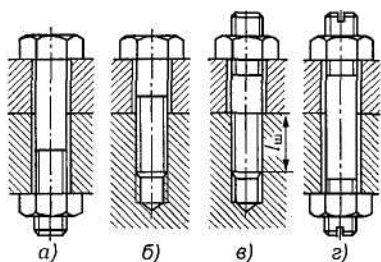


Рис. 14. Типы резьбовых соединений: а — болтовое; б — соединение винтом; в, г — соединение шпилькой

Резьбовое изделие цилиндрической формы, снабженное на одном конце головкой, а на другом резьбой (гайкой служит деталь), называется *винтом*.

Болтами (рис. 14, а) скрепляют детали не очень большой толщины. Отверстия в соединяемых деталях выполняют несколько большего диаметра, чтобы можно было легко вставить болт, не повредив резьбы. С торца головку болта обтачивают на конус (снимают фаску), чтобы срезать вершины углов призмы, которые могут создавать затруднения при захватывании ключом. Болт требует для размещения гайки много места что увеличивает габариты и вес конструкции. Зато, при обрыве он легко заменяется.

Винт может иметь головку разной формы, в частности и шестигранную. Винт ввертывается в корпус и поэтому требует мало места для размещения, что сокращает размеры и вес конструкции. Однако, при сборке, резьба в корпусе (в особенности чугунном или алюминиевом) может быть повреждена. При обрыве трудно извлечь оставшуюся в резьбе часть винта.

Резьбу у болтов накатывают или нарезают на заготовках, полученных горячей высадкой из прутка. Болты также изготавливают из фасонного прутка (шестигранного или другого профиля) на токарно-винторезных станках или автоматах.

Болты и винты находят широкое применение во всех отраслях машиностроения для получения разъемных соединений. Они стандартизованы.

Конструктивные формы болтов и винтов. По форме головки болты и винты бывают с шестигранной головкой (рис. 15, а), квадратной (рис. 15, б), цилиндрической (рис. 15, в), полукруглой (рис. 15, г), потайной (рис. 15, д) с углублением под шестигранный ключ (рис. 15, е) или специальную отвертку (рис. 15, ж). Имеются и другие конструкции головок.

Болты, как правило, имеют головку, захватываемую снаружи инструментом — гаечным ключом, рис. 15, а, б, винты — специальным торцовым ключом (рис. 15, в—ж) и с головками, препятствующими провороту винта.

Головки винтов с наружным захватом. Обеспечивают наибольшую силу затяжки, но при этом требуется больше места для захвата ключом. Широкое распространение получила шестигранная головка (рис. 15, а, б), для которой требуется поворот гаечного ключа на 1/6 оборота до перехвата за следующие грани (при условии, что ключ не переворачивается). Для уменьшенной шестигранной головки нужно меньше места для размещения. Это позволяет снизить массу конструкции. В условиях частого закручивания и откручивания и при наличии свободного пространства для поворота ключа применяют квадратные головки, которые при тех же габаритах имеют более широкие грани.

Головки с торцовым захватом. Можно размещать в углублениях, что улучшает внешний вид, уменьшает габариты и создает удобства обслуживания машины. В зависимости от формы применяемого инструмента такие головки выполняют: с внутренним шестигранныком (см. рис. 15, е), шлицем под обычную отвертку (см. рис. 15, в) или с крестовым шлицем под специальную отвертку (см. рис. 15, ж). Винты с внутренним шестигранныком обслуживаются простым ключом в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного профиля. Широкое применение винтов с внутренним шестигранныком объясняется тем, что прочность граней шестигранного отверстия меньше прочности стержня винта, и его

невозможно оборвать при затяжке, а процесс затяжки легко поддается автоматизации. Головки винтов для завинчивания отверткой (см. рис. 15,е) могут быть цилиндрическими, полукруглыми, потайными или полупотайными. Головки с крестовым шлицем (см. рис.15,ж) более совершенны, так как такой шлиц лучше сопротивляется обмятию.

Головки, препятствующие провороту. Подразделяют на головки специальной формы, закладываемые в гнезда, или головки с двумя параллельными рабочими гранями, закладываемые в пазы, и круглые головки с усиком, вызывающие обмятие детали.

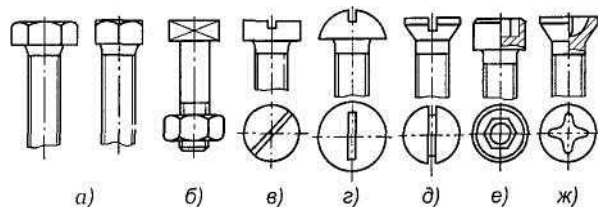


Рис. 15. Виды болтов и винтов

Концы болтов и винтов выполняют плоскими (рис. 16, а), с конической фаской (рис. 16, б) или сферическими (рис. 16, в).

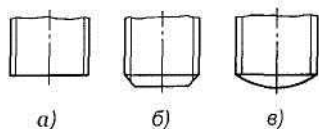


Рис. 16. Конструктивные элементы болтов, винтов и шпилек

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с *нормальным стержнем* (рис. 17,а); с *подголовком* (рис.17,б); с точно обработанным *утолщенным стержнем* для постановки без зазора в отверстие из-под развертки (рис.17, в); со *стержнем уменьшенного диаметра* ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при динамических нагрузках (рис.17, г).

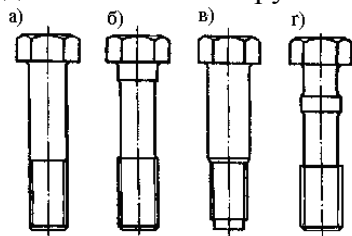


Рис. 17. Формы стержня болтов и винтов

В зависимости от точности изготовления болты и винты выполняют *нормальной и повышенной точности*.

В зависимости от назначения болты и винты бывают *общего назначения, установочные и специальные*.

Винты, показанные на рис. 18, называются установочными. Их применяют для фиксации положения деталей и предотвращения их сдвига, например, при соединении двух валов с помощью втулки и шпонок, осевая фиксация втулки относительно вала осуществляется с помощью установочных винтов. Винты с плоским торцом (рис. 18, а) можно применять при малой толщине деталей; с коническим (рис. 18, б) и ступенчатыми (рис. 18, в, г) — для деталей, имеющих предварительное засверливание. Установочные винты изготавливаются небольшой длины с резьбой по всей длине. Винты с засверленным концом (рис. 18, д) используют совместно с шариком).

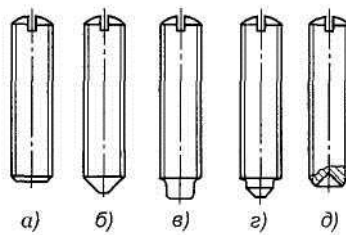


Рис. 18. Установочные винты

К специальным болтам относятся фундаментные (рис.19, а), болты конусные для отверстий из – под развертки (рис. 19, б), грузовые винты (рым-болты, рис. 19, в) и многие другие.

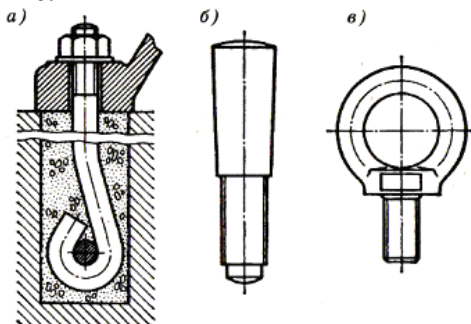


Рис.19. Примеры специальных болтов

Шпильки. На рис. 14, в, г показана шпилька. Шпильки применяют, когда по конструктивным особенностям соединений установить болт или винт нельзя и когда по условию эксплуатации требуется частая разборка и сборка соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину. Применение винтов в этом случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем прочность болтов. Шпильку ввинчивают в деталь при помощи гайки, навинченной поверх другой гайки или при помощи специального шпильковерта.

Шпилька — резьбовое изделие цилиндрической формы, имеющее с обоих концов резьбы, один конец которой (головка) ввинчивается в деталь, для чего имеет с этой стороны тугую нарезку, а на другой навинчивается гайка. Резьбовое изделие, показанное на рис. 14, г, можно назвать болтом-шпилькой.

При разборке свинчивается только гайка и тугая резьба в корпусе не повреждается. Шпильки рекомендуется применять при чугунных или алюминиевых корпусах.

Шпильки делят на два типа по ГОСТ 11765-81: с проточкой (рис. 20, а); без проточки, со сбегом резьбы на посадочном конце (рис. 20, б). Один конец шпильки ввинчивается в тело детали до отказа с затяжкой на сбег резьбы (шпилька ввинчивается, например, с помощью двух гаек, рис. 30, а). Диаметр резьбы на обоих концах шпильки, как правило, одинаков. Глубина ввинчивания $l_{ш}$ зависит от материала детали, определяется по табл. 5.

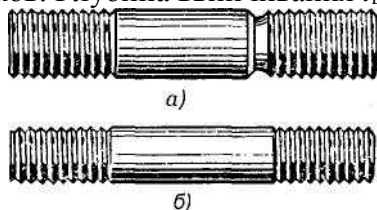


Рис. 20. Конструкции шпилек

Таблица 5. Минимальная относительная длина завинчивания $l_{ш}$ в корпус шпилек (винтов), изготовленных из различных материалов

σ_s стальной шпильки (вин- та), МПа	l_w/d при материале корпуса (σ_s , МПа)				
	Сталь (300- 400)	Дюралю- миний (360- 400)	Бронза (250-200)	Чугун (180- 250)	Силумин (160- 200)
400-500	0,8-0,9	0,8-0,9	1,2-1,3	1,3-1,4	1,4-2,0
900-1000	1,6-2,0	1,6-2,0	1,8-2,2	1,8-2,2	2,0-2,5

Гайки. Болты и шпильки снабжены гайками.

Гайки имеют различную форму. Наиболее распространены шестигранные гайки. На рис. 21 показаны шестигранные гайки, применяемые в машиностроении: *а* — с одной фаской; *б* — с одной фаской и проточкой; *в* — прорезные; *г* — корончатые. У корончатых гаек для установки стопорных шплинтов выполнены прорезы. Имеются и другие конструктивные разновидности шестигранных гаек. В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают нормальные, высокие и низкие. Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках для уменьшения износа резьбы. Прорезные и корончатые гайки также выполняют высокими. В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки, аналогично болтам, бывают нормальной и повышенной точности. Для крепления подшипников качения, рулевого устройства в велосипедах, мотоциклах и других машинах применяют круглые гайки со шлицами (рис. 21, *д*). При частом отвинчивании и завинчивании с небольшой силой затяжки применяют гайки-барашки (рис. 21, *е, ж*).

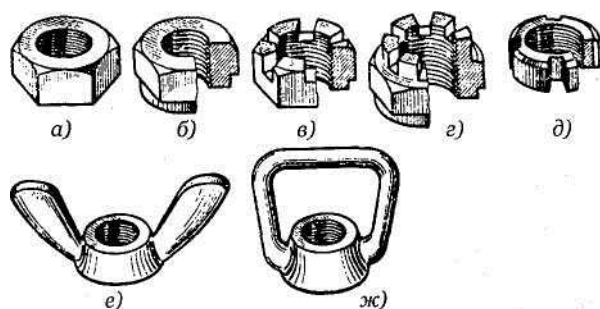


Рис. 21. Конструктивные формы гаек

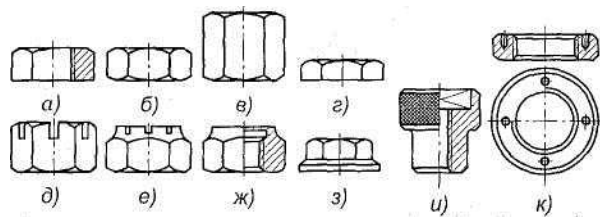


Рис. 22. Гайки

На рис. 22: *в* — шестигранная гайка с двумя фасками для больших осевых нагрузок; *г* — шестигранная гайка с одной фаской для незначительных осевых нагрузок; *ж* — шестигранная гайка с глухим резьбовым отверстием; *з* — шестигранная гайка с буртиком; *и* — круглая гайка с накаткой и углублением под ключ; *к* — круглая гайка с отверстиями на торце под ключ.

Резьбовое соединение нестандартными деталями. Помимо резьбовых соединений, осуществляемых при помощи стандартных крепежных деталей, находят широкое применение резьбовые соединения, в которых резьба выполняется непосредственно на деталях, входящих в соединение.

На рис.23 представлено соединение трубы 1 со штуцером 2, осуществляемое при помощи накидной гайки 3 и втулки 4, прижимающей коническую развальцованную часть трубы к штуцеру.

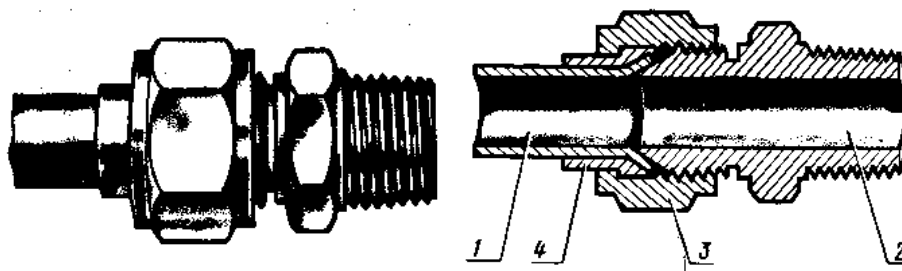


Рис.23

Материалы резьбовых деталей. При выборе материала для резьбовых деталей учитывают величину и характер нагрузки (статическая или переменная), условия работы (температуру, коррозию и т. д.), способ изготовления.

Стандартные крепежные изделия общего назначения изготавливают из углеродистых сталей типа сталь 10 — сталь 35. Эти стали, позволяют изготовить большие партии болтов, винтов, гаек методом холодной высадки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках. Механические свойства крепежных изделий определяются как материалом, так и технологией изготовления. Стандартом предусмотрено изготовление стальных болтов, винтов и шпилек 12 классов прочности от 3,6 до 14,9. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение временного сопротивления (МПа), а произведение первого на второе и на 10 — предел текучести (МПа). Например, классу прочности 5.8 соответствует $\sigma_s = 500$ МПа и $\sigma_T = 400$ МПа. Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов и пластмасс. Выбор материалов, как и всех параметров резьбовых соединений, определяется расчётом на прочность.

Изображение на чертежах разъемных соединений. ГОСТ 2.315-68 предусматривает упрощенные и условные изображения крепежных деталей на сборочных чертежах.

При упрощенных изображениях (рис.24) резьба показывается по всей длине стержня крепежной резьбовой детали. Фаски, скругления, а также зазоры между стержнем детали и отверстием не изображаются. На видах, полученных проецированием на плоскость, перпендикулярную оси резьбы, резьба на стержне изображается одной окружностью, соответствующей наружному диаметру резьбы. На этих же видах не изображаются шайбы, примененные в соединении.

Соединение болтом упрощенное. ГОСТ 2.315-68

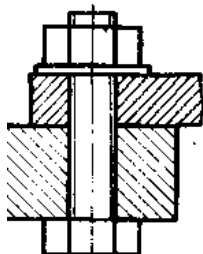


Рис.24

При изображении болтовых соединений размеры болта, гайки и шайбы берутся по соответствующим ГОСТам. На учебных сборочных чертежах, с целью экономии времени, болт, гайку и шайбу рекомендуется вычерчивать не по всем размерам, взятым из ГОСТа, а только по его диаметру и длине стержня. Остальные размеры обычно определяются по условным соотношениям элементов болта и гайки в зависимости от диаметра резьбы.

Соединение шпилькой упрощенное. ГОСТ 2.315–68

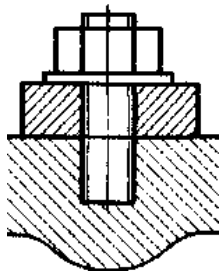


Рис.25

При вычерчивании на сборочных чертежах шпильчатого соединения рекомендуется, как при болтовом соединении, пользоваться условными соотношениями между диаметром резьбы d и размерами элементов гайки и шайбы.

Длину l_1 ввинчиваемого (посадочного) конца шпильки выбирают в зависимости от материала детали.

Соединение винтом упрощенное. ГОСТ 2.315–68

В винтовом соединении (рис.26), как и в шпильчатом, резьбовая часть винта ввинчивается в резьбовое отверстие детали. Граница резьбы винта должна быть несколько выше линии разреза деталей. Верхние детали в отверстиях резьбы не имеют. Между этими отверстиями и винтами должны быть зазоры.

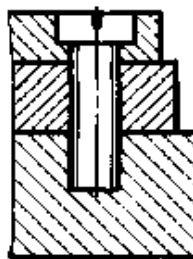


Рис.26

Шайбы. Под гайки, головки болтов и винтов, как правило, устанавливают шайбы.

Назначение шайб — увеличение опорной поверхности и предохранение деталей от задиrow.

Для стопорения (контровки) служат специальные шайбы. Наибольшее распространение в машиностроении получили шайбы круглые (рис. 27, а). Первые изготовляют штамповкой, вторые обрабатывают на токарных станках. Толщина шайбы и наружный диаметр зависят от диаметра резьбового изделия. Шайбу плоскую квадратную или особой формы (рис.27, б) применяют для стопорения гайки; круглую лепестковую (рис. 27, в) — для стопорения круглых гаек со шлицами; круглую пружинную (рис. 27, г) — для стопорения любых гаек. Шайбы пружинные изготавливаются из Ст.65Г с термообработкой, отгибные пластины и проволока для завязывания - из Ст.1.

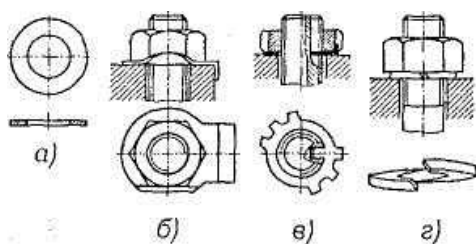


Рис.27. Шайбы

Гаечные замки. Во избежание самоотвинчивания гаек, винтов применяют особые устройства, называемые гаечными замками.

Существует очень много способов стопорения (контровки) или предохранения гаек от самоотвинчивания. Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.

1. Стопорение дополнительным трением (рис.28), за счёт создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки (контргайка, воспринимающая основную осевую нагрузку, и ослабляющая силу трения и затяжки в резьбе основной гайки, необходима взаимная затяжка гаек; самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс; самоконтрящиеся гайки с несколькими радиальными прорезями; гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения, в винте применяют полиамидную пробку; контргайка цангового типа (сверху) при навинчивании обжимается на конической поверхности; арочного типа (снизу) при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу; пружинные шайбы, усиливающие трение в резьбе; пружинные шайбы с несколькими отогнутыми усиками; специальные винты через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси, применяют при спокойных нагрузках.

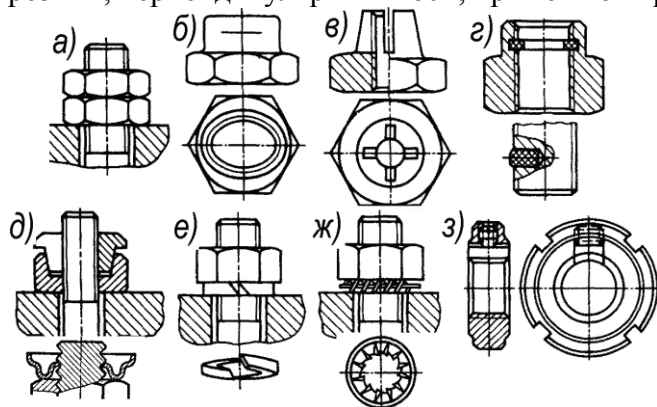


Рис. 28. Стопорение за счёт дополнительной силы трения

2. Стопорение специальными запирающими элементами (рис.29), полностью исключая самопроизвольный проворот гайки (шплинты ГОСТ 397-79 сгибаемые из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь, их выпадению препятствуют петля и разогнутые концы; шайбы с лапками ГОСТ 3693/95-52, одна из которых отгибается по грани гайки, а другая по грани детали, стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено; шайбы с лапками ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу, внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки; обвязка головок болтов проволокой через отверстия в групповых соединениях с натяжением проволоки в сторону затяжки болтов.

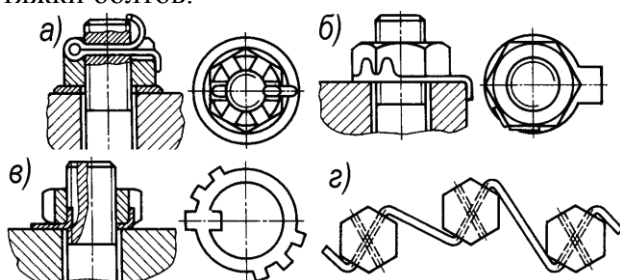


Рис. 29. Стопорение запирающими элементами

3. И, наконец, стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

Выше описаны некоторые конструкции гаечных замков (см. рис. 27, б— з). При установке контргайки 2 (рис. 30, а) создается дополнительное натяжение и трение в резьбе, поэтому самоотвинчивание гайки 1 затрудняется. При установке пружинной шайбы (см. рис. 30, з) самоотвинчивание исключается за счет упругости шайбы. Кроме того, упругость этой шайбы значительно уменьшает вибрации гайки. При установке шплинта (рис. 30, б, в) или при обвязке группы болтов проволокой (рис. 30, г) гайка жестко соединяется со стержнем болта (шпильки). Иногда гайки жестко соединяют с деталью с помощью специальной шайбы (см. рис. 27, б), планки (рис. 30, д) и т. п.

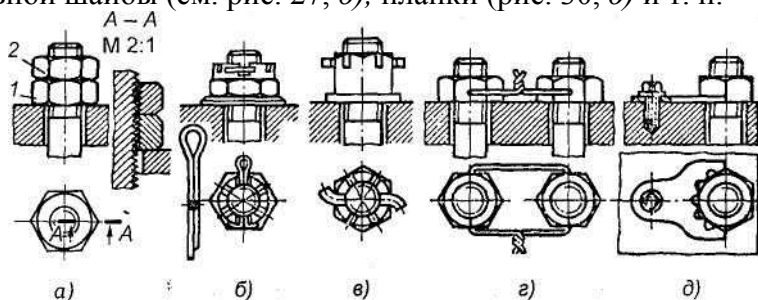


Рис. 30. Конструкции гаечных замков

Инструмент для завинчивания и отвинчивания. Завинчивают и отвинчивают винты и гайки (кроме винтов со шлицем под отвертку) ключами (рис. 31).

Для винтов и гаек с шестигранными и квадратными головками при наличии свободного доступа обычно применяют ключи обыкновенные (рис. 31, а) или двусторонние (рис. 31, б).

Последние изготовляют с двумя растворами. Замокнутый ключ с удвоенным числом граней (рис. 31, в) позволяет завинчивать гайки при повороте ключа на уменьшенный угол.

При отсутствии свободного доступа к головкам и гайкам с боковых сторон применяют торцевые ключи с прямым стержнем и захватом по всем граням.

Для винтов с внутренним шестигранником применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом 90° (рис. 31, г).

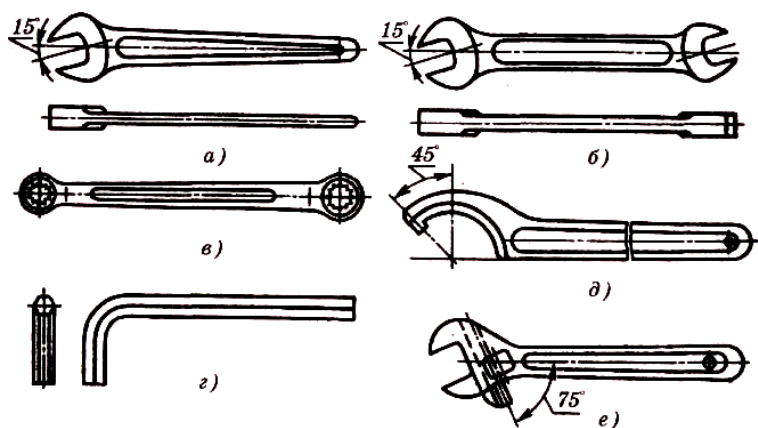


Рис. 31. Гаечные ключи

Ключ для круглых шлицевых гаек показан на рис. 31, д.

При редком завинчивании и отвинчивании винтов и гаек разных размеров применяют раздвижные ключи с регулируемым раствором (рис. 31, е). Однако эти ключи не допускают таких больших моментов затяжки, как нераздвижные, и менее долговечны.

Важное значение для прочности винтов, особенно подверженных переменной нагрузке, имеет установление и контроль требуемой силы начальной затяжки. Применяют следующие способы затяжки с контролем силы:

Ключами предельного момента. При превышении этого момента происходит проскальзывание.

Динамометрическими ключами, имеющими обычно упругую рукоятку, прогибы которой пропорциональны измеряемому моменту. В связи с переменностью коэффициента трения и плотности резьбы точность установления начальной затяжки по моменту невелика.

Поворотом гайки на рассчитанный заранее угол от положения соприкосновения.

С помощью тарированных упругих шайб, которые при достижении расчетной нагрузки распрямляются и становятся жесткими.

Условие самоторможения в резьбе

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{омв} > 0$. Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $tg(\varphi_1 - \psi) > 0$ или

$$\psi < \varphi_1. \quad (6)$$

Для крепежных резьб значение угла подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' - 3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в пределах 6° (при $f \approx 0,1$) – 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. Резьбы для ходовых винтов выполняют как самотормозящие, так и несамотормозящие.

Приведенные выше значения коэффициента трения, свидетельствующие о существенных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При динамических и вибрационных нагрузках вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения коэффициент трения существенно снижается и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание во избежание которого применяют специальные стопорные устройства (см. способы стопорения резьбовых соединений).

Виды повреждений резьбовых соединений

- Разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению.
- Повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб).
- Разрушение у головки.

Расчет резьбового соединения на прочность при осевом и поперечном статическом нагружении

Замечено, что выход из строя болтов, винтов, шпилек и т. п. обычно происходит вследствие разрыва (или вытяжки) их стержня (рис. 34) по резьбе или переходному сечению у головки. Вследствие разрушения или повреждений резьбы резьбовые изделия выбывают из строя реже.

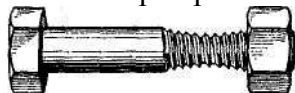


Рис. 34. Деформация болта при работе

Для обеспечения прочности резьбовых соединений для болта определяют диаметр d_s в его опасном сечении (в дальнейшем для краткости под словом «болт» будем подразумевать и другие резьбовые изделия: винты, шпильки, стержни с резьбой и т. п.). Затем определяют его остальные размеры. Размеры болта, гайки, шайбы принимают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам.

Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой.

Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза. Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. На рис. 35 показан пример такого резьбового соединения. Стержень крюка работает только на растяжение. Резьбовое соединение, рассматриваемое в данном случае, называют ненапряженным.

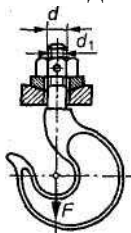


Рис.35. Грузовой крюк с обоймой

Проверочный расчет ненапряженного болтового соединения. Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (9)$$

где σ_p и $[\sigma]_p$ — соответственно расчетное и допускаемое напряжения растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта; F — растягивающая сила; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта.

Проектировочный расчет ненапряженного болтового соединения сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d , из условия прочности (9):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}, \quad (10)$$

где $[\sigma]_p = \sigma_T / [s]_T$ — допускаемое напряжение на растяжение; σ_T — предел текучести материала болта; $[s]_T$ — допускаемый коэффициент запаса прочности. Для болтов из углеродистой стали принимают $[s]_T = 1,5 \div 3,0$. Большие значения коэффициента запаса $[s]_T$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки F или для конструкций повышенной ответственности.

Расчет затянутого болта, ненагруженного внешней осевой силой.

Болт испытывает растяжение и кручение только от затяжки. Требуемую силу затяжки болта определяют в зависимости от характера нагружения резьбового соединения. В машиностроении такие болтовые соединения встречаются в клеммовых соединениях (рис.36), в креплениях люков, крышек и т. п. В таких соединениях стержень болта растягивается силой затяжки F_3

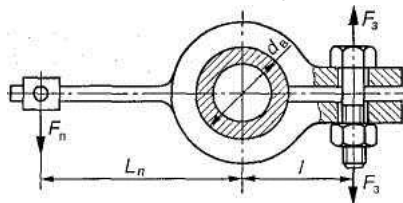


Рис. 36. Клеммовое соединение

Проверочный расчет производят по σ_3 — эквивалентному (приведенному) напряжению для опасной точки.

Условие прочности

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_p. \quad (11)$$

Расчет затянутого и дополнительно нагруженного внешней осевой силой болта.

Этот случай является весьма распространенным (фланцевые, фундаментные и тому подобные болтовые соединения). Для большинства резьбовых изделий требуется предварительная затяжка болтов, обеспечивающая плотность соединения и отсутствие взаимных смещений деталей стыка. После предварительной затяжки под действием силы предварительной затяжки болт растягивается, а детали стыка сжимаются. Помимо силы предварительной затяжки на болт может действовать внешняя осевая сила. Типичный случай показан на рис.37, где внешняя сила создается за счет давления p . Расчет ведут по результирующей нагрузке болта.

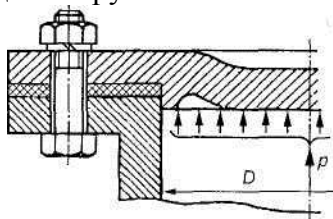


Рис. 37. Болты крепления крышки к сосуду

Перечисленные виды резьбовых соединений относят к напряженным соединениям. Проверочный расчет проводят по условию (9).

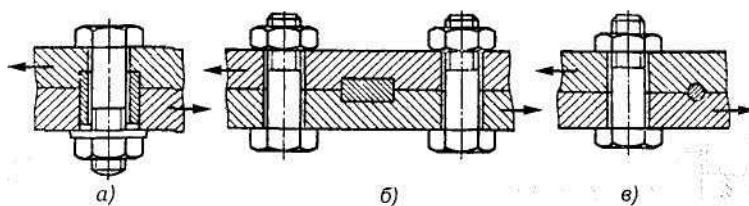


Рис. 40. Варианты конструкций, разгружающие болты от поперечной нагрузки

Порядок проектирования резьбовых соединений

1. Материал болта или шпильки выбирают в зависимости от условий работы.
2. Определяют внешние действующие нагрузки.
3. Задают величину коэффициента $\chi = 0,2 - 0,3$.
4. Определяют усилие затяжки и величину расчетной нагрузки.
5. Определяют внутренний диаметр болта (шпильки) и округляют до стандартного значения.
6. Выполняют проверочный расчет, где определяют податливость болта и деталей и величину χ . Если полученное χ близко к выбранному, то расчет заканчивают, если разница значительная, то расчет повторяют с новым значением χ .

Практическая работа № 31

Кнопки, рукоятки, таблички для приборов

Задание: Провести анализ конструкторских особенностей органов управления для оборудования различного назначения.

Практическая работа № 32

Условные знаки на приборах

Задание: Провести анализ условных знаков на бытовых приборах, производственном оборудовании, транспортных средствах.

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СТРУКТУРЫ КОНСТРУКЦИЙ

Теоретическая часть

Классификация механизмов и конструкций. Основные типы конструкций

Знание типологии конструкций необходимо для ориентации проектировщика относительно места новой разработки в ряду подобных, позволяет избежать ошибок принципиального плана и открывает возможность решения некоторых сложных задач по аналогии - на основе использования опыта поколений проектировщиков.

Как классифицировать конструкции? Исследователи предлагают самые разные принципы деления на классы, типы и т.д. Различают конструкции и по материалу и технологии изготовления: деревянные конструкции, гнутоклееные; или детали литые, прессованные, штампованные.

Основные типы конструкций, пространственная структура.

- с пространственной схемой (монолитные и решетчатые)

Монолитные конструкции – практически «бесшовные». Обладают надежностью, долговечностью.

Решетчатые конструкции — фермы, мачты, башни — изготавливают преимущественно из прокатных элементов; гнутые и сварные профили используют в меньшей степени. К решетчатым конструкциям относят также арматуру железобетона — сетки, плоские и пространственные каркасы.

- с обособленным объемом (каркасные, кожух, корпус, футляр)

Каркас выполняет несущие функции.

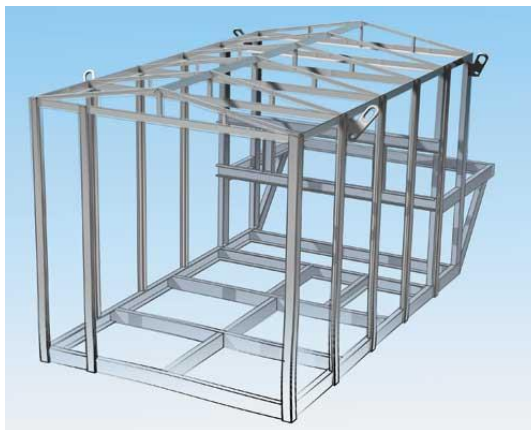


Рис. Каркас

Кожух обычно выполняется из железа или дерева. Служит для изоляции машин, их частей или частей заводского оборудования. Часто служит для защиты от внешнего воздействия.

Чехол - крышка или оболочка из материи или другого материала, сделанная по форме какого-либо предмета и защищающая его от порчи, загрязнения и т. п.

- смешанного типа

Специфические типы конструкций - консольные, трансформирующиеся (кинетические), модульные (агрегатно-блочные, вариантно-комбинаторные), мобильные и др.

Балка, у которой только одна сторона жестко соединена с опорой, называется консольной, для просто **консолью**.

В строительной практике широко распространены отдельно стоящие опоры с консолями, используемые при изготовлении конструкций навесов и козырьков. На практике консольный козырек на опорах часто прикрепляется в верхней части к стене здания с помощью оттяжки. Иногда для обеспечения устойчивости консольных конструкций используют подкосы. Сочетание консоли с подкосами имеет место в конструкциях трибун. Подкос, который противодействует опрокидыванию козырька, часто служит и для устройства зрительных мест. Роль подкоса, удерживающего консольную конструкцию, может выполнять другая консоль, которая имеет вынос в противоположном направлении по отношению к первой.

Трансформация – преобразование, превращение, изменение вида, формы, каких-либо существенных форм.

Основная цель трансформации зданий и сооружений: обеспечение их приспособляемости (адаптации) к изменяющимся условиям эксплуатации и требованиям к архитектурно-планировочной организации

Преимущества трансформирующихся конструкций:

- совмещение в единой конструкции составляющих основ ограждения пространства: стены, перекрытия, кровли.
- повышение надёжности создаваемой конструкции за счёт её подвижности и формы, что позволит воспринимать нагрузки разного типа.
- способность конструкции принимать разнообразные формы, не теряя своей прочности.

Модульность. Основными целями модульного (МК) и базового (БК) принципов конструирования новой техники является улучшение эксплуатационных свойств, сокращение сроков разработки и постановки на производство, создание условий для организации специализированных производств составных частей изделий.

Сущность МК состоит в создании изделий на основе специально разработанной ограниченной номенклатуры модульных составных частей путем их различной компоновки по выбранным компоновочным схемам. Создание новой техники путем МК основано на рациональной унификации присоединительных размеров и главных параметров модульных составных частей и обеспечении их функциональной и конструктивной совместимости.

Предпосылками использования МК и БК при разработке новой техники служат: наличие однотипных составных частей в изделиях ряда; принадлежность составных частей соответствующим типоразмерным рядам; возможность подчинения габаритов, присоединительных размеров составных частей установленному проектному модулю.

Основным принципом построения модульных конструкций является системный подход, при котором совокупность изделий, предназначенных для решения определенных задач, рассматривается как сложная система, состоящая из ряда функциональных подсистем, общих для всех или большинства изделий.

Каждая такая подсистема может рассматриваться как унифицированная составная часть изделия. В свою очередь подсистема может разбиваться на функционально законченные устройства второго уровня деления и т.д. Таким образом, в общем случае может иметь место многоуровневое МК изделий.

Особенность модульных составных частей заключается в подчинении их габаритов и присоединительных размеров установленному проектному модулю.

Основные принципы построения модульных конструкций изделий:
преимущество конструктивных и технологических решений;
многократная конструктивная и технологическая обратимость модульных составных частей;
совместимость по габаритным, установочным и присоединительным размерам, которые должны соответствовать проектному модулю или быть кратным ему;
максимально возможная взаимозаменяемость модульных составных частей;
возможность различной компоновки модульных составных частей между собой с целью получения конструкций изделий различного назначения и структуры.
Построение модульных конструкций может осуществляться путем:
комплектования изделий из унифицированных модульных составных частей;
комбинирования унифицированных модульных составных частей со сборочными единицами специального назначения (оригинальными составными частями);
последовательного наращивания унифицированных модульных составных частей с целью изменения основных характеристик изделий.
Конструирование изделий на основе модульного принципа, как правило, осуществляется с применением САПР.

Типы конструкций и соединений

Данная классификация предложена В.В.Нешумовым и группой московских исследователей. В основу положены различия конструкций во взаимосвязи между их элементами - характер расположения, тип взаимодействия и способ соединения, крепления частей, узлов и деталей.

Разъемные (сборно-разборные) и неразъемные:

- Разъемные соединения (резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые);
- Неразъемные соединения (заклепка, гибка, натяг, пайка, склеивание, заформовка);

Разъемными называются такие соединения, которые позволяют производить многократную сборку и разборку сборочной единицы без повреждения деталей. К разъемным неподвижным соединениям относятся резьбовые, штифтовые, шпоночные, шлицевые, а также соединения, осуществляемые переходными посадками. Разъемные подвижные соединения имеют подвижные посадки (посадки с зазором) по цилиндрическим, коническим, винтовым и плоским поверхностям.

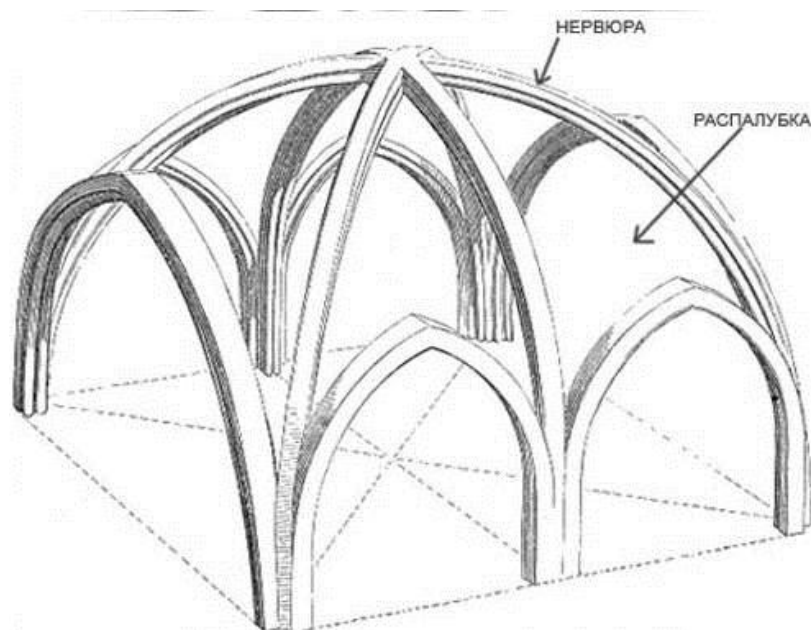
Неразъемными называются такие соединения, которые могут быть разобраны лишь путем разрушения или недопустимых остаточных деформаций одного из элементов конструкции. Неразъемные неподвижные соединения осуществляются механическим путем (запрессовкой, склеиванием, загибкой, кернением и чеканкой), с помощью сил физико-химического сцепления (сваркой, пайкой и склеиванием) и путем погружения деталей в расплавленный материал (заформовка в литейные формы, в пресс-формы и т. п.)

Составные (наборные, сварные, клеевые, клепанные) и монолитные (литые);

. Статичные и кинетичные (трансформируемые);

Каркасные (в т.ч. рамные);

Оболочковые (в т.ч. щитовые, панельные, сводчатые и заполненные силовыми пространственными решетками с элементами поперечными - нервюрами, шпангоутами и продольными лонжеронами, стрингерами);



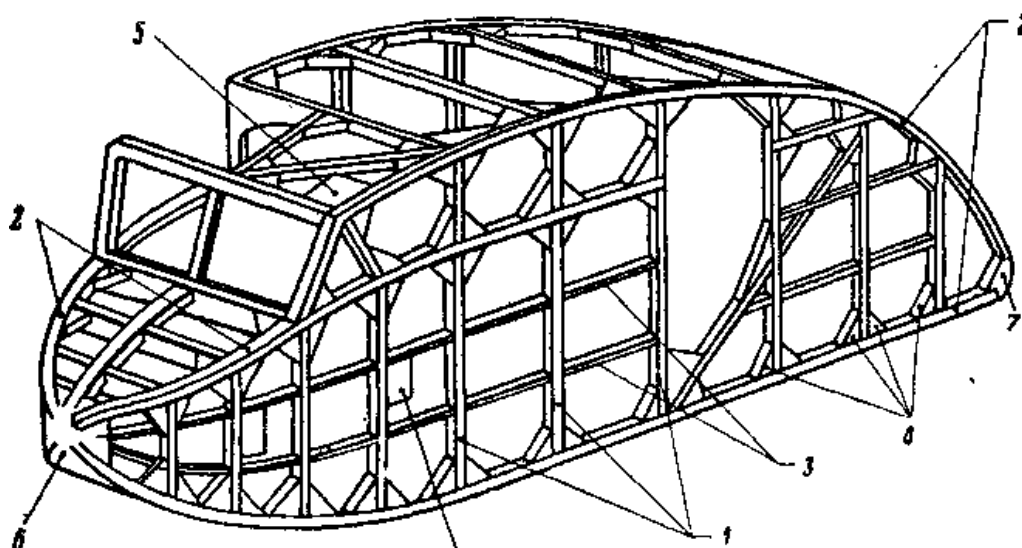
Шпангоут - (голл. spanthout, от spant — балка, ребро и hout — дерево) — основной поперечный элемент силового набора ЛА; обеспечивает форму и жёсткость сечения и передаёт местные сосредоточенные нагрузки на оболочку или др. силовые элементы. Обычно устанавливается перпендикулярно к оси агрегата ЛА или под углом действия сосредоточенной нагрузки, имеет, как правило, форму, соответствующую форме оболочки. Различают Ш. типовые (обеспечивают жёсткость контура) и силовые (служат для передачи сосредоточенных нагрузок).

Типовые Ш. подразделяются на подкрепляющие (обшивка крепится только к *стрингеру*) и распределяющие (обшивка крепится к шпангоуту и стрингеру); выполняются в виде гнутого обода, соответствующего контуру оболочки.

СТРИНГЕР (англ. stringer, от string - привязывать, скреплять) - прод. элемент конструкции корпуса (каркаса) судна, ЛА, вагона и т. п. в виде листовой или тавровой балки, стенка к-рой перпендикулярна к обшивке корпуса. В *наборе* корпуса судна различают днищевой, скуловой, бортовой и палубный С. Палубным С. называют утолщ. крайний (примыкающий к борту) пояс палубного настила.

Силовые Ш. бывают стеночные, форменные, рамные, в виде подковообразных балок и т. д.; размещаются по краям вырезов в обшивке (под двери, люки и т. д.), в местах крепления крыла, шасси, силовой установки, оперения, по торцам грузоотсеков и т. п. Сдвоенные Ш., используемые по разъёмам агрегатов, называются стыковыми; Ш., устанавливаемые на части длины контура оболочки, называются полушпангоутами. Шаг Ш. выбирается на основе расчёта общей жёсткости оболочки. В местах пристыковки основных агрегатов силовой установки, крыла, шасси и оперения шаг Ш. может нарушаться (в этом случае он определяется расстояниями между узлами крепления стыкуемых агрегатов).

Силовая схема Ш. выбирается из условий его нагружения и общей компоновки агрегата. При действии больших сосредоточенных нагрузок в плоскости Ш. предпочтительна схема стеночного Ш. При наличии во внутреннем объёме фюзеляжа силовой установки, грузовой или пассажирской кабины высота Ш. ограничена их размерами, и Ш. может быть выполнен в виде кольца или подковы, работающих, как правило, на изгиб. В гермокабинах высокоресурсных пассажирских самолётов Ш. обеспечивает сохранение формы оболочки и воспринимает часть растягивающей нагрузки от внутреннего избыточного давления.



Каркас аэросаней

1- Шпангоуты, 2 – Главные стрингеры, 3 – Вспомогательные стрингеры, 4 – Угловые упоры, 5 – Заполнение.

Оболочка - тонкостенная пространственная система, очерченная по криволинейной поверхности. Др. определение - это тело, ограниченное двумя криволинейными поверхностями, расстояние между которыми, называемое толщиной, мало по сравнению с другими размерами. Оболочка способна выдержать самые разнообразные виды нагрузок, обеспечивает изоляцию от окружающей среды, легко обтекается потоком воздуха или жидкости, при этом она самая выгодная в отношении массы.

Примеры: более 200 лет использовался паровой котел, в н.в. - корпус искусственного спутника Земли, железнодорожная цистерна, трубопроводы, резервуары для жидких и газообразных продуктов, элементы сводчатых перекрытий, резиновый мяч или надувной матрас, стакан и т.д. В живой природе: панцирь черепахи, скорлупа яйца, морские раковины, стебли злаковых.

Закрытые, открытые и полукрытые (см. плакаты);

Автономные, блокированные (в т.ч. встраиваемые);

Стационарные, мобильные и портативные (см. плакаты);

Мобильные и портативные конструкции все шире входят в нашу жизнь. Они легки, удобны для перевозки, хранения.

Тяжелые (материалоемкие) и облегченные, мало-, средне- и крупногабаритные.

Задание

1. Изучить основные типы пространственной структуры конструкций.
2. Для каждого типа конструкций подобрать изделие изготовленное по этому принципу.
3. Произвести описание изделия.
4. Выполнить технический рисунок к каждому типу.
5. Предложить замену типа конструкции на другую.

Вопросы для самопроверки

- Какой элемент конструкции называется «стрингер»?

- Какой элемент конструкции называется «шпангоут»
- Назначение шпангоута?
- Какие конструкции носят название оболочковых?
- Основные принципы построения модульных конструкций изделий?

БАЗОВЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ. САПР

Теоретическая часть

Рациональные приемы конструирования.

Вырабатываются творческой практикой, фиксируют проектный опыт, находятся в постоянном развитии. Некоторые из них тотально применимы, некоторые имеют избирательное применение.

А) Применение проектных модельно-графических средств.

■ графические изображения конструктивных разрезов и сечений несут большой объем информации: о габаритах комплектующих узлов и компоновочной схеме, о структурной сложности объекта и специфике его деталей, о порядке их пространственно-силового взаимодействия и способе крепления, об использованных материалах. Это чертежный способ конструирования, выполняется в масштабе (1:1, 1:2, 1:5, 1:10 и т.д.) с обозначением основных размеров по правилам машиностроительного черчения. Иногда дизайнер дополнительно вводят тональные заливки, т.е. палитра выразительных, модельно-графических средств конструирования у дизайнера несколько шире, чем у инженера.

Б) Вариантный проектный поиск проявляется в рабочих эскизах узлов и деталей.

Некоторые общие приемы конструирования:

■ определение габаритов конструкции как антропометрически обоснованных (посредством применения соматографических моделей) и рациональное ограничение компоновок и типоразмеров конструкций (в автомобилестроении, мебели, станкостроении, приборостроении).

■ параллельная проектно-графическая разработка ортогоналей ряда объектов как структурных элементов единого комплекса по одной модульной сетке (модульная координатная линейно-геометрических параметров конструкций).

■ назначение предельных размеров конструктивных деталей как технологически обусловленных: в соответствии с габаритами гальванованн, сушильных шкафов, монтажных столов, складских стеллажей, дверных проемов).

■ максимальное упрощение геометрии формы функциональных узлов как конструктивных блоков - модулей с целью увеличения их компоновочных, вариантно-комбинаторных возможностей.

■ каркасно-панельное исполнение корпуса (кожуха) крупных конструкций и бескаркасное исполнение малогабаритных конструкций в несущих корпусах (литых, прессованных, цельносварных).

■ оптимизация теплового режима работы конструкций: разработка вентиляционных решеток и каналов, радиаторов охлаждения и систем принудительной вентиляции.

■ конструктивная защита, блокировка энергоопасных зон, изолированная компоновка гидравлической и электрической систем конструкции

■ необходимое и достаточное резервирование конструктивных объемов и рациональное дублирование отдельных функциональных узлов - модулей.

■ скрытый конструктивный крепеж лицевых панелей управления и их структурных элементов, устраняющих из поля зрения человека-оператора «визуальные» шумы.

■ использование малотеплопроводных (дерева, натуральной кожи), гигиенических и мягких отделочных материалов (на поролоновой основе) в оперативно-контактной части конструкций (мебели, пультов, кабин транспортных средств).

Общие правила конструирования

При создании машин следует придерживаться следующих правил:

- подчинять конструирование задаче увеличения экономического эффекта, определяемого в первую очередь полезной отдачей машины, ее долговечностью и эксплуатационными расходами за весь период использования машины;
- добиваться максимального повышения полезной отдачи путем увеличения производительности машин и объема выполняемых ими операций;
- добиваться всемерного снижения расходов на эксплуатацию машин уменьшением энергопотребления, стоимости обслуживания и ремонта;
- максимально увеличивать степень автоматизации машин с целью увеличения производительности, повышения качества продукции и сокращения расходов на труд;
- увеличивать долговечность машин;
- предупреждать техническое устаревание машин, обеспечивая их длительную применяемость, закладывая высокие исходные параметры, предусматривая резервы развития и совершенствования;
- закладывать в машины предпосылки интенсификации их использования путем повышения универсальности и надежности;
- предусматривать возможность создания производных машин на основе базовой;
- стремиться к сокращению числа типоразмеров машин, добиваясь удовлетворения потребностей народного хозяйства минимальным числом моделей путем рационального выбора их параметров и повышения эксплуатационной гибкости;
- учитывать ремонтпригодность машин, заменять восстановительные ремонты комплектацией сменными узлами, устранять капитальные ремонты;
- трущиеся поверхности не располагать на корпусах деталей, выполнять на отдельных, легко заменяемых деталях;
- выдерживать принцип агрегатности, обеспечивать полную взаимозаменяемость деталей, исключить пригонку деталей по месту;
- исключать операции регулировки деталей по месту, предусматривать в конструкции элементы, обеспечивающие правильную установку деталей при сборке;
- обеспечить высокую прочность деталей и машин, не увеличивая массу (рациональные формы деталей, материал повышенной прочности, введение упрочняющей обработки);
- повышение циклической прочности деталей, придавать деталям рациональные по сопротивлению усталости формы и т.д.;
- в машины, узлы, работающие при циклических и динамических нагрузках, вводить упругие элементы, смягчающие толчки и колебания нагрузки;
- придавать высокую жесткость целесообразными способами (применение пустотелых и оболочковых конструкций, рациональное расположение опор и ребер жесткости);
- увеличивать надежность машин, добиваясь их полной безотказности;
- делать машины простыми в обслуживании, устранять периодические регулировки, выполнять механизмы в виде самообслуживающихся агрегатов;
- предупреждать возможность перенапряжения машины в эксплуатации, вводить предохранительные устройства;
- устранять возможность поломок и аварий в результате неумелого обращения с машиной; максимально автоматизировать управление машиной;
- исключать возможность неправильной сборки, вводить блокировки, допускающие сборку только в нужном положении;
- устранять периодическую смазку, обеспечивать непрерывную автоматическую подачу смазки к трущимся соединениям;

- избегать открытых механизмов и передач, заключать механизмы в закрытые корпуса, предотвращающие проникновение грязи, пыли и влаги;
- обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений от самовывинчивания;
- предупреждать коррозию деталей, применять стойкие лакокрасочные и гальванические покрытия, коррозионно-стойкие материалы;
- уменьшать массу машин путем увеличения компактности конструкций, применением рациональных кинематических и силовых схем, устранение невыгодных видов нагружения, замены изгиба растяжением-сжатием, путем применения легких сплавов и неметаллических материалов;
- упрощать конструкцию машин, избегать сложных многодетальных конструкций;
- заменять, где возможно, механизмы с поступательно-возвратным прямолинейным движением более выгодными механизмами с вращательным движением;
- обеспечивать максимальную технологичность деталей, узлов и машины;
- сокращать объем механической обработки, предусматривая изготовление деталей из заготовок с формой, близкой к окончательной форме изделия, заменять механическую обработку более производительными способами обработки без снятия стружки;
- максимальная унификация машины;
- расширять применение стандартных деталей;
- не применять оригинальных деталей и узлов, если можно обойтись стандартными, унифицированными, заимствованными и покупными;
- экономить дорогостоящие и дефицитные материалы;
- детали, ключевые для надежности машины, выполнять из качественных материалов, применять совершенные технологические процессы;
- придавать машине простые и гладкие внешние формы, облегчающие уход за машиной;
- улучшать внешнюю отделку машин;
- делать доступными и удобными для осмотра узлы, нуждающиеся в периодической проверке;
- обеспечивать безопасность персонала, автоматизацию рабочих операций, установка защитных ограждений;
- в машинах-автоматах обеспечивать возможность ручной работы;
- в машинах с электроприводом учитывать возможность неправильного включения двигателя, обеспечивать возможность реверсной работы машины или вводить предохранительные устройства;
- тщательно изучать опыт эксплуатации машин и оперативно вводить в конструкцию исправление дефектов;
- обеспечивать конструктивный задел, подготавливая выпуск новых машин с более высокими показателями на смену устаревшим;
- изучать тенденции развития отраслей народного хозяйства, вести перспективное проектирование;
- все новые узлы и механизмы проверять с помощью экспериментов, моделирования;
- шире использовать опыт смежных, в нужных случаях и отдаленных по профилю отраслей машиностроения.

Экономические основы конструирования.

Экономичность конструкций - показатель комплексный, формируется при учете затрат не только производственных (трудозатрат, энергозатрат, стоимости материалов и комплектующих), но и расходов транспортных, пуско-наладочных, эксплуатационных, ре-

монтных за весь период работы машины. Проектировщик стремится способен находить пути повышения экономической эффективности создаваемых конструкций, их полезной отдачи при снижении производственной себестоимости и эксплуатационных расходов.

Годовой эффект от работы машины:

$$Q = O_t - P,$$

O_t - годовая отдача, руб/год;

P - сумма эксплуатационных расходов, руб/год. Складывается из стоимости расходуемой энергии, материалов и заготовок, инструмента, оплаты труда, технического обслуживания, ремонта, накладных цеховых и заводских расходов, амортизационных расходов.

Рентабельность $q = O_t / P$.

Величина q д.б. больше 1, иначе машина будет работать убыточно, смысл ее существования утрачивается.

Долговечность.

Долговечность - общее время, которое машина может отработать на номинальном режиме в условиях нормальной эксплуатации без существенного снижения основных расчетных параметров, при экономически приемлемой суммарной стоимости ремонтов. Т.е. общее число операций, которое машина может произвести до предельного износа. Так, долговечность автотранспорта определяется по предельному суммарному пробегу в километрах, почвообрабатывающих машин - по количеству обрабатываемых гектаров почвы.

Долговечность зависит от правильной конструкции машины (в том числе правильного выбора материала, расчетной прочности), условий и технического уровня эксплуатации (квалифицированный уход, своевременная профилактика, предупреждение перегрузок, коррозии может повысить долговечность).

Срок службы - продолжительность пребывания машины в эксплуатации (в годах) до истощения ее ресурса эксплуатации.

Надежность.

Надежность складывается из следующих признаков: долговечность, безотказность, безаварийность, простота обслуживания, ремонтпригодность, степени тяжести отказов, стоимость работ, необходимых для устранения отказов.

Способы повышения надежности: простота устройства (минимум деталей, узлов и соединений), оптимальность конструктивной схемы, качество конструкционных материалов, сварных швов, отливок, теплостойкость и антикоррозионная стойкость, прочность и жесткость конструкций. В целях повышения жесткости и прочности без увеличения масс применяют рациональные профили и формы, правильные схемы нагружения. Условия правильной эксплуатации должны быть заложены в самой конструкции, системе смазки, автоматизации управления.

Стандартизация и взаимозаменяемость.

Унификация, стандартизация и агрегатирование имеют цель: достижение экономического эффекта и повышение качества промышленной продукции, рациональное сокращение ее номенклатуры и оптимизацию ассортимента; развитие высокотехнологичных специализированных производств комплектующих изделий, сокращение сроков проектирования и производства новой техники, упрощение ее ремонта и достижение взаимозаменяемости деталей.

В России разработана и действует Государственная система стандартизации (ГОСТ 1.0-68 - ГОСТ 1.5-68), состоящая из комплекса взаимоувязанных стандартов, определяющих организацию и методику проведения стандартизации в стране. Установлены государственные стандарты (ГОСТ), отраслевые стандарты (ОСТ), стандарты предприятий (СТП).

Стандартизация в технике, машиностроении - регламентирование конструкции и типоразмеров широко применяемых деталей, узлов, агрегатов; стандартизируют типовые для данной отрасли детали и узлы. Государственные стандарты определяют общетехнические требования к выпускаемым изделиям и материалам - к их форме, размерам, типам, видам, маркам, артикулам, ассортименту, сортаменту. Технические условия и нормы различных ведомств и отдельных предприятий обязательны к применению лишь в их пределах. В отличие от стандартов, нормы обязательно предусматривают конструктивные и размерные характеристики деталей, узлов машин.

С нормами и специфическими техническими условиями дизайнер встречается каждый раз в момент ознакомления с проектным заданием, где они обязательно упоминаются. Со стандартами - еще чаще, на каждом проектом шагу: при выборе сортамента конструкционного материала, лакокрасочных покрытий, при применении стандартных соединений (сварных, заклепочных, крепежных, резьбовых, шлицевых, фланцевых и др.), при оформлении чертежей. Стандарты не сковывают творческую инициативу дизайнера, но рационально дисциплинируют проектное мышление, направляя его в русло реализма, технологической и экономической целесообразности.

Массовое и крупносерийное производство осуществляется на основе принципа взаимозаменяемости. **Взаимозаменяемость** - принцип конструирования, производства и эксплуатации изделий, который позволяет независимо изготовленные детали без дополнительной обработки (без пригонки деталей по месту) собирать в машины и приборы и получать готовые изделия с оптимальными значениями эксплуатационных показателей. В широком смысле взаимозаменяемость означает постоянство геометрических, кинематических, механических, электрических, оптических и др. параметров, определяющих качество готовых изделий.

Унификация.

Унификация состоит в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов, что способствует сокращению номенклатуры деталей, уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта.

Унификация конструктивных элементов: резьбовых, шлицевых, шпоночных соединений, фасок, галтелей - позволяет сократить номенклатуру обрабатываемого и мерительного инструмента. *Унификация деталей и узлов* может быть «внутренней» и «внешней». В первом случае унифицируются оригинальные детали и узлы в пределах данного изделия, во втором - заимствуются детали серийно изготавливаемых промышленных изделий, что дает наибольший экономический эффект. Для дизайн-практики характерна реализация принципа «внутренней» унификации конструктивных элементов проектируемого объекта, что позволяет получать оригинальные и выразительные композиционные решения отдельных промышленных изделий и комплексов. В дизайнерском конструировании принципу унификации конструктивных элементов отводится особая, визуально-интегрирующая и стилеобразующая роль. На его основе дизайнеры успешно решают сложные художественно-композиционные, технико-экономические задачи, включая разработку ансамблей и оригинальных, острохарактерных фирменных стилей промышленной продукции. Т.о., специфика дизайнерского конструирования, его отличие от инженерного конструирования наиболее явно проявляется именно в этом плане - в различном профессиональном отношении к проектным возможностям унификации и к выразительным композиционным возможностям технологии, конструкции и ее элементов.

В н.в. существует несколько направлений унификации: секционирование (разделение машины на секции и образование производных машин набором унифицированных секций), метод базового агрегата (присоединение к нему специального оборудования), модифицирование (приспособление машины к иным условиям работы, например, тропическое исполнение, для работы на морском транспорте), агрегатирование и др.

Агрегатирование.

Унификация, нормализация и стандартизация конструктивных элементов создают предпосылки для проектно-производственной реализации прогрессивного принципа агрегатирования. Материальной базой агрегатно-блочного конструирования промышленных изделий становятся изготовленные на специализированных предприятиях и проверенные в эксплуатации комплектующие элементы. Это могут быть геометрически согласованные и размерно совместимые автономные конструктивные узлы, функциональные блоки-модули, секции и детали (унифицированные, типовые, нормализованные, стандартные). Их осмысленная, целенаправленная пространственная компоновка на общей станине в различных сочетаниях и с разным функциональным эффектом способна порождать необходимые новые, конструктивно преемственные технические устройства. Этот рациональный подход к техническому структурообразованию нашел широкое применение в различных отраслях промышленности: автомобилестроении, станкостроении, дизайне кинофотоаппаратуры.

Моноблочное и модульное конструирование.

Компактные моноблочные, комбайновые конструкции, интегрирующие в едином конструктиве различные функциональные блоки. При этом сокращаются внутренние коммуникации, снижаются металлоемкость конструкций и расход лакокрасочных материалов, упрочняются конструктивные связи и повышается удобство обслуживания.

Полиблочные, модульные конструкции. Проще ремонтное обслуживание и периодическая модернизация, возможны разнокомплектная поставка, последовательные конструктивные приращения и оперативная пространственная перекомпоновка как адаптация к эксплуатационной среде, а также унификация типоразмеров корпуса и несущего основания разных функциональных модулей.

Универсализация.

Позволяет расширить функции машины, увеличить диапазон выполняемых ими операций, расширить номенклатуру обрабатываемых деталей, сократить число объектов производства. Например, универсализации хорошо поддаются сельхозмашины - оснащая навесным или прицепным оборудованием, можно создать многофункциональную машину.

Ряды предпочтительных чисел.

ГОСТ 8032-84 устанавливает пять рядов предпочтительных чисел со знаменателем прогрессии $\phi = \sqrt[n]{10}$. Степени n приняты 5, 10, 20, 40, 80. Например:

ряд R5: 1; 1.6; 2.5; 4; 6.3; 10

ряд R10: 1; 1.25; 1.6; 2; 2.5; 3.15; 4; 5; 6.3; 8; 10 и т.д.

На базе основных рядов разработаны ряды нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69), охватывающие линейные размеры в интервале 0,001 - 20000 мм.

Применение стандартных линейных размеров целесообразно для поверхностей, подвергаемых точной механической обработке, для посадочных поверхностей, что способствует стандартизации режущего и мерительного инструмента. На основании нормальных линейных размеров устанавливают ряды диаметров проволоки, прутков, толщины листового проката и др.

Принцип функциональной целесообразности.

Создаются высокопроизводительные узкоспециализированные или полифункциональные, универсальные машины и механизмы. Бытовые приборы и мебель совмещенных функций. Проектировщик заботится о надежности функционирования, высоком техническом ресурсе, превосходящем прототипы и аналоги по технико-экономическим и эксплуатационным показателям. Практикуется преемственность конструкций, обладающих ресурсами совершенствования, потенциалом развития.

Моральное старение.

Необходимо предупреждать техническое устаревание машин, обеспечивая их длительную применяемость, закладывая высокие исходные параметры, предусматривая резервы развития и последовательного совершенствования.

Форма есть отражение духа времени. Любая форма изделия рано или поздно стареет морально. Предмет не должен морально стареть раньше, чем будут полностью использованы его технические и физические возможности. Сроки службы и назначение у изделий различные, поэтому к проектированию их формы необходимо подходить дифференцированно. Форма изделий, срок службы которых непродолжителен, может в большой степени отражать черты моды, например, в обувной или швейной промышленности. Формы изделий длительного потребления, предназначенные для утилитарных потребностей, должны быть сдержанными и нейтральными, что позволяет им не стареть морально в течение всего времени службы.

Критерии качества. Аттестация изделий.

Качество продукции — оценка потребителем степени соответствия её свойств индивидуальным и общественным ожиданиям, обязательным нормам в соответствии с ее назначением.

Для оценки уровня качества продукции используют набор показателей качества, который позволяет оценить существенные для потребителя свойства продукции по некоторому заданному критерию. Свойство является особенностью продукции, которая может проявляться при ее создании, эксплуатации или потреблении, без оценивания важности этого свойства для потребителя (например, технический уровень продукции).

Для обеспечения высокого качества продукции с низкими издержками в крупномасштабном производстве не достаточно контроля качества, необходимо создание в организации система менеджмента качества.

Аттестация продукции проводится в соответствии с утвержденным "Порядком аттестации промышленной продукции по двум категориям качества" (далее Порядок аттестации).

Порядок аттестации устанавливает единые и обязательные для всех министерств и ведомств правила аттестации продукции по высшей и первой категориям качества.

Аттестации по двум категориям качества подлежит вся выпускаемая предприятиями и организациями промышленная продукция, содержащаяся в классификаторе промышленной и сельскохозяйственной продукции, за исключением той продукции, которая включена министерством - изготовителем в "Перечень продукции, не подлежащей аттестации".

Объектом аттестации является товарная промышленная продукция, как отдельное изделие, материал, вещество, так и их группировка. Если продукция образует установленный стандартом или техническими условиями типоразмерный (параметрический) ряд и выпускается одним предприятием по одному нормативно-техническому документу, то такая продукция аттестуется как один объект по типовому представителю этого ряда, характеризующему качество всех аттестуемых изделий ряда. Необходимым условием является стабильность уровня качества всех членов ряда.

Другим случаем группировки изделий является совокупность различных изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение и выпускаемых одним предприятием в

комплектах, наборах и т.д. (например, гарнитур мебельных изделий, набор слесарных инструментов).

ПЕРВЫЙ КРИТЕРИЙ - технико-экономический уровень. Для его оценки аттестуемая продукция сравнивается с лучшими отечественными и зарубежными образцами с учетом перспектив развития техники и технологии. Номенклатура показателей качества, принятых для оценки, методы определения их числовых значений и методы оценки выбираются в соответствии с отраслевыми документами.

ВТОРОЙ КРИТЕРИЙ - конкурентоспособность на внешнем рынке.

Главными слагаемыми конкурентоспособности продукции на внешнем рынке являются технический уровень и качество изготовления, характеризующие соответствие новейшим мировым научно-техническим достижениям в области конструирования и технологии, наличие патентной чистоты и патентной защиты, а также зарегистрированный товарный знак. Кроме того, необходимым условием конкурентоспособности является соответствие продукции требованиям стандартов стран-импортеров и их фирм, рекомендациям и стандартам ИСО, МЭК, СЭВ.

ТРЕТИЙ КРИТЕРИЙ - стабильность показателей качества. Она базируется на высоком техническом уровне производства, строгом соблюдении технологической дисциплины и высокой культуре производства.

Стабильность или уровень качества изготовления продукции оценивается такими показателями, как индекс дефектности, потери от брака, потери от рекламаций и др.

Нормализация

Нормализация и стандартизация предусматривают установление единых норм по величинам измерений отдельных элементов конструкций унифицированных деталей. Под нормализацией следует понимать установление единых норм и требований к видам, размерам и качеству изделий или их отдельных деталей и узлов, а также к методам изготовления и испытания. Нормализация является разновидностью стандартизации и проводится в масштабах отдельных предприятий или отрасли в целом.

Материалы и технология.

Современный дизайнер может обращаться как к традиционным, так и к новым конструкторским **материалам**. Использование того или иного материала определяется спецификой объекта разработки. Например, при проектировании мебели, садово-парковых сооружений дизайнеры часто обращаются к дереву, при разработке городских скамеек, урн, др. элементов «малой архитектуры» - к железобетону и камню, при разработке изделий машино- и приборостроения - к металлу, при разработке радиоаппаратуры - к пластмассам.

Природные свойства материала выражаются в пластичности или жесткости, гибкости или хрупкости, легкости или тяжести, прозрачности и т.д. Одни материалы хорошо работают в конструкциях с большими статическими нагрузками, другие интересны своими весовыми качествами.

Металл («черный» и цветной) - традиционно является основным конструкционным материалом машиностроения и др. отраслей промышленности. Используется в виде ис-

ходных поковок и отливок, прутка и труб различного диаметра, листового проката, профиля широкого ассортимента и гальванических покрытий.

Примеры наиболее распространенного профиля прокатной стали: швеллеры № 5-12 (т.е. размер по наибольшему измерению от 50 до 120 мм), сталь уголовая (равнобокая и неравнобокая), трубы с наружным диаметром от 10 до 100 мм (толщина стенок от 2 до 5,5 мм), труба квадратная со стороной сечения от 12 до 42 мм, толщиной стенок от 0,8 до 3 мм.

Получили распространение сложного сечения (ячеистые, сотовые) профили из легких алюминиево-магниевого и титановых сплавов. Новый конструкционный материал - многослойный металлопласт, выпускаемый в виде сплошных или перфорированных стальных листов, покрытых пластмассовой защитно-декоративной пленкой (полиэтиленом, поливинилхлоридом толщ. 0,2-0,3 мм).

Листовые конструкционные материалы (сталь, дюралюмины, металлопласты, сополимеры, оргстекло) применимы при создании крупных тонкостенных (рамных, коробчатых, оболочковых) конструктивных деталей - менее массивных, но не менее прочных, чем литые. Это - несущие шасси и каркасы, внешние облицовки, панели, щитки, кожухи, емкости, обтекатели и т.п.

Из неметаллических материалов важнейшим конструкционным материалом современной техники стали пластмассы. Они нашли широкое применение в электро- и радиотехнике, приборостроении, автомобилестроении, судостроении и химическом машиностроении, в производстве деталей изделий культурно-бытового назначения.

Многие пластики обладают непревзойденными электроизоляционными свойствами, высокой химической стойкостью и износостойкостью, устойчивостью к атмосферным воздействиям и хорошей теплоизоляционной характеристикой. Они легко окрашиваются в любой цвет, армируются металлом и стекловолокном, быстро формуется: одним нажатием пресса - из гранул, пресс-порошка или вакуумформированием из листа. Большинство пластмасс недороги, производство их рентабельно (сырье - материалы переработки нефти, газа, угля, древесины, сельхозпродуктов и вторсырья). Использование пластмасс в конструкции легкового автомобиля способно снизить его вес на 30%.

Пластмассы различны по свойствам. Например, полиэтилен не поддается склеиванию; фторопласт - не поддается окраске, не растворяется никакими кислотами, выдерживает температуру свыше 300 градусов; текстолиты абсолютно стойки к воздействию масел и бензина, оргстекло (полиметилметакрилат), неокрашенный полистирол, сополимеры стирола и ацетатцеллюлоза обладают высокими оптическими свойствами, пенополистирол в 20 раз легче пробки, полипропиленовые нити прочнее нейлоновых.

Дизайнер должен учитывать и недостатки пластмасс. Как правило, имеют невысокие механические показатели (прочность, жесткость, твердость), недостаточную тепло- и морозостойкость, низкую стабильность свойств (размеров, цвета) - ускоренно стареют под воздействием нагрузок и ультрафиолетовых лучей. К ударопрочным можно отнести лишь капрон, нейлон, стекловолокниты и некоторые марки полистирола. Некоторые пластмассы гигроскопичны и токсичны, что исключает их применение в бытовой посуде и отделке жилых помещений. Литейные и прессформы для пластмасс дорогостоящие, оправдывают себя лишь при крупносерийном и массовом производстве.

Наиболее употребимы:

- нейлон. Капрон и полипропилен (в панелях приборов и кузовах легковых автомобилей, деталях механизмов);
- поликарбонат (корпуса электроинструмента, измерительных приборов, электроарматура);
- полистирол, сополимеры стирола, аминопласт, полиамид (корпусные детали аудиовидеотехники, бытовых приборов, кинофотоаппаратуры, посуда и канцелярские принадлежности);

- композитные пластики, т.е. усиленные стеклотканью - в несущих конструкциях оболочкового типа, крупногабаритных изделиях штучного или малосерийного производства (кузовах транспортных средств, корпусах легких судов).

Изделия из пластмасс не нуждаются в антикоррозионной защите, необходимость которой столь характерна для изделий из металла. Конструктивно предотвращая коррозию, продлевают срок службы промышленных изделий, стабилизируют их товарный вид. С этой целью применяют коррозионно-стойкие стали, титановые сплавы, гальванические покрытия (хромирование, никелирование), осаждение химических пленок (оксидирование, фосфатирование, эматалирование) или пленок полимерных, т.е. получают слоистый металлопласт, не требующий окраски. Широко применимы защитно-декоративные лакокрасочные покрытия обширной цветовой гаммы, различных фактур и марок. Наиболее употребительны: эмали автомобильные МЛ-12, эмали марок НЦ-11, НЦ - 25, ПФ, ЭП-51, ХВ - 113, МЛ - 158 «шагрень» и металлизированная эмаль МЛ-1198. При выборе учитывают среду эксплуатации нового изделия (водную или иную), климатические условия (северное или тропическое исполнение), наличие или отсутствие условий для горячей сушки окрашенного изделия, прочностные и иные характеристики марки эмали, отраслевые нормативы на окраску продукции.

Технологичность конструкций:

- общие правила технологического формообразования;

Технологический подход к объекту конструирования (сочетаемый с функциональным и типологическим подходами) диктуется необходимостью создать реально осуществимый проект и базируется на знании возможностей конструкционных материалов, формообразующих и сборочных технологий, приемов конструктивной связи, крепления узлов и деталей. Дизайнер должен хорошо знать материалы и процесс изготовления изделия, предвидеть, прогнозировать технологию изготовления. «Отсутствие знаний о технологии и материалах может привести к таким существенным коррективам во время изготовления изделия, которые сведут на нет самые интересные творческие замыслы».

Технологичность конструкции всегда связана с серийностью, масштабом производства. Технологичность - совокупность признаков, обеспечивающих наиболее экономичное, быстрое и производительное изготовление машин с применением прогрессивных методов. Одно из условий правильного конструирования - с самого начала придавать деталям технологически целесообразные формы. Для этого проектировщик должен точно представлять схему сборки, пооперационный маршрут прохождения деталей и сборочных единиц, осознавать специфику необходимой техоснастки: приспособлений, штампов, пресс-форм. Создание высокотехнологичных промышленных изделий предполагает ориентацию на сокращение трудозатрат, экономию производственных площадей, снижение расходов сырья, материалов и энергетических ресурсов. Предпочтение всегда отдается менее трудоемким, ресурсосберегающим, безотходным и экологически чистым технологиям.

Существует разнообразие возможных способов целенаправленной обработки материалов, технологических приемов формирования конструкции. Например, способы формования пластмасс: прессование, литье под давлением (до 200 отливок в минуту), экструзия (непрерывное выдавливание фасонных профилей сквозь форму-решетку); выдувание, штамповка или вакуум-формование разогретого листового термопласта, сварка и склейка, формование (стеклопластика) по модели болвану; механическая обработка на станках. Большая часть этих способов базируется на способности пластмасс размягчаться и принимать нужную форму под давлением и при высокой температуре.

Относительно пластмасс следует помнить:

- их механическая обработка непроизводительна и не имеет промышленного применения;
- сварке подлежат лишь термопластичные пластмассы (исключая реактопласты - текстолит, поликорбанат);

- листы оргстекла выпускаются толщиной не более 20 мм;
- учитывать тип и мощность формовочных машин;
- есть пластмасса, не склеивающаяся никаким клеем, т.е. не вступающая во взаимодействие ни с каким хим. веществом (полиэтилен). Полиэтилен, благодаря своим свойствам, нашел широкое применение при производстве тары, упаковки, изготовлении детских игрушек и т.д.

Хорошими литейными свойствами обладают и цветные металлы, чугун, бетон, гипс. Среди литейных технологий - литье металла в песчаные (земляные) формы, оболочковые (песчано-бакелитовые), чугунные или стальные формы (кокильное литье), центробежное литье во вращающиеся формы (для отливки полых деталей), точное литье под давлением и по выплавляемым моделям (из легкоплавких материалов - парафина). Конструирование литых деталей имеет особенности, вот некоторые из них: модель должна беспрепятственно извлекаться из формы, на ее поверхности не должно быть выступов и углублений, расположенных перпендикулярно к направлению выемки. Для облегчения выемки модели из формы поверхности, перпендикулярной к плоскости разреза, придают формовочные (литейные) уклоны. Следует избегать разреза форм по наклонным и ступенчатым поверхностям, осложняющего изготовление форм.

Механически обрабатываемые детали - наиболее трудоемки и трудны в изготовлении. При их разработке надо предусматривать возможность обработки максимального числа поверхностей при одной операции, на одном станке, с одного установа, одним инструментом.

Детали из листового материала, в зависимости от тиража, формы, габаритов, выполняются либо штамповкой (горячей, холодной), давальными работами (на токарном станке), вакуум-формованием, сваркой, гибкой. Общие правила формообразования изделий из листового материала - получение внешнего радиуса его изгиба, равного не менее чем двум толщинам листа; компенсация недостаточной прочности и жесткости тонколистовых конструкций приданием им скорлупчатой или сводчатых форм, выдавливание рельефов, отбортовка, приварка ребер жесткости.

Широко применяется сварка - дуговая ручная и автоматическая, контактная (точечная и шовная), ультразвуковая, лазерная, сварка в струе нейтральных газов (аргона) и т.д. Среди типичных сварных соединений - стыковые, угловые, нахлесточные. Сварка вызывает внутренние напряжения в металле и поводку его в зоне шва, некоторое ослабление и деформацию конструкции. Следует предельно сокращать протяженность шва, обеспечивать удобный подход электродов к нему.

- рациональный выбор баз. Правильная постановка размеров;

Базирование - это придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат.

База - поверхность (или сочетание поверхностей), ось, точка, принадлежащие заготовке или изделию и используемые для базирования.

Базирование необходимо на всех стадиях создания изделия.

Различают базы: конструкторскую, технологическую, измерительную.

Конструкторская база - используется для определения положения детали или сборочной единицы в изделии. Конструкторские базы делятся на основные и вспомогательные. Роль баз учитывается при выборе конструкторских форм поверхностей деталей, задании их относительного положения, постановке размеров, задании норм точности. Основная база - база, принадлежащая данной детали или сборочной единице и используемая для определения ее положения в изделии. Вспомогательная - принадлежит данной детали или сборочной единице и используется для определения положения присоединяемого к ней изделия.

Технологическая база - база, используемая для определения положения заготовки или изделия в процессе изготовления или ремонта.

Измерительная база - база, используемая для определения относительного положения заготовки или изделия и средств измерения.

По лишаемым степеням свободы базы делятся на установочную (лишает заготовку или изделие трех степеней свободы), направляющую (лишает двух степеней свободы), опорную (лишает одной степени свободы), двойную направляющую, двойную опорную.

По характеру проявления базы бывают скрытые (база в виде воображаемой плоскости, оси или точки) и явные.

- допуски и посадки;

Основные положения системы допусков и посадок, термины и правила образования изложены в СТ СЭВ 145 - 75.

Действительный размер детали отличается от заданного (погрешности изготовления, износ инструмента, погрешности измерительных приборов и т.д.).

Номинальным называется размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений. Номинальный размер определяется из расчета на прочность или по конструктивным соображениям. Все номинальные размеры округляются в соответствии с нормальным рядом чисел по ГОСТ 6636-69.

Верхнее предельное отклонение - алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Нижнее предельное отклонение - алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальными размерами. Допуск - разность между наибольшим и наименьшими предельными размерами.

Точность размеров определяется величиной допуска - в уменьшении допуска точность повышается. Совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров, называется *квалитетом*. При выборе класса точности надо учитывать, что с повышением точности увеличивается стоимость изделия.

При соединении двух деталей образуется *посадка*, определяемая разностью их размеров до сборки, т.е. величиной получающихся зазоров или натягов в соединении. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей и степень сопротивления их взаимному смещению. Посадка может быть с зазором, с натягом, переходная (поля допусков перекрываются, возможны как натяги, так и зазоры). Зазор - разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Натяг - разность размеров, если размер вала больше размера отверстия. Существует и является обязательной стандартная система допусков и посадок (для размеров до 0,1 мм ГОСТ 8809-71, свыше 500 до 10000 мм ГОСТ 2689-54 и др.).

Система допусков и посадок включает две равноправные системы - систему отверстия и систему вала. Система отверстия - совокупность посадок, в которых предельные отклонения отверстий одинаковы, а различные посадки достигаются путем изменения предельных отклонений валов. Данная система предпочтительней, т.к. в случае ее применения уменьшается количество специального режущего и измерительного инструмента. Систему вала применяют, если необходимо обеспечить различный характер сопряжений нескольких деталей с гладким валом, для сборки подшипников качения по наружному кольцу.

Например: $\varnothing 60h14, \varnothing 60 H14$.

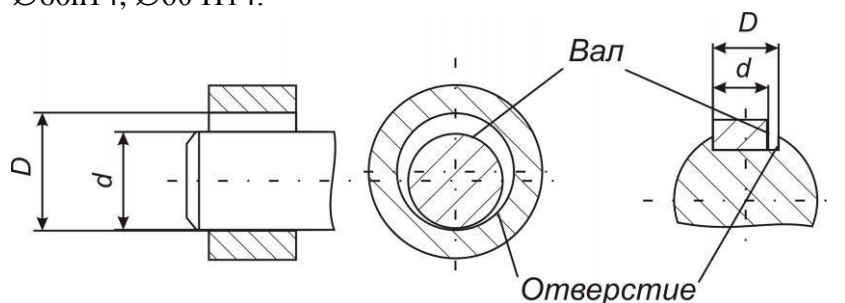


Рис. 8.1. Охватывающая и охватываемая поверхности

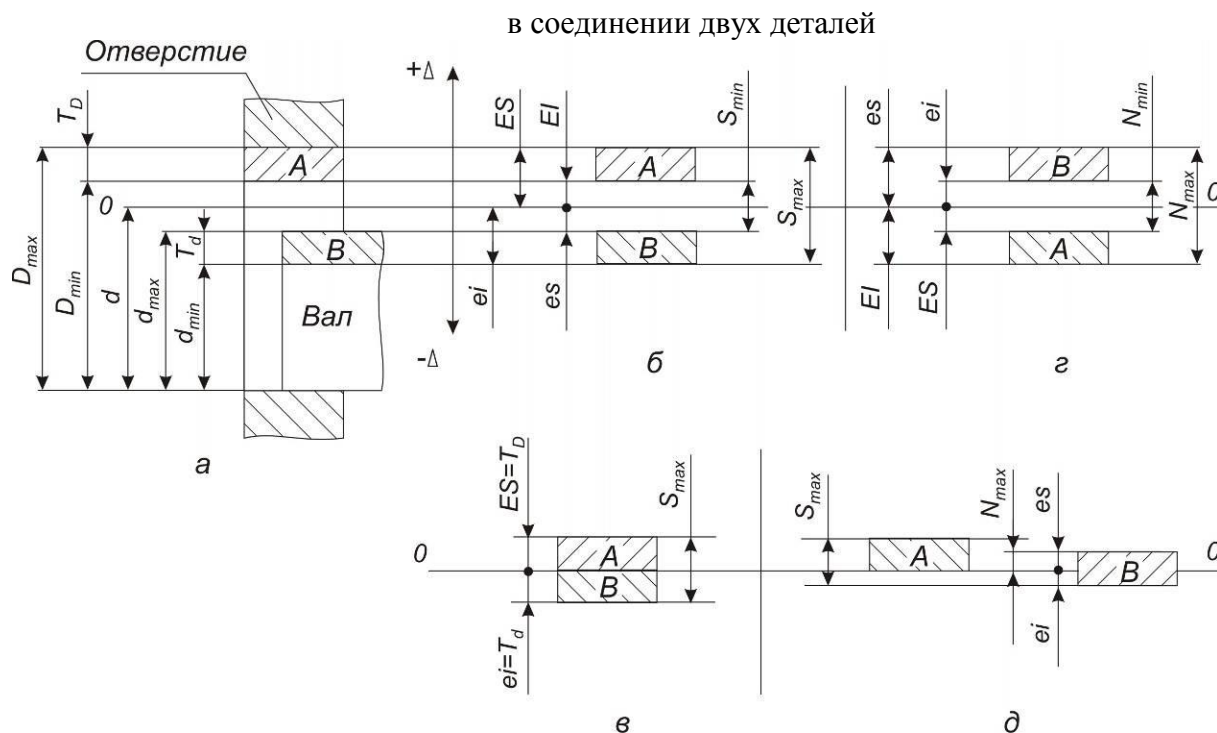


Рис. 8.2. Расположение полей допусков отверстия *A* и вала *B*:
a, б, в – посадки с зазором; *г* – посадка с натягом;
д – переходная посадка

- шероховатость.

Режущая кромка всякого инструмента оставляет на обработанной поверхности след в виде выступов и впадин. Шероховатость (ГОСТ 2789-73) характеризует чистоту обработанной поверхности по величине впадин и выступов на выбранном участке. Шероховатость оказывает большое влияние на качество соединений, особенно подвижных. С уменьшением шероховатости снижается трение и износ сопрягаемых поверхностей, улучшается условие смазки, повышается точность и равномерность перемещения звеньев. В неподвижных соединениях с уменьшением шероховатости поверхностей увеличивается антикоррозионная стойкость деталей, создается определенность натягов, улучшается герметичность соединений, увеличивается усталостная прочность деталей.

Шероховатость может быть определена как:

- среднее арифметическое отклонение профиля в пределах базовой длины $R_A = 1/n \sum [y_i]$.

- высота микронеровностей профиля по десяти точкам (сумма средних арифметических пяти наибольших минимумов и пяти наибольших максимумов) $R_Z = 1/5 (\sum h_{i \max} - \sum h_{i \min})$, где h_i - расстояния до указанных точек профиля от некоторой прямой, параллельной средней линии и не пересекающей профиль.

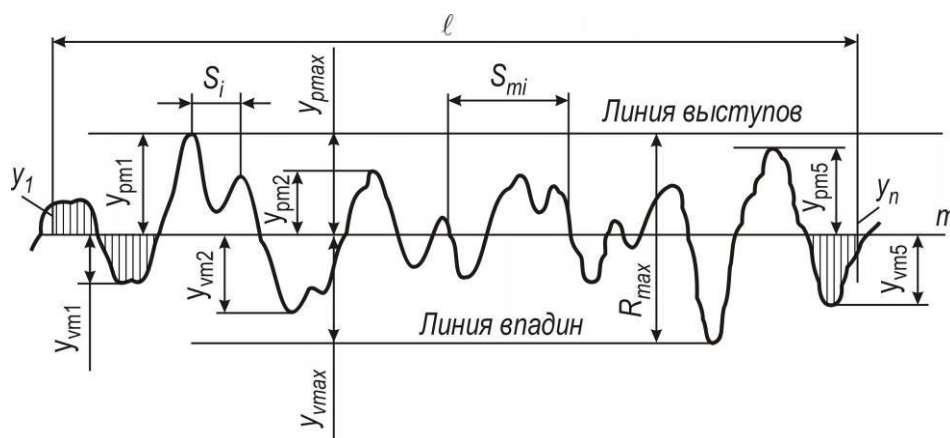


Рис. 8.3. Профиль шероховатости, его характеристики и параметры

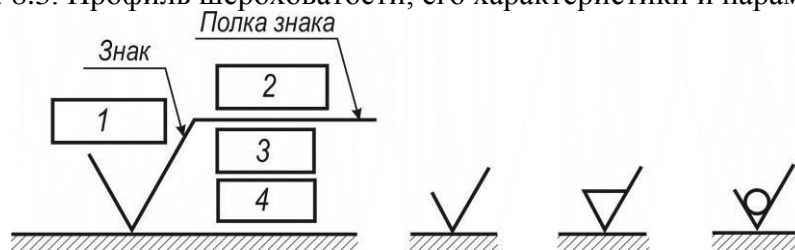


Рис. 8.4. Структура обозначения шероховатости поверхностей на чертежах

Шероховатость и точность размеров находятся в определенном соответствии. При назначении шероховатости следует пользоваться пособиями.

- Малая материалоемкость.

Наибольшее значение масса имеет в транспортном машиностроении, особенно авиации, где каждый лишний килограмм уменьшает полезную грузоподъемность, скорость и дальность действия. Наибольшие возможности экономии заложены в снижении массы изделий массового производства. Уменьшение массы машин означает снижение расхода материала и стоимости изготовления. Конечно, уменьшение массы не является самоцелью, лучше иметь более тяжелую машину, но и более надежную.

Уменьшения материалоемкости добиваются приданием деталям рациональных сечений и форм, целесообразным использованием прочности материалов, применением прочных материалов, рациональных конструктивных схем, устранением излишних запасов прочности, заменой металлов неметаллическими материалами.

Практическая работа

Вопросы для обсуждения:

Компактность.

Поиск формы. Форма. Технологическая форма. Автономность формы. Структурность формы.

Тектоника.

Прочность, Пространственная жесткость. Способы повышения жесткости.

Ремонтопригодность, удобство монтажа.

Безопасность, охрана труда (в т.ч. заземление и т.д.).

САПР.

Теоретические сведения

Компактность.

Оптимальная компоновка, прогрессивные кинематические и силовые схемы, новые конструкционные материалы, миниатюризация комплектующих узлов.

Компактность - признак рациональной конструкции, целесообразного использования объема и материала. Компактное и миниатюрное конструктивное решение - не самоцель, а средство. Оно способствует повышению пространственной жесткости и прочности конструкций, экономии материалов и площадей (производственных, складских, эксплуатационных), что позволяет получать конструкции, соразмерные человеку (масштабные), портативные, экономичные и конкурентоспособные.

Поиск формы. Форма. Технологическая форма. Автономность формы. Структурность формы.

Формы изделий могут быть сложны и многообразны. Дизайнер должен учитывать композиционные закономерности, связанные с геометрическими закономерностями построения форм. Геометрия формы – это активное начало. Она может разрушить целостность, если с ней не считаться.

Одной из тенденций современного конструирования является стремление к обобщению формы. Иногда стоит идти от макетирования в поиске новой формы.

Процесс поиска формы обычно идет по системе: от схемы к частному, затем от частного к общему. Но форма может и должна оказывать и обратное внимание на конструкцию.

Следует учитывать материалы и технологию изготовления, так как порой технология диктует форму: пример – гончарные изделия.

Тектоника.

Необходимо рассмотреть форму с точки зрения того, насколько правдиво отражена в ней тектоника – тектоническая правдивость формы. Легкое в основе должно быть раскрыто в форме как легкое, а тяжелое не должно маскироваться под легкое. Оболоска тонкая и упругая не должна смотреться как монолит.

Прочность, Пространственная жесткость.

Способы повышения жесткости.

Детали и конструкции в процессе эксплуатации подвержены силовому, механическому воздействию. В них под влиянием ударных нагрузок, растяжения или сжатия, изгиба, кручения, комплексном воздействии возникают напряжения. Прочность механическая определяется максимальными нагрузками, которую может выдержать деталь или конструкция при расчетной температуре (с ее увеличением резко снижается прочность материала). Рациональными способами повышения прочности являются: применение выгодных профилей и форм, максимальное использование прочности материалов, по возможности равномерная нагрузка на все элементы конструкции, уменьшение вылета консолей, обеспечение жесткости узла их заделки.

Жесткость определяет работоспособность, надежность и долговечность конструкций в той же мере, что и прочность. **Жесткость** - это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с наименьшими деформациями, допустимыми без нарушения работоспособности системы. Практическое увеличение жесткости - маневрирование геометрическими параметрами системы:

- оптимизация линейных размеров и пропорций, компактность компоновки;
- построение ажурных конструкций (рам, каркасов, ферм, стропил, стрелы крана) на основе многократного повтора пространственно жестких треугольных силовых связей;
- целесообразная расстановка опор в конструкциях, работающих на изгиб, рациональное усиление их ребрами, работающими на сжатие, блокирование деформации;

ций введением поперечных и диагональных связей - отбортовок, ребер, выбитых рельефов;

- усиление конструкций по линиям главных напряжений; моделью системы служит древесный лист, структуру листа, как консольно-ребристой плиты, используют в качестве прототипа;
- применение выпуклых, развитых по периферии полых тонкостенных - сводчатых, скорлупчатых, яйцевидных, оболочковых, сферических форм, рельефных поверхностей, коробчатых, ячеистых и сотовых конструкций.

Ремонтопригодность, удобство монтажа.

Работоспособность — это состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданную функцию с параметрами, установленными требованиями технической документации. Отказ — это нарушение работоспособности.

Свойство элемента или системы непрерывно сохранять работоспособность при определённых условиях эксплуатации (до первого отказа) называется **безотказностью**. Безотказность — свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки. Работоспособность — потенциальная возможность индивида выполнять целесообразную деятельность на заданном уровне эффективности в течение определенного времени. Работоспособность зависит от внешних условий деятельности и психофизиологических ресурсов индивида.

Сохраняемость — свойство объекта непрерывно сохранять требуемые эксплуатационные показатели в течение (и после) срока хранения и транспортирования.

Безопасность, охрана труда (в т.ч. заземление и т.д.).

Эргономическая проработка, соблюдение медико-санитарных норм. Конструктивно-компоновочно изолируются энергоопасные и механико-травмоопасные зоны, химически-агрессивные среды, токсичные материалы и ионизирующие излучатели. Безопасности, простоте и удобству управления служит повышение степени автоматизации технических структур, визуальная информативность.

Защита от **механического воздействия**: предохранительные (отключаются при отклонении параметра) тормозные, оградительные устройства, средства автоконтроля и сигнализации, знаки безопасности, дистанционное управление. Ограничительные устройства - муфты, штифты, клапаны. Устранить плохое закрепление заготовок, инструмента; острые кромки; использовать кожухи, перегородку для движущихся предметов (механизмов, стружки), устранить возможность случайного срабатывания элементов управления. Вращающиеся детали должны быть закрыты.

Защита от транспортных травм.

Предупредить травмы: безосколочные многослойные стекла, мягкая обивка деталей интерьера, утапливающиеся или изгибающиеся при ударе рулевые колонки, достаточно большое расстояние от коленей водителя до передней панели. Травмы обычно возникают за счет ударов человека о внутренние элементы интерьера. Реже – из-за вторжения узлов и деталей внутрь салона при деформациях кузова.

Ремни безопасности (обычно – диагонально-поясные 3 точки крепления, хотя разработаны поясные, диагональные, двухплечевые – 4 точки крепления, наиболее безопасен, но его трудно одевать) предложены в 1903 г. Зазор д.б. 20-30 мм. При зазоре более 200 мм ремни не обеспечивают защиту от травм. Усовершенствованные ремни – надувные.

Система автоматизированного проектирования —автоматизированная система, реализующая информационную технологию выполнения функций проектирования, представляет собой организационно-техническую систему, предназначенную для автоматизации процесса проектирования, состоящую из персонала и комплекса технических, программных и других средств автоматизации его деятельности.

ЗАДАНИЕ

1. Изучить базовые принципы конструирования,
2. Используя в качестве объекта изделие, разрабатываемое по дисциплине «Проектирование» предложить 3-4 варианта конструкции.
3. Основываясь на базовых принципах конструирования провести анализ предложенных решений.
4. Детально разработать оптимальный вариант.

ВОПРОСЫ САМОКОНТРОЛЯ

- Дайте определение терминам «база», «базирование», «конструкторская база»?
- Сформулируйте понятие «агрегатирование»?
- Что такое взаимозаменяемость?
- Сформулируйте понятие «унификация»?
- Как уменьшить моральное старение изделия?

ПРОЕКТНЫЙ АНАЛИЗ. ИЗОБРЕТАТЕЛЬСТВО. МЕТОДЫ ПОИСКА ИДЕЙ МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Вопросы для обсуждения:

Традиционный расчетный метод.

Уровни конструкторского мышления.

Психология конструкторской деятельности.

Методы поиска идей.

Методы конструирования:

- метод секционирования;
- метод изменения линейных размеров;
- метод базового агрегата;
- метод инверсии;
- метод комплексной разработки и иерархизации
- методы вариантного поиска конструктивных решений и их наглядного моделирования;
- упорядоченный поиск.

Теоретическая часть

Основные этапы процесса конструирования.

I. Анализ ТЗ проводится на основании:

- требований к объекту конструирования;
- общих правил конструирования (см. Орлов кн.1, 1977г, стр. 63...67=52).

I.1. Основные требования к объекту конструирования.

Разработка (Проектирование, конструирование) технических объектов связана с конкретными,–

- производственной необходимостью;
- и бытовыми потребностями человека.

Подготовка производства (конструкторская ПП–часть), изготовление и эксплуатация объекта, в свою очередь, происходят в конкретных производственных и эксплуатационных условиях.

Это вносит определенные ограничения в работу конструктора, с которым он всегда должен считаться в процессе конструирования: "обуздывать фантазию".

В противном случае – без учета ограничений, приходится всегда вносить изменения в конструкцию при изготовлении и эксплуатации, а это \Rightarrow дополнительные затраты труда и материалов.

Перечислим основные требования к объекту, которые должны обеспечивать тах. его соответствие конкретным условиям применения:

- соответствие своему назначению и высокая производительность; высокое качество, надежность и ремонтпригодность. Результат выполнения этих требований – обеспечение назначенного (гарантийного) ресурса;

- удобство применения, функциональные свойства, необходимые для выполнения нужных операций; (специализация или универсальность)

- соответствие конструкции объекта условиям изготовления его конкретными технологическими способами, на конкретном производстве в конкретном количестве. (Литье, штамповка, сварка и т.д.; – единичное – серийное – массовое; одно – серия (и) – много).

Это требование диктуется экономической целесообразностью;

- возможность изготовления объекта на конкретной производственной базе предприятия–изготовителя с min–min затратами (конструктор должен учитывать имеющиеся:

- оборудование, инструмент, оснастку для изготовления, сборки и контроля;

- квалификация персонала и состояние технологической дисциплины и т.п.).

- соответствие конкретным условиям технологической подготовки производства (это – материалы, полуфабрикаты, заготовки, ПКИ (ГИЗы) \in их наличие и дефицитность).

Основа выполнения этого требования – согласования КД со службами (Предприятиями и организациями), участвующими при изготовлении.

Для выполнения этого требования проводится входной конструкторский, технологический и норма–контроль КД, полученной из др. Организаций и Предприятий.

- соответствие требованиям СТ (ГОСТ, ОСТ, СТП), ТУ, Правил, Инструкций, Норм, так называемые Нормативно–технические материалы, например, – ССБТ; П. без–й эксил ГПК; ПУиБЭ сосудов РД; ПУЭ и т.д. и т.п.

Ø – КД на объект должен соответствовать требованиям ЕСКД.

На что надо обратить внимание, это:

- не давать в чертежах технологических указаний (за исключением – когда технология единственная);

- не забывать указывать все Тех. Требования на изготовление, контроль (измерения) и испытания объекта.

Кроме того в процессе изучения и анализа ТЗ конструктор:

- наводит справки;

- знакомится с литературой;

- изучает чертежи, приложенные к ТЗ, и аналогов;

– уточняет ТТ к объекту и выясняет ограничения (условия, которые обязательно должны быть соблюдены при решении задачи).

Результат I этапа \in – уяснение цели конструирования (основного принципа работы объекта);

– Подтверждение того, что эта цель в ТЗ сформулирована правильно.

В противном случае – конструктор обязан обоснованно доказать необходимость корректировки ТЗ: ошибка разработчика ТЗ может привести, как *min* – к неверному направлению разработки объекта; так – к разработке негодной конструкции.

Этап II – Выявление ТР, целесообразные комбинации которых дают все возможные решения задачи (Рабочие принципы) \Rightarrow Мыслительный образ объекта.

Содержание:

– Анализ существующих конструкций и принципов их работы – выявление ТР, – это единственный путь:

В КД и действующей конструкции ТР воплощены в определенной совокупности узлов, деталей или их элементов (вспомним пример – Шестерня...), они как бы "теряются" в этой массе. В процессе анализа выявляются ТР, являющиеся основой построения детали, узла или машины в целом.

ВВ. ТР – основа для сравнения и оценки разных объектов: всю разработку в целом сравнить трудно, особенно если объект сложный и включает в себя разные узлы и системы (электрические, гидравлические, мех. передачи и др.). Сравнению поддаются ТР, к которым можно применить общий критерий, характеризующий Основной принцип.

При этом рекомендуется руководствоваться следующими соображениями:

– Следует идти **от необходимого к желаемому, а от желаемого к допустимому.**

Качество конструкции объекта зависит от качества идеи или принципа, использованного в ТР объекта. Следует находить побольше ТР для выбора наилучшего; разрабатывать варианты известных ТР...; стремиться выяснить все необходимые детали, способные повлиять на конструируемый объект.

Оценивать сравнительную важность каждого варианта, чтобы облегчить выбор оптимального или создать компромиссный. Избегать поспешных решений и чрезмерного влияния авторитетных решений. Правильно оценивать результаты расчетов и рационально их использовать.

– Добиваться простоты конструкции. Например, если предполагается ввести новый узел или изменить уже существующий, надо уточнить, нельзя ли вообще обойтись без них.

Избегать сложных, многодетальных конструкций. Не использовать в конструкции объекта элементы (узлы и механизмы), работоспособность которых сомнительна и требует экспериментальной проверки.

ВВ – Улучшение конструкции по некоторым параметрам за счет ухудшения качества, надежности и безопасности работы ее недопустимо.

Требования предъявляемые к конструкции обычно противоречивы. Поэтому, улучшая один параметр объекта, конструктор влияет на др., нередко ухудшая их. Важно оценить эти влияния, принимая компромиссное решение, которое в конкретном случае будет оптимальным.

При оценке требований, предъявляемых к объектам разработки, необходимо учитывать следующее:

– Уменьшение массы объекта вызывает уменьшение прочности и жесткости.

– Компактная, малогабаритная конструкция влечет за собой улучшение условий сборки, обслуживания, регулировки и ремонта.

– Применение дешевых материалов вызывает ухудшение прочности, износостойкости и долговечности.

– Создание простой конструкции объекта накладывает ограничения на технические и технологические возможности его работы.

– Увеличение скорости действия механизма приводит к росту инерционных сил и нагрузок на детали и узлы.

– Разбивка конструкции на модули (узлы) для облегчения организации их сборки (или транспортировки) ведет к уменьшению жесткости конструкции, повышает трудоемкость сборки.

– Создание конструкции для разных режимов работы и разных операций (универсальной) наносит экономический ущерб при эксплуатации объекта на одной операции.

Для нахождения лучшего конструктивного решения конструктор должен создать как можно больше вариантов конструкции, т.к. в каждом варианте возможно решение тех или иных вопросов в разной степени.

Следует заметить, что разработка принципиально различающихся вариантов **дело непростое**. Кроме знания большого объема различных ТР, конструктивных схем и т.д. требуются способности и навыки использования приемов и методов конструирования.

Существуют методы, которые активизируют и направляют творческое мышление на пути создания новых, нешаблонных, нестандартных решений. Конструктору полезно знать эти методы (и учиться использовать их).

Приведем основные:

Инверсия (сделай наоборот) – метод получения нового ТР путем отказа от традиционного взгляда на задачу. При этом взгляд на задачу осуществляется обычно с диаметрально противоположной позиции. Если говорить об элементах объекта, то они обычно меняются местами.

Принцип инверсии: –

– С наружи – изнутри;

Вертикально – горизонтально;

Вертикально – вверх дном (вверх ногами);

С лицевой стороны – с обратной стороны;

Поверхность охватывающая – поверхность охватываемая;

Симметрично – асимметрично;

Ведущее – ведомое;

Жидкое – твердое;

Вредное – полезное;

Жесткое – гибкое;

Растяжение – сжатие (Пример ?!).

Элемент на одной детали – Перенести на др. деталь, взаимодействующую с первой; и т.д. и т.п.

Аналогия (метод прецедента) – использование ТР из др. областей науки и техники. Аналогичные решения, используемые для решения инженерных задач, могут быть заимствованы из живой природы как конструкции и элементы биомеханики.

Метод прецедента использует аналогию с ранее разработанными конструкциями.

Аналогия может не только использовать ранее созданные конструкции, но и моделировать разные качества: форму, цвет, звук и т.п.

Эмпатия – отождествление личности конструктора с объектом разработки, т.е. элементом или процессом: "вхождение в образ". Этот метод приводит к новому взгляду на задачу.

Комбинирование – использование в конструкции в разном порядке и в разных сочетаниях отдельных ТР, процессов, элементов. При этом можно найти новое качество, дополняющий положительный эффект.

Метод комбинирования может применяться по трем схемам объединения элементов:

новое + новое,

новое + новое,
старое + старое.

Комбинации элементов могут быть разного характера: мех. соединение, соединение через промежуточные элементы, дублирование, образования многоступенчатых конструкций и др.

Компенсация – уравнивание нежелательных и вредных факторов средствами противоположного действия. Например, часто необходимо компенсировать влияние массы, сил инерции, трения, различные потери... – это осуществляется с помощью компенсаторов (постоянных, регулируемых, автоматических, пружинных и др.).

Динамизация – превращение неподвижных и неизменных элементов конструкции в подвижные и изменяемой формы.

Агрегатирование – создание множества объектов или их комплексов, способных выполнять различные функции, либо существовать в различных условиях. Достигается путем изменения состава объекта или структуры его составных частей.

Способы агрегатирования:

- соединение агрегатов с самостоятельным объектом представляющим комплекс (транспорт с подвесными орудиями);

- агрегатирование присоединением, когда к базовой составной части могут присоединяться различные зависимые составные части;

- агрегаты, узлы, детали (например, агрегатные станки; поворотные–делительные столы + силовые узлы: механизм главного движения и механизм подачи);

- агрегатирование изменением, когда в объекте могут применяться всевозможные варианты составных частей при различной компоновке (например, различные варианты кузова автомобиля на одном шасси...).

Компактирование – состоит в том, что для увеличения производительности параллельно соединяются два технических объекта. Соединение производится различными приемами:

- объекты устанавливаются независимо параллельно и связываются синхронизирующими устройствами;

- ... конструктивно объединяются в один агрегат и т.д.

Блочное–модульное конструирование – предусматривает создание изделий на основе модулей и блоков. Модуль – составная часть изделия, состоящая преимущественно из унифицированных или стандартных элементов различного функционального назначения (например, М. С. У.).

Резервирование (дублирование) – увеличение числа технических объектов для повышения надежности изделия в целом.

Мультипликация – повышение эффективности за счет использования нескольких рабочих органов, выполняющих одни и те же функции (по местам; многодетальная обработка; многоэтажные конструкции; многослойные конструкции и т.п.).

Метод расчленения – заключается в мысленном разделении традиционных технических объектов с целью упрощения выполняемых или функций и операций. **Секционирование** предполагает дробление ТО на конструктивно подобные составные части – секции, ячейки, блоки, звенья.

Ассоциация – использование свойства психики при появлении одних объектов в определенных условиях вызывать активность других, связанных с первыми. Совпадение определенных признаков разных объектов позволяет найти нехарактерные решения. (Например, мех. манипулятор, имитирующий работу руки...).

Идеализация – падение реальных объектов нереальными, неосуществимыми свойствами и изучение их как идеальных (точка, линия, абсолютно твердое (черное) тело и др.). Этот метод позволяет значительно упростить сложные системы, обнаружить существенные связи и применить математические методы исследования.

Перенос свойств (или метод "фокальных" объектов) – конструируемый объект помещают в "фокус" внимания и переносят на него свойства или функции нескольких произвольно выбранных объектов.

Совокупность комбинаций найденных ТР – основа для создания конструкции объекта.

Следующий этап (III) – анализ вариантов и выбор оптимального – труднейший и самый ответственный этап конструирования. От результатов его выполнения зависит качество объекта на всех стадиях жизненного цикла.

? – Язык конструктора. –?

? – Источники информации. –?

?? – специальный научно-технический язык терминов.

Термин (от лат. terminus – граница, предел) – слово или сочетание слов, употребляемое с оттенком специального значения. Система терминов-терминология.

Конструкторский язык – терминология, при внимательном рассмотрении обнаруживает свою образную первооснову:

ось – палец – вал – вал \perp муфта

стакан – гильза \perp патрон

баба – бабка \perp пиноль

гитара

хвостовик.

Образный смысл терминов помогает глубже понять их содержание [и способствует развитию творческого воображения]. Однако, следует заметить, увлечение образами создает заряд психологической инерции, которая может препятствовать поиску новых ТР. Поэтому при решении конструкторских задач нужна **большая независимость** от конкретных технических средств.

Источники [научно-технической] информации.

Роль технической информации при конструировании огромна.

Конструктор творчески перерабатывает имеющиеся в его распоряжении (арсенале) или заимствованные из технической литературы информацию, существующие ТР, приспособляя их к конкретным условиям.

Чаще всего в структуре разработанного объекта отсутствуют существенно новые ТР (изобретения). Это объясняется тем, что конструкторы, решая например, задачу повышения уровня технического оснащения м/с, на многих предприятиях отрасли занимаются одними и теми же проблемами: Ежедневно происходит повторение одних и тех же конструктивных решений.

Бурный рост объема НТИ: удвоение в течении семи лет (в середине 80-х в нашей стране общее число информационных документов составляло в год ≥ 10 млн. Экземпляров), – все больше затрудняет поиск и изучение необходимого.

Парадокс. Поэтому – как правило, легче разработать новый объект, чем убедиться, что такое где-то уже существует. (**изобретение велосипеда**).

Результат изучения информации \Rightarrow обеспечение **Конструктивной преемственности** – использование при разработке предшествующего опыта по профилю специализации и смежных отраслей, введение в конструкцию разрабатываемого объекта всего полезного, что имеется в существующих конструкциях.

Основные источники НТИ:

Техническая литература: Учебники; Справочники конструктора (межотраслевые и отраслевые); Энциклопедии технические (универсальные и отраслевые); Словари терминологические и разъяснительные; Типажи машин и оборудования и т.п.

Производственно-техническая информация – информация о новейших достижениях научной и производственной практики: Обзоры; Реферативные издания; Экспресс-информация; ИЛ; Бюллетени; Типовые РМ и в том числе изобретения и т.п.

–Н–ТД – ГОСТ, ОСТ, СТП, ТУ, РТМ, ТО и др.;

–Патенто–лицензионная

Анализ вариантов конструкции и выбор оптимального варианта.

II этап заключается в подборе и разработке вариантов, относящихся к объекту и принципу работы.

III этап \Rightarrow принятие одного, окончательного варианта.

Важно отметить, что принятие конкретного варианта имеет решающее значение на всех стадиях разработки. Оптимальное решение придает направление всей разработке.

Вероятность выбора оптимального варианта... тем выше, чем больше число вариантов, из которых выбирается это решение, и чем выше качество этих вариантов.

Как мы сказали ранее, основа для отбора ТР – требования (ТЗ) к разрабатываемому объекту. Эти требования могут предъявляться к объекту в целом или к его составным частям и функциональным элементам.

Как требования к объекту, так и варианты ТР нередко являются противоречивыми. Противоречивость вариантов может иметь самую различную степень, вплоть до взаимного исключения.

В любом случае выполняется проверка совместимости принимаемых решений по разным частям конструкции и принципам работы конструируемого объекта.

В случаях, когда имеется определенное число вариантов и выбор наилучшего (оптимального) не очевиден, на помощь конструктору приходит метод оптимизации.

Оптимальным решением задачи назначается решение, которое по тем или иным признакам предпочтительнее.

Отсюда следует: чтобы среди большого числа вариантов найти оптимальный, нужна информация о предназначительности различных сочетаний значений показателей характеризующих варианты, – критерий оптимизации.

Задача выбора оптимальных параметров разработки в соответствии с выбранными критериями называется задачей оптимального проектирования (конструирования).

Здесь следует отметить, что под оптимальным проектированием (чаще всего) понимается процесс принятия оптимальных (в некотором смысле) решений с помощью ЭВМ. Эта проблема, связанная с получением оптимального решения из множества допустимых, является общей для всех стадий разработки и во многом определяет технико–экономическую и технологическую эффективность разрабатываемых (конструируемых) объектов.

Рассмотрим некоторые положения теории оптимального проектирования.

Процесс оптимального проектирования включает в себя три основных этапа:

- 1) выбор объективного критерия оптимизации;
- 2) описание целевой функции и множества (области) допустимых решений (математическое моделирование объекта);
- 3) выбор эффективного метода решения задачи и его реализация.

✂ Критерий оптимизации конструируемого объекта служит показателем, который оптимален для данного объекта.

Выбор критерия определяется следующим:

■ критерий–средство, с помощью которого должны сопоставляться конкурирующие варианты конструкции объекта;

■ критерий должен выражать соответствие между целесообразным качеством объекта и реальными процессами конструирования, изготовления и эксплуатации объекта.

Критерий предназначен не для того, чтобы "заменить цель поставленной задачи", а для того, чтобы проверить предпочтительность выбранных вариантов.

Критерий должен быть объективным и оправдывать свое назначение. Для этого он должен обладать рядом свойств:

- быть независимым;
- быть однозначным, т.е. не являться функцией других факторов;
- быть непосредственно связанным с параметром оптимизации;
- быть совместимым с другими факторами, чтобы не нарушать их работу и др.

В качестве критерия оптимизации в зависимости от характера и назначения объекта конструирования могут быть приняты:

- его стоимость;
- конструктивные и точностные показатели;
- масса (вес);
- долговечность (ресурс) и др.

Э Оптимизация как процесс рационализации элементов конструкции возможна только тогда, когда сформулирована цель.

При решении задач оптимизации математическими методами: математическая зависимость критерия оптимизации от искомых параметров объекта носит название целевой функции.

Название не случайно: оптимизация проводится с целью получения наилучшего значения критерия оптимизации.

$$* Z=Z(X, U) \rightarrow \min, [x_1, \dots, x_n] = X$$

- n искомых параметров объекта;
- $U_i(t)$ – неизвестные функции конструирования.

Пространства, в которых изменяются X, U – назовём пространствами проектирования.

*– условие \min функционала, определяющее выбранный критерий – есть критерий оптимальности.

Функционал – (в вариационном исчислении) математическое понятие, означающее переменную величину, зависящую от выбора одной или нескольких функций. В общем смысле – оператор, отображающий бесконечно мерное пространство, в множестве действительных или комплексных чисел.

Параметры оптимизации:

В качестве искомых параметров объекта могут служить любые численные значения:

- принцип работы изделия (н.)
- технические показатели (V_{max} или V_{min} ; производительность; t^0 ; М и др.);
- показатели качества (Q_u ; HRC – поверхности вала и тп.).

Параметры оптимизации должны соответствовать следующим требованиям,–

- поддаваться измерениям с достаточной степенью точности и ограничиваться пределами допусков;
- быть информационными, т.е. всесторонне характеризовать объект;
- иметь физический смысл, т.е. должна быть возможность достижения полезных результатов определенного свойства объекта в соответствующих условиях;
- быть однозначными т.е. максимизировать или минимизировать только одно свойство объекта.

Параметры оптимизации в зависимости от цели, для которых они предназначены, могут быть,–

- пространственно – временными (длина; время; площадь; объём; скорость; ускорение и т.д.);
- механическими (масса, плотность, сила, момент силы, работа, энергия, мощность, давление и т.д.);
- электромагнитными (количество электричества, плотность тока, удельное сопротивление, магнитный поток и т.д.);

– тепловыми (t^0 количество теплоты, тепловой поток, коэффициент теплообмена и т.д.);

– акустическими (звуковое давление, интенсивность звука и т.д.);

– качественными (внешний вид, качество поверхности и т.д.).

В задачах оптимизации к критериям оптимальности обычно приходится присоединять ограничения, чтобы сузить пространство проектирования (это не только системы математических уравнений, но и логические выражения типа "если... то...").

Основные ограничения для механических конструкций:

1) на величину напряжений (мех.), налагаемые требованиями надёжности и экономичности (условия прочности и устойчивости);

2) на перемещение элементов, налагаемые требованиями жёсткости, работоспособности действующей НТД (условия жёсткости);

3) условие совместности деформаций: неразрывность элементов конструкции при действии внешних нагрузок;

4) функциональные ограничения, связанные с условиями и эксплуатации элементов объекта (Н, габаритные ограничения, материал, сортамент, крепёж и т.п.)

℞ Задача о минимуме функционала при заданных ограничениях в общем случае является задачей теории оптимальных систем с определёнными параметрами, описываемой системой дифференциальных и интегральных уравнений. Единого метода решения столь общих задач не существует.

В основном применяются, – аналитические (дифференциальные и вариационные исчисления) и, – численные методы (линейное, нелинейное и динамическое программирование; метод ветвей и границ).

Эвристическое программирование в системе человек – ЭВМ.

I оптимизация по нескольким (многим) параметрам при помощи ЭВМ.

II Если удаётся выделить один главный параметр, который достаточно полно характеризует объект оптимизации, применяются методы отличающиеся более простыми вычислительными процедурами.

!!! Решение задач оптимизации математическими методами даёт наилучшие результаты. Однако не всегда возможен выбор математических методов оптимизации с использованием ЭВМ.

Ограничения: отсутствие СВТ и соответствующих специалистов; кроме того, не все задачи оптимизации имеют математическое решение.

По этому конструктор, работающий на промышленном предприятии, 1), применяет т.н. вариантное конструирование (сравнение нескольких вариантов конструкции и выбор варианта с минимумом недостатков); 2), выполняет оптимизацию на интуитивном уровне.

Ведь задачи оптимизации приходится решать не только при определении основных параметров объекта, но и по многим второстепенным вопросам.

Любой выбор конструкторского решения формы и размеров элементов объекта – решение оптимизирующей задачи, когда конструктор выбирает оптимальное решение из той совокупности вариантов, которые хранятся в его памяти. Эти варианты удовлетворяют ТЗ на конструкцию, т.е. находятся в допустимой области. Знание конструктором основных критериев и методов конструирования позволяет делать правильные логические выводы. При этом помогает модель конструируемого объекта – мыслительный образ (в воображении конструктора) или графическое изображение (схема, эскиз). Модель отражает упрощённую принципиальную схему, которую в процессе конструирования обрабатывает ИР. Здесь на помощь конструктору приходит "мыслительный эксперимент": например, проводится "нагружение" образца на основе чего определяется рациональное поперечное сечение, и т.п.

Знание методов оптимизации, опыт работы, способность творчески мыслить позволяют конструктору избежать недостатков и ошибок в конструкции объекта.

Основные параметры.

При конструировании оптимизацию целесообразно выполнять по следующим (основным) параметрам, –

– 1. Оптимизация нагружения – самый главный параметр, который определяет конструкцию объекта: равнопрочность, оптимальное использование материала, надёжность и т.д.

– 2. Оптимизация материала зависит от конструкции объекта. Применяемый материал может быть различным, но его выбирают по необходимым механико-физическим свойствам, технологичности, стоимости, доступности и т.д.

– 3. Оптимизация надёжности включает в себя показатели качества, коэффициент безопасности, точности и т.д.

– 4. Оптимизация отношений взаимосвязанных величин заключается в оценке следующих характеристик объекта: геометрические размеры (характеристики), кинематические и динамические свойства, масса, упругие свойства и отношения между ними.

Анализ конструкций на технологичность

— выполняется при разработке технического (технорабочего) проекта объекта

— после разработки окончательных технических решений

— для оценки объекта по технологическим параметрам и отработки его на технологичность.

Чтобы улучшить технологичность изделий (для снижения себестоимости) выполняется технологический контроль конструкторской документации по ГОСТ 2.121–73.

Основной субъект, разрабатывающий конструкторскую документацию – чертежи, схемы, текстовые документы и др. – конструктор. Он определяет “лицо” сконструированного объекта: содержание конструкторской документации (КД) и все отраженные в них технические решения (ТР). За это он несет ответственность, оговоренную в Должностной инструкции, в соответствии с действующим законодательством.

Исходя из этого, в производственной практике наблюдается некоторая переоценка (мягко выражаясь) роли конструктора в создании конструкции объекта.

При этом сложилось антагонистические отношения между конструкторами и технологами: технолог “противник” конструктора, следовательно “ретроград”, тормозящий технический прогресс.

Эта недооценка роли технолога в конструировании объектов не приносила бы вреда, если бы конструктор владел всем объёмом технологических знаний и опыта.

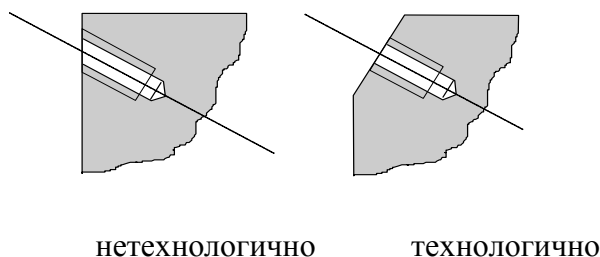
Но – “нельзя объять необъятное”, – поэтому конструкторская документация (КД) – должна быть творчеством не одного исполнителя, а быть результатом совместной плодотворной работы разных специалистов.

И первое, ведущее место в этом процессе занимают технологи.

Качество КД и её технический уровень определяются тем, насколько тесным и плодотворным было это сотрудничество.

Технолог должен совместно с конструктором разрабатывать конструкцию объекта на всех стадиях разработки.

Это реализуется в отработке изделия на технологичность:



ЗАДАНИЕ

1. Изучить методы конструирования.
2. Ознакомится с техническим заданием.

***Техническое задание.** Предложить 2-3 варианта компоновки основных узлов и художественный образ машины по уборке мусора на внутридомовых территориях.*

3. Составить перечень необходимых функциональных условий.
4. Используя методы активизации творческого мышления предложить и изобразить возможные способы их осуществления.
5. Провести анализ и отбор оптимального решения.
6. На основании выбранного решения разработать варианты компоновки механизмов и на их основе художественную концепцию.

Вопросы для самоконтроля

- По каким параметрам целесообразно выполнять оптимизацию при конструировании изделия?
- Перечислите положения теории оптимального проектирования?
- Перечислите основные требования к объекту, которые должны обеспечивать максимальное его соответствие конкретным условиям применения?
- Опишите методы, которые активизируют и направляют творческое мышление на пути создания новых, нешаблонных, нестандартных решений?
- Как называется метод получения нового технического решения путем отказа от традиционного взгляда на задачу?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. Проектирование и моделирование промышленных изделий: учебник для вузов / С.А. Васин [и др.]. - М.: Машиностроение-1, 2004. - 692 с., ил.
2. Квасов, А.С. Основы художественного конструирования промышленных изделий: учеб.пособие для вузов / А.С.Квасов.— М.: Гардарики, 2006.— 95с.: ил.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для вузов / П.Ф.Дунаев,О.П.Леликов.— 11-е изд., перераб.и доп. — М.: Академия, 2008.— 496с.: ил.

Дополнительная литература

1. Балдин, В.А. Детали машин и основы конструирования.Передачи: учеб.пособие для вузов / В.А.Балдин,В.В.Галевко.— М.: Академкнига, 2006.— 332с.: ил.
2. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / А.Т.Скойбеда,А.В.Кузьмин,Н.Н.Макейчик;под общ.ред.А.Т.Скойбеда.— 2-е изд.,перераб. — Минск: Вышэйш.шк., 2006.— 560с.: ил
3. Детали машин и основы конструирования.Сборник тестовых заданий для самостоятельной работы студентов: учеб. пособие для вузов / В. Б. Моисеев [и др.]; Пензенский ГУ.— Пенза: Изд-во ПГУ, 2004.— 268 с.: ил.
4. Конструирование: Учеб.пособие для вузов. Ч.1 / С.А.Васин, Н.Н.Бородкин, Л.А.Морозова, В.А.Редько;ТулГУ.— Тула: Изд-во ТулГУ, 2003.— 144с.: ил.
5. Конструирование: Учеб.пособие для вузов. Ч.2 / С.А.Васин, Н.Н.Бородкин, Л.А.Морозова, В.А.Редько;ТулГУ.— Тула: Изд-во ТулГУ, 2003.— 184с.: ил.
6. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов / В.М.Шарипов.— М.: Машиностроение, 2004.— 592с.: ил.
7. Конструирование приборов: лаборатор. практикум / БНТУ, Каф. "Конструирование и производство приборов"; сост. С. Н. Суровой, В. Г. Смирнов, В. Л. Юрчик.— Минск, 2008.— 92 с.: черт.
8. Нехаев, Геннадий Алексеевич. Металлические конструкции в примерах и задачах: учеб. пособие / Г. А. Нехаев, И. А. Захарова.— М.: АСВ, 2010.— 140 с.: ил.—
9. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / В.И.Анурьев.— Тула, 2007.— 1опт.диск.(CD ROM).
10. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов / Д.В.Чернилевский.— М.: Машиностроение, 2006.— 656с.: ил.
11. Иванов, А.С. Конструируем машины.Шаг за шагом: в 2 ч. Ч.2 / А.С.Иванов.— М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2003.— 392с.: ил.
12. Крайнев, А.Ф. Идеология конструирования / А.Ф.Крайнев.— М.: Машиностроение-1, 2003.— 384с.: ил.

Периодические издания

1. DOMUS : Contemporary architecture interiors design art .— Milano : A.N.E.S., 2000- .— На итал. и англ.яз. — Основан в 1928г.
2. SALON -interior : Частный интерьер России .— 1997 № 5-6 .— 1998 № 1-7 .— 1999 № 1-9 .— 2000 № 1-11 .— 2001 № 1-11 .— 2002 № 7-11 .— 2003 № 1-11 .— 2004 № 1-11 .— 2005 № 1-11 .— 2006 № 1-11 .— 2007 № 1-11 .— 2008 № 3-5,7-8 .— М. : САЛОН-ПРЕСС, .— 11 раз в год .

3. Ассоциация Международных Автомобильных Перевозчиков. Автомобильный транспорт : ежемесячный иллюстрированный массово-производственный журнал / Ассоциация международных автомобильных перевозчиков. — 1962 № 1-5, 7-11. — 1963 № 2-12. — 1967 № 1-12. — 1968 № 1-12. — 1969 № 1-3, 5-12. — 1970 № 1-12. — 1971 № 1-12. — 1972 № 1-12. — 1973 № 1-12. — 1974 № 1-12. — 1975 № 1-12. — 1976 № 1-4, 6-12. — 1977 № 1-12. — 1978 № 1-12. — 1979 № 1-9, 12. — 1980 № 1-12. — 1981 № 1-12. — 1982 № 1-12/прилож. к №11. — 1983 № 1-12. — 1984 № 1-12. — 1985 № 1-12. — 1986 № 1-12. — 1987 № 1-12. — 1988 № 1-12. — 1989 № 1-12. — 1990 № 1-12. — 1991 № 1-12. — 1992 № 1-12. — 1993 № 1-12. — 1994 № 2-12. — 1995 № 1-12. — 1996 № 1-12. — 1997 № 1-12. — 1998 № 1-12. — 1999 № 1-12. — 2000 № 1-12. — 2001 № 1-12. — 2002 № 1-12. — 2003 № 1-12. — 2004 № 1-12. — 2005 № 1-12. — 2006 № 1-12. — 2007 № 1-12. — 2008 № 1-8. — М. : Автомобильный транспорт, — ISSN 0005-2345 Безопасность труда в промышленности: Ежемесячный массовый научно-производственный журнал широкого профиля / Госгортехнадзор России. — М. : Недра

4. Дизайн. Материалы. Технологии. — СПб : РосБалт.

5. Интерьер+Дизайн. — 1996 № 1-3. — 1997 № 1-12. — 1998 № 1-12. — 1999 № 1-12. — 2000 № 1-12. — 2001 № 1-12. — 2002 № 1-12. — 2003 № 1-12. — 2004 № 1-12. — 2005 № 1-12. — 2006 № 1-8, 10-12. — 2007 № 1-12. — 2008 № 1-9. — М. : ООО "Издательский дом "ОБА-Пресс", 1996- . — ISSN 1027-8893. Журнал "Автомобильная промышленность"

6. Известия высших учебных заведений / Министерство науки и образования РФ. Приборостроение / Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики. — 1995 № 1-12. — 1996 № 1-9. — 1997 № 1-9. — 1998 № 1-9. — 1999 № 1-6, 8-9. — 2000 № 1-9. — 2001 № 1-9. — 2002 № 1-9. — 2003 № 1-4, 6-12. — 2004 № 1-12. — 2005 № 1-13. — 2006 № 1-12. — 2007 т.50 №1-12. — 2008 т.51 №1-2, 7-8 (1995-). — Издается с января 1958г. — ISSN 0021-3454.

7. Изобретатель и рационализатор : независимый журнал изобретателей и рационализаторов. — 1995 № 1-12. — 1996 № 1-12. — 2001 № 1-12. — 2004 № 1-12. — 2005 № 1-6. — 2006 № 1-12. — 2007 № 1-12. — 2008 № 1-5, 7-9. — М., 1995- . — ISSN 0130-1802.

8. Машиностроитель : производственно-технический журнал. — 1995 № 1-12. — 1996 № 1-12. — 1998 № 1-6, 8-12. — 1999 № 1-12. — 2000 № 1-12. — 2001 № 1-12. — 2002 № 1-12. — 2003 № 1-12. — 2004 № 1-12. — 2005 № 1-12. — 2006 № 1-12. — 2007 № 1-12. — 2008 № 1; 7-8, 2, 4. — М. : Вираз-Центр, 1995- . — ISSN 0025-4568.

9. Моделист-конструктор : научно-технический журнал. — 1995 № 1-12. — 1996 № 1-12. — 1997 № 1-12. — 1998 № 1-12. — 1999 № 1-12. — 2000 № 1-11. — 2001 № 1-12. — 2002 № 1-12. — 2003 № 1-12. — 2004 № 1-12. — 2005 № 1-12. — 2006 № 1-12. — 2007 № 1-12. — 2008 № 1, 4-8. — М., 1995- . — Издается с 1962г. — ежемесячно. — ISSN 0131-2243.

Интернет-ресурсы:

1. <http://bookfi.org/book/594627> Барташевич А.А., Трофимов С.П. Конструирование мебели. Учебник.

2. <http://www.knigafund.ru/books/114378> : Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования. Учебник для вузов.

3. <http://www.bazisoft.ru/content/view/117/126/> Батырева И.М., Бунаков П.Ю. Автоматизация конструирования и технологической подготовки производства мебели. Учебник для вузов.

4. <https://tsutula.bibliotech.ru/Account/OpenID> Тульский государственный университет. Электронно-библиотечная система.
5. http://library.tsu.tula.ru/ellibraries/all_news.htm Новости электронных библиотек
6. <http://www.bibliorossica.com/index.html> БиблиоРоссика.
7. <http://library.tsu.tula.ru/ellibraries/dl3.htm> Научная библиотека Тульского государственного университета. Электронные библиотеки.