

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный
лесотехнический университет»

Кафедра автомобилестроения

Е.Н. Корепанова

Рабочая тетрадь

к лекционному курсу по дисциплинам «Механика»
и «Прикладная механика»
для обучающихся по специальностям 240100.62,
280700.62, 241000.62, 190700.62, 261700.63

Часть II

Екатеринбург
2016

Печатается по рекомендации методической комиссии ИАТТС.
Протокол № 2 от 20.09. 2015 г.

Рецензент – Е.Г. Кучумов, канд. техн. наук доцент

Редактор Е.Л. Михайлова
Оператор компьютерной верстки О.А. Казанцева

Подписано в печать 17.03.16	Формат 60×84 1/8	Поз. 3
Плоская печать	Печ. л. 7,9	Тираж 300 экз.
Заказ №		Цена руб. коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

ВВЕДЕНИЕ

Основные задачи дальнейшего развития машиностроения – увеличение производительности, снижение веса и себестоимости, повышение точности и надёжности, а также улучшение условий обслуживания, внешнего вида машин и повышение их конкурентной способности на мировом рынке.

Основные понятия

Машиной называется

В зависимости от выполняемых функций современные машины классифицируют следующим образом:

- энергетические, служащие для преобразования энергии;
- рабочие, осуществляющие изменение формы, свойств, состояния и положения предмета труда (технологические или машины-орудия, транспортные и транспортирующие);
- информационные, предназначенные для сбора, переработки и использования информации.

Механизмом называется

Деталью называется

Сборочной единицей называется

Узлом называется

Машинным агрегатом называется

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные и неподвижные.

Подвижные связи в технике называют _____,
а неподвижные – _____

Основные требования к конструкции машин и механизмов

Совершенство конструкции детали оценивают по её надёжности и экономичности.

Надёжностью называется

Надёжность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтной пригодностью и сохраняемостью.

Безотказностью называется

Долговечностью называется

Ремонтопригодностью называется

Сохраняемостью называется

Отказом называется

Работоспособность является одним из важнейших требований, предъявляемых к деталям и узлам машин, которая характеризуется определёнными условиями – критериями: прочностью, жёсткостью, износостойкостью, виброустойчивостью, теплостойкостью, точностью и др.

Критерии работоспособности и расчёта деталей машин

Износостойкостью называется

Износостойкость определяется видом трения, смазыванием, режимом трения и уровнем защиты от загрязнения

Виброустойчивостью называется

Теплостойкостью называется

Точностью называется

Коррозионной стойкостью называется

Стандартизация и сертификация

Стандартизацией называется

Стандартизация принципиально сокращает необходимый тип машин и других изделий.

Стандарты разделяются на международные (ИСО), государственные (ГОСТ) и ведомственные.

Наиболее распространённый и эффективный метод стандартизации – унификация.

Унификацией называется

Стандартизация и унификация обеспечивают взаимозаменяемость деталей и узлов, т. е. возможность установки и замены их без предварительной подгонки.

Сертификацией машин называется

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Механической передачей называется

Большинство современных машин создаётся по схеме двигатель – передача – исполнительный орган машины (рис. 1).

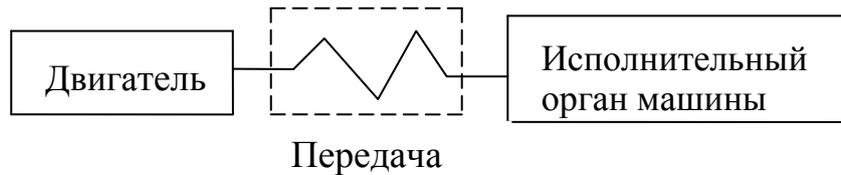


Рис. 1

Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять следующие функции:

- понижать или повышать угловые скорости, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;
- преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное в прерывистое и т.д.);
- регулировать угловые скорости рабочего органа машины;
- реверсировать движение (прямой и обратный ход);
- распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

Классификация передач

В зависимости от принципа действия все механические передачи делятся на две группы:

1 –

2 –

Все передачи трением имеют повышенный износ рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев бывают:

1 –

2 –

В зависимости от назначения передачи выполняют с постоянным или переменным передаточным отношением. В последнем случае применяют ступенчатое или бесступенчатое регулирование.

Классификация зубчатых передач

1. В зависимости от расположения осей валов:

- передача с параллельными осями, осуществляются цилиндрическими колёсами с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рис. 2,);
- передача с пересекающимися осями, осуществляются обычно коническими колёсами с прямыми и круговыми зубьями (рис.2,);
- передача со скрещивающимися осями, осуществляется винтовыми цилиндрическими колёсами (рис. 2,), коническими гипоидными колёсами (рис.2,) и червячными передачами.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяется реечная передача (рис. 2,). Она является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как одно из колёс с бесконечно большим числом зубьев.

2. В зависимости от расположения колёс:

- внешнего зацепления (рис. 2,),
- внутреннего (рис. 2,) зацепления.

3. По форме бокового профиля зубьев:

- эвольвентные,
- круговые.

4. В зависимости от условий работы:

- открытые передачи;
- закрытые зубчатые передачи.

В открытых передачах зубья колёс работают всухую или периодически смазываются пластичным смазочным материалом. Закрытые передачи помещаются в корпуса и работают в масляной ванне.

5. По числу ступеней:

- одноступенчатые,
- многоступенчатые.

6. По форме поверхности, на которой нарезаны зубья:

- цилиндрические (рис. 2,),
- конические (рис. 2,)

7. По окружной скорости колёс:

- тихоходные ($v \leq 3 \text{ м/с}$),
- среднескоростные ($v \leq 15 \text{ м/с}$),
- быстроходные.

8. По расположению зубьев относительно образующей колеса:

- прямозубые (рис. 2,),
- косозубые (рис. 2,),

- шевронные (рис. 2),
- с криволинейными зубьями (рис. 2).

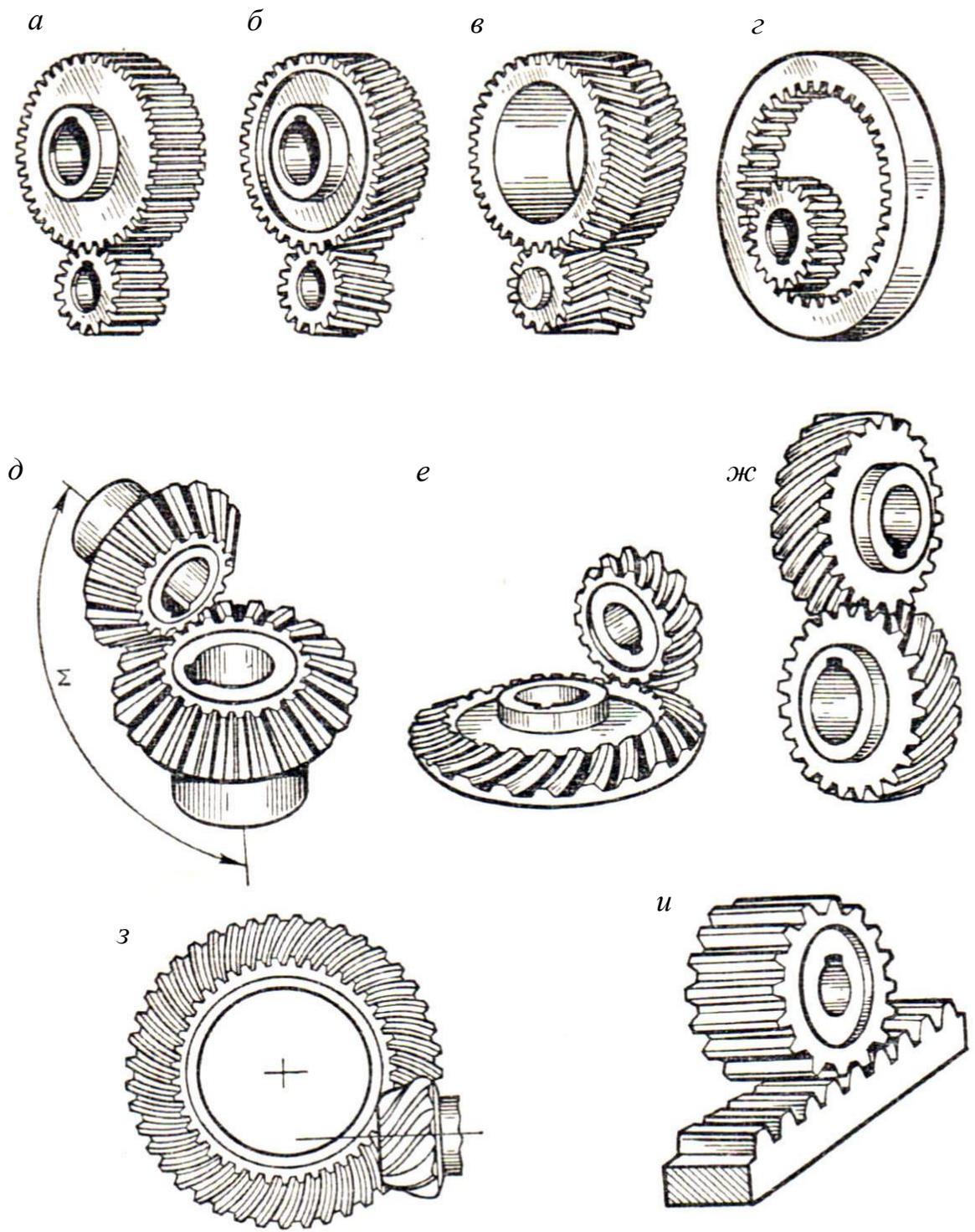


Рис. 2

**Основные силовые и кинематические соотношения
в передачах**

Основными характеристиками передачи являются: мощность на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах, угловая скорость или частота вращения ведущего $\omega_1(n_1)$ и ведомого $\omega_2(n_2)$ валов, вращающие моменты T_1 и T_2 (рис. 3).

Эти характеристики необходимы для выполнения проектного расчета любой передачи.

$\omega_1, \omega_2, c^{-1} -$	
$n_1, n_2, \text{мин}^{-1} -$	
$v_1, v_2, \frac{м}{с} -$	
$T_1, T_2, Н \cdot м -$	
$d_1, d_2, м -$	
$P_1, P_2, кВт -$	

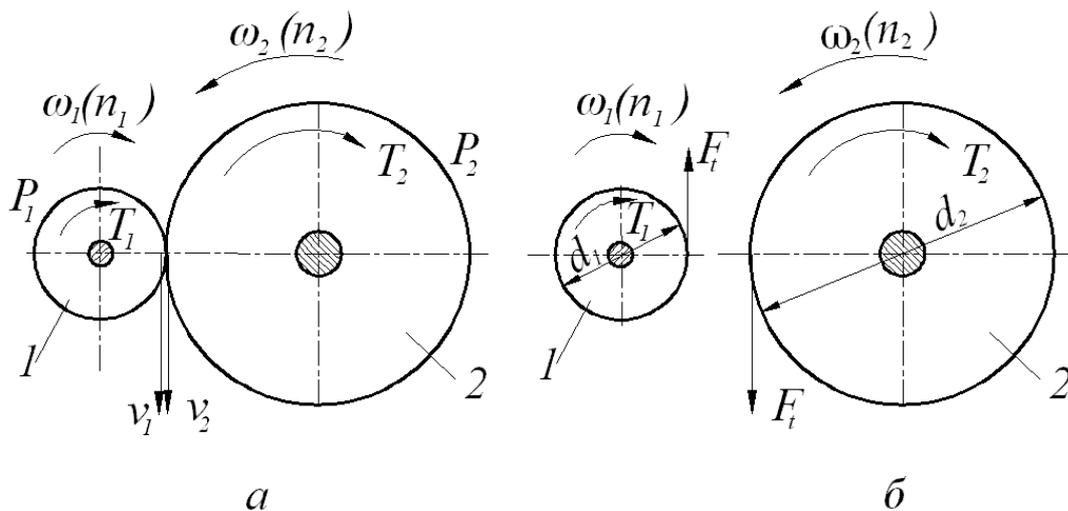


Рис. 3

- а* – звенья (1 и 2) в рабочем состоянии;
- б* – звенья (1 и 2) условно раздвинутые

Угловые скорости и частоты вращения связаны между собой зависимостью

Характеристиками являются:

– механический к.п.д. одноступенчатой передачи

$$\boxed{},$$

для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких последовательно соединенных передач, общий к.п.д.

$$\boxed{},$$

где η_1, η_2, η_n – к.п.д. каждой одноступенчатой передачи, а также других узлов (муфт, подшипников), входящих в кинематическую цепь;

– окружные силы F_t , Н,

$$\boxed{},$$

– вращающие моменты T_1, T_2 , Н·м:

$$\boxed{}.$$

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала – момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

– передаточное число u . При $v_1 = v_2$ или $\omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$

$$\boxed{}.$$

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$\boxed{}.$$

Понижение угловых скоростей называется редуцированием, а закрытые передачи, понижающие угловые скорости, – редукторами.

Устройства, повышающие угловые скорости, называют ускорителями или мультипликаторами.

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цепная передача (рис. 4) относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Состоит из ведущей 1 и ведомой 2 звёздочек, огибаемых цепью 3.

Наибольшее применение получили цепные передачи в транспортных средствах (мотоциклы, велосипеды), в транспортирующих машинах (конвейеры, транспортёры и др.), в подъёмно-транспортных устройствах, в сельскохозяйственном и химическом машиностроении.

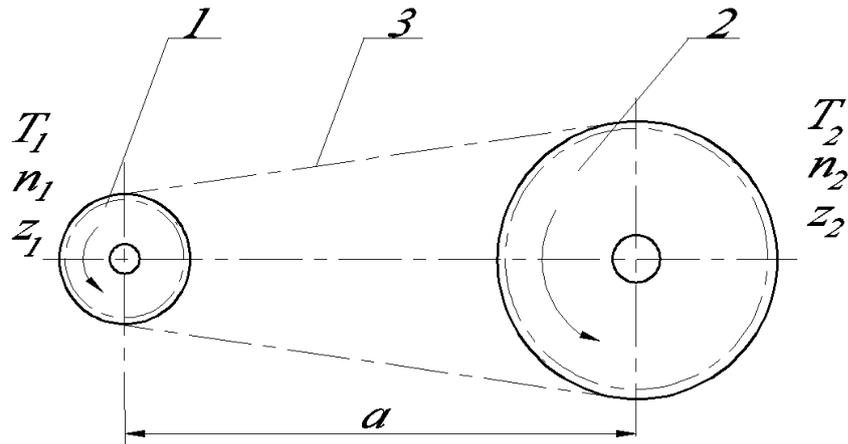


Рис. 4

$n_1, n_2, \text{мин}^{-1}$ –

z_1, z_2 –

$T_1, T_2, \text{Нм}$ –

Достоинства:

Недостатки:

Цепи бывают приводные и тяговые.

Приводные цепи

Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из звеньев, соединенных шарнирами. Основными характеристиками цепи являются шаг $p_{ц}$, ширина B и разрушающая нагрузка.

Типы приводных цепей:

- роликовые и втулочные (ГОСТ 13568-75);
- зубчатые (ГОСТ 13552-81). Втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными и многорядными.

Однорядные роликовые цепи (рис. 5) состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин. В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики.

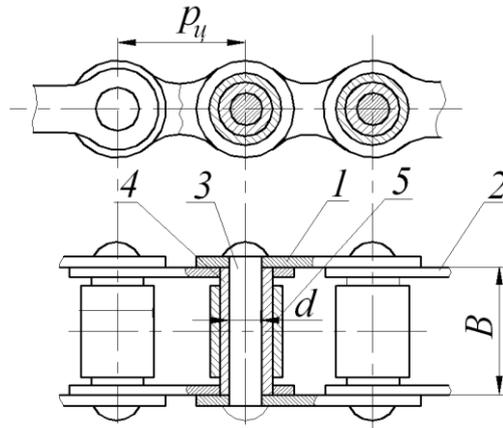


Рис. 5

1	
2	
3	
4	
5	

Ролик перекачивается по зубу звёздочки и уменьшает его износ.

Роликовые цепи применяют при окружных скоростях v до $20 \frac{м}{с}$.

Приводные роликовые цепи бывают однорядные (обозначаются ПР), двухрядные – 2ПР, реже применяют трёхрядные и четырёхрядные цепи.

Втулочные цепи однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ отличаются от роликовых отсутствием роликов. Это увеличивает изнашивание цепи и звёздочек (втулка скользит по зубьям звёздочки), но снижает их массу и стоимость. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при скорости $v < 1 \frac{м}{с}$.

Звёздочки приводных цепей (рис. 6)

По конструкции они во многом подобны зубчатым колёсам. Делительная окружность звёздочки проходит через центры шарниров цепи. Из ΔOab видно, что делительный диаметр звёздочки

где z – число зубьев звёздочки;

p_u – шаг зубьев, который измеряют по хорде делительной окружности.

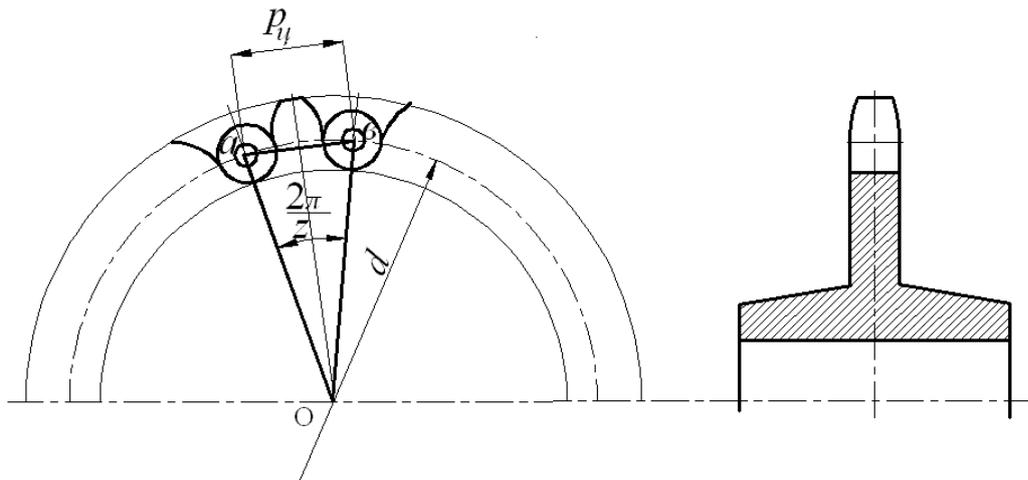


Рис. 6

Кинематические и геометрические параметры цепной передачи

Средняя скорость цепи

Передаточное число

Рекомендуется $u \leq 4$, допускается $u \leq 7$.

Число зубьев z_1 ведущей звёздочки существенно влияет на работу и долговечность цепной передачи.

Минимальное число зубьев ведущей звёздочки для роликовых и втулочных цепей принимают по эмпирической зависимости

Число зубьев z_2 ведомой звёздочки

Число зубьев звёздочек целесообразно принимать нечётным, чтобы не было постоянного контакта одного зуба с одним и тем же звеном. Это способствует равномерному износу зубьев звёздочки и шарниров цепи.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50) p_{\text{ц}},$$

меньшие значения – для $u \approx 1 \dots 2$, большие – для $u \approx 6 \dots 7$.

Число звеньев L'_p цепи (длину цепи в шагах) определяют по формуле

$$L'_p = \frac{2a}{p_{\text{ц}}} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_{\text{ц}}}{a},$$

полученное значение L'_p округляют до целого четного числа L_p .

Длина цепи $L = L_p p_{\text{ц}}$.

Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе звеньев

$$a = \frac{p_{\text{ц}}}{4} \left[L_p - \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Силы в ветвях цепи

Окружная сила, передаваемая цепью:

$$\boxed{},$$

где T_1 и d_1 – момент и делительный диаметр ведущей звёздочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$\boxed{},$$

где K_f – коэффициент провисания; для горизонтальных передач $K_f=6$, для наклонённых к горизонту до 40° $K_f=3$; q – масса 1 м цепи (по каталогу);

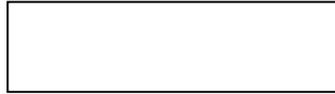
a – межосевое расстояние; $g=9,8 \text{ м/с}^2$.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$\boxed{},$$

где v – окружная скорость цепи, м/с .

Натяжение ведущей ветви цепи



Нагрузка на валы звёздочек

$$F_g = (1,05...1,15)F_t.$$

Направление силы F_g принимают по линии центров валов.

Критерии работоспособности и расчета

Основная причина потери работоспособности цепной передачи – износ шарниров цепи.

Основной расчетный критерий – давление p в шарнире цепи:

$$p = \frac{F_t}{Bd} \leq [p],$$

где d и B – диаметр валика и ширина цепи, равная длине втулки (см. рис. 5).

Допускаемое давление $[p]$ в шарнирах цепи определяется

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_{\text{э}}},$$

где $[p_0]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа, зависит от шага цепи и частоты вращения ведущей звёздочки и определяется по таблице;

$K_{\text{э}}$ – коэффициент эксплуатации:

$$K_{\text{э}} = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_c K_{\text{реж}}$$

K_d –

K_a –

K_n –

$K_{\text{рег}}$ –

K_c –

$K_{\text{реж}}$ –

Значения коэффициентов и рекомендации по выбору смазки приводятся в таблицах.

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью.

Передача (рис. 7) состоит из двух шкивов: ведущего 1 и ведомого 2, закрепленных на валах, и ремня, надетого на шкивы с предварительным натяжением. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнём.

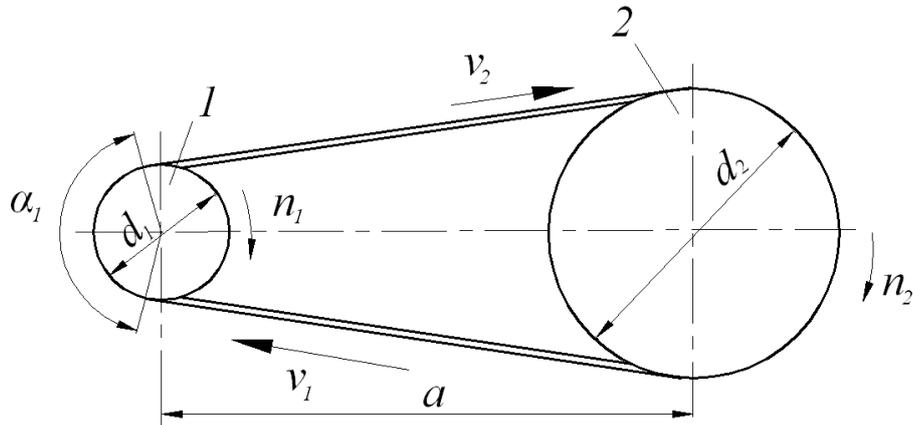


Рис. 7

В зависимости от формы поперечного сечения ремни бывают:

- плоские (рис. 8, а);
- клиновые (рис. 8, б);
- поликлиновые (рис. 8, в);
- круглые (рис. 8, г).

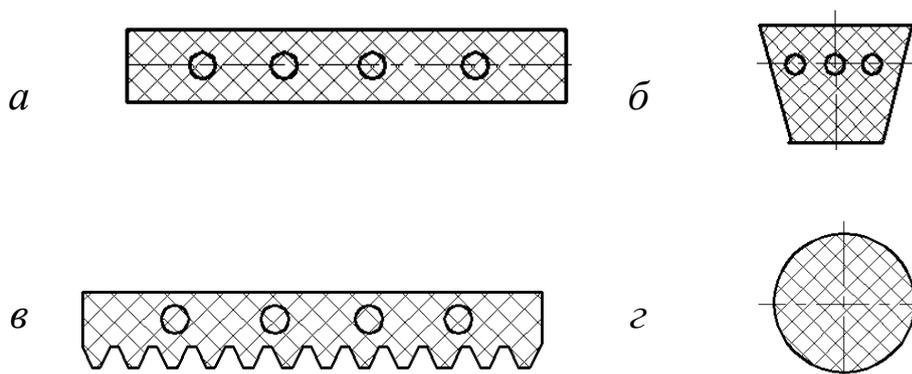


Рис. 8

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые и поликлиновые ремни, так как они имеют большую долговечность и тяговую способность, допускают максимальную величину передаточного числа, равную $u_{max} = 8...10$ без натяжного ролика.

Клиновые ремни бывают: кордтканевые и кордшнуровые (рис. 9).

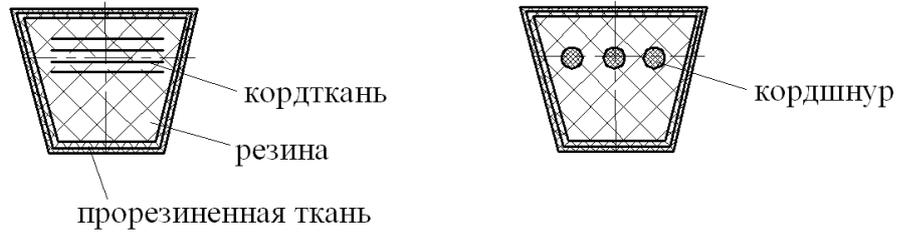


Рис. 9

Клиновые ремни, изготовленные по ГОСТ 1284.1–89, бывают семи сечений (Z, A, B, C, D, E, E0), отличающихся размерами (рис. 10).

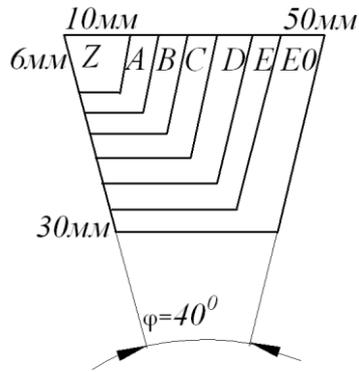


Рис. 10

Достоинства и недостатки ременных передач

Достоинства:

Недостатки:

Кинематические параметры

Окружные скорости на шкивах, м/с

$$\boxed{} \quad \boxed{},$$

где n_1, n_2 – частоты вращения шкивов, м/с;

d_1, d_2 – диаметры шкивов, мм.

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать $V_2 < V_1$ или

$$V_2 = V_1(1 - \varepsilon),$$

где ε – коэффициент скольжения.

Передаточное число

$$\boxed{}.$$

При нормальных рабочих нагрузках $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,02$.

Геометрические параметры передачи

Для клиноременных передач предварительное значение межосевого расстояние a' определяется конструктивными требованиями (габариты передачи, необходимый угол обхвата α_1 на ведущем шкиве и т.д.).

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + \delta < a' < a_{\max} = 2(d_1 + d_2),$$

где δ – высота сечения ремня.

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата:

$$l \approx 2a' + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'}.$$

Полученное значение округляется до ближайшего числа по стандартному ряду.

Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

Угол обхвата ремнём ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{a}.$$

Усилия и напряжения в ремне

В ременной передаче ремень надет на шкивы с предварительным натяжением F_0 .

При работе передачи натяжение ведущей ветви увеличивается ($F_1 > F_0$), а натяжение ведомой ветви уменьшается ($F_2 < F_0$).



где F_t – окружная сила на передаче.

При набегании ремня на шкивы возникает центробежная сила F_v .



где ρ – плотность материала ремня,

A – площадь поперечного сечения ремня,

v – окружная скорость на шкиве.

Натяжение F_v ослабляет полезное действие предварительного натяжения F_0 , уменьшает силу трения и тем самым понижает нагрузочную способность передачи. Силы, возникающие в ремне, нагружают валы и подшипники.

Сила, действующая на валы и подшипники, F_r :

$$F_r \approx (2...3)F_t .$$

Под влиянием усилий в ремне возникают нормальные напряжения:

– напряжение от предварительного натяжения

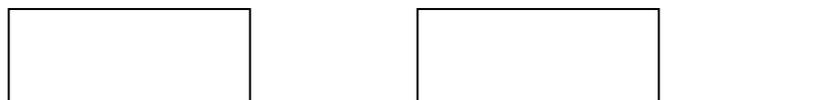


– напряжение от действия внешних нагрузок



– разность этих напряжений определяет $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$ – так называемое полезное напряжение;

– напряжение от центробежных сил



– напряжение изгиба в ремне

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{E \cdot \alpha}{r} \cdot y$$

где $E = (500 \dots 600) \text{ МПа}$ – приведенный модуль упругости ремня.

Наибольшее суммарное напряжение σ_{max} возникает в поперечном сечении ремня в месте его набегания на ведущий шкив (рис. 11):

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{сдв}} + \sigma_{\text{т}} + \sigma_{\text{у}} + \sigma_{\text{в}}$$

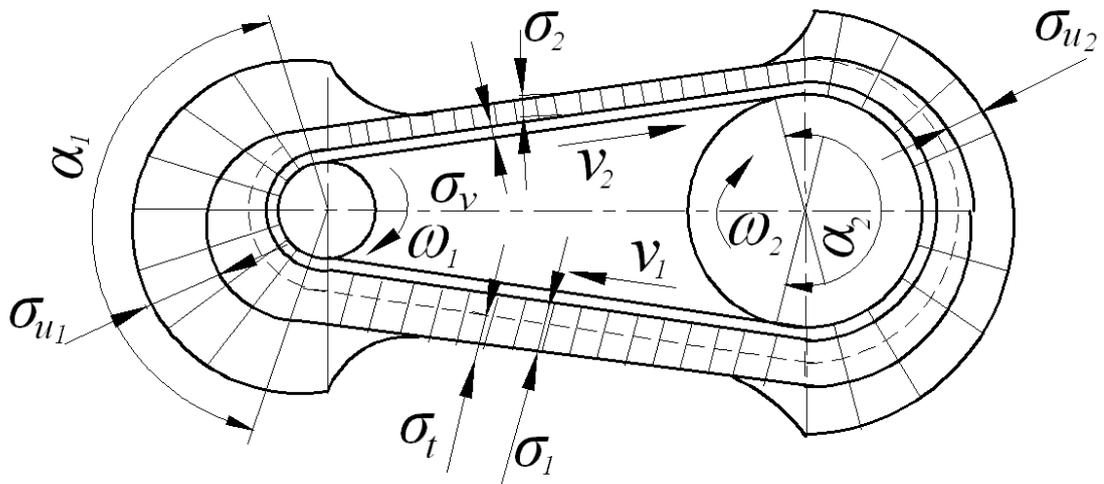


Рис. 11

Расчет ременной передачи

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность и долговечность ремня.

Тяговой способностью ременной передачи называется

Долговечностью ремня называется

Основным расчётом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности. Расчёт на долговечность производится как проверочный.

Чем больше число ремней, тем трудней получить их равномерную загрузку из-за неизбежных погрешностей размеров ремней и канавок шкивов. Поэтому рекомендуют $z \leq 6(8)$.

Способы натяжения ремней

1.

2.

3.

Зубчатые механизмы для передачи вращательного движения

В зубчатой передаче движение передаётся с помощью зацепления пары зубчатых колёс (см. рис. 2).

Ведущее зубчатое колесо принято называть шестерней, ведомое – колесом. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, параметрам колеса – индекс 2.

Зубчатые передачи – самый распространённый вид механических передач, так как они могут надёжно передавать мощности от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с. Зубчатые передачи широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Достоинства:

Недостатки:

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

На рис. 12 обозначено: $n-n$ – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям колёс), α_w – угол зацепления, Π – полюс зацепления (точка касания начальных или делительных окружностей).

Начальными окружностями d_{w1} и d_{w2} называются

Делительными окружностями d_1 и d_2 называются

Окружным шагом зубьев p называется

Для стандартных колёс диаметры делительных и начальных окружностей совпадают, т.е. $d_1 = d_{w1}$ и $d_2 = d_{w2}$.

Для пары зацепляющихся колёс окружной шаг должен быть одинаковым.

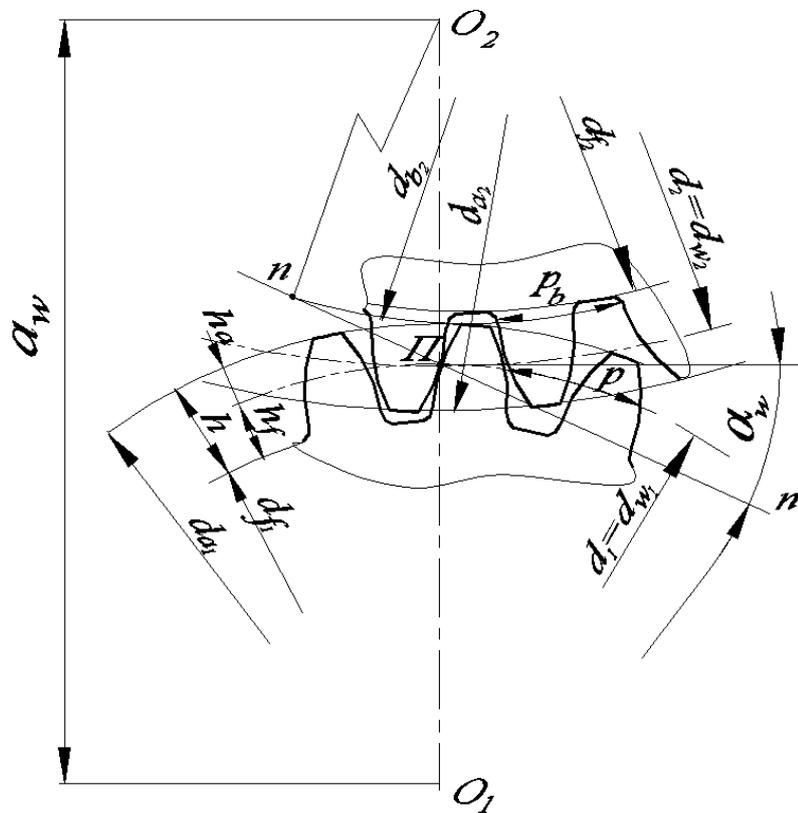


Рис. 12

Длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d = pz$,
где z – число зубьев, следовательно,

Отношение $\frac{p}{\pi}$ называют модулем зубьев m и измеряют в миллиметрах:

тогда диаметр делительной окружности

Модуль зубьев является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колёс модуль должен быть одинаковым. Значения модулей стандартизованы ГОСТ 9563-80 (таблица).

Значения модулей по ГОСТ 9563-80 (выборка)

Ряды	Модуль m , мм
1-й	1,0; 1,25; 1,5; 2,0 ; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7

Делительная окружность делит зуб по высоте на головку h_a и ножку h_f . Для стандартных колёс $h_a = m$, $h_f = 1,25m$.

Высота зуба ,

где d_a и d_f – соответственно диаметры окружностей выступов и впадин.

или

Межосевое расстояние

Передаточное число цилиндрических зубчатых передач

где n_1, n_2 – частоты вращения соответственно шестерни и колеса;

ω_1, ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса;

d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей шестерни и колеса;

z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

Силы в зацеплении прямозубых цилиндрических передач

Значение этих сил и их составляющих необходимо знать для расчета зубьев, валов и их опор.

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления П (рис. 13).

Равнодействующая сила F_n направлена по линии зацепления $n-n$ как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев.

Равнодействующую силу F_n в зацеплении раскладывают на составляющие:

– окружная сила

– радиальная сила

где T_1, T_2 – вращающие моменты на шестерне и колесе, $Нм$;

$\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления.

На колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, на шестерне противоположно ему. Радиальные силы F_r направлены к осям вращения колёс и создают «распор» в передаче.

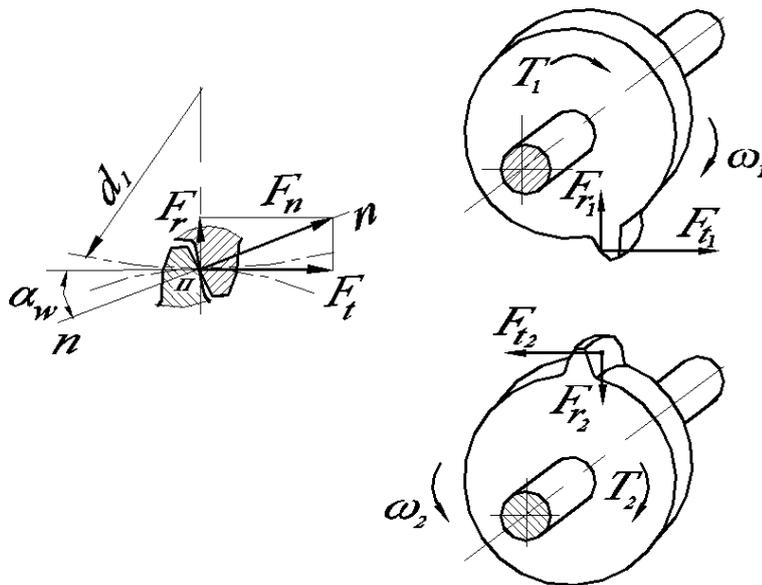


Рис. 13

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

У косозубых колёс зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β (рис. 14).

Профиль косо́го зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба модуля $m = m_n$. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным.

В торцовом сечении $t-t$ параметры косо́го зуба изменяются в зависимости от угла β .

Основные параметры косозубых цилиндрических колёс

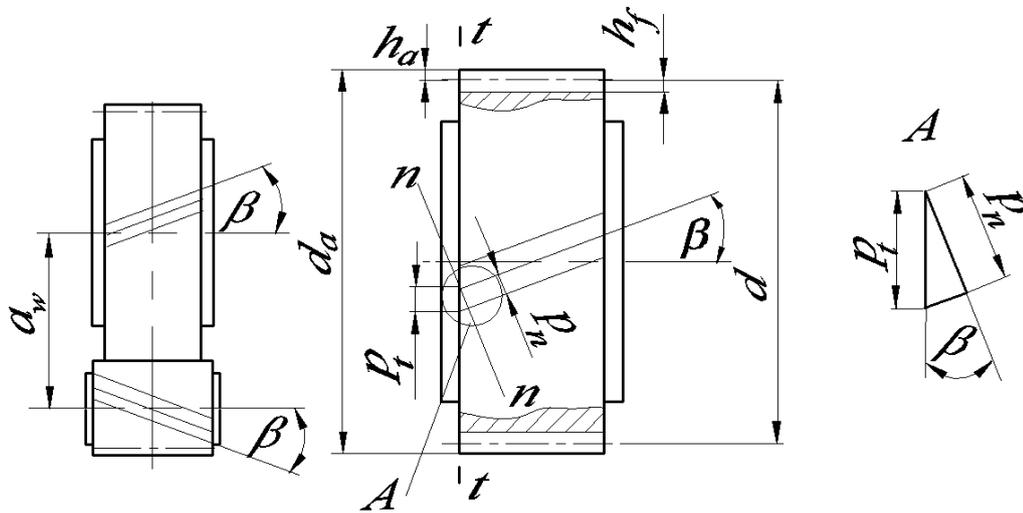


Рис. 14

Окружной шаг .

Окружной модуль .

Делительный диаметр .

Индексы n и t приписывают параметрам колёс в нормальном и торцовом сечениях соответственно.

Высоты головки косо́го зуба h_a и ножки h_f соответственно равны:

.

Диаметр окружности выступов

Диаметр окружности впадин

Межосевое расстояние

Силы в зацеплении (рис.15)

В косозубой передаче равнодействующая сила F_n составляет угол β с торцом колеса. Разложив F_n на составляющие, получим:

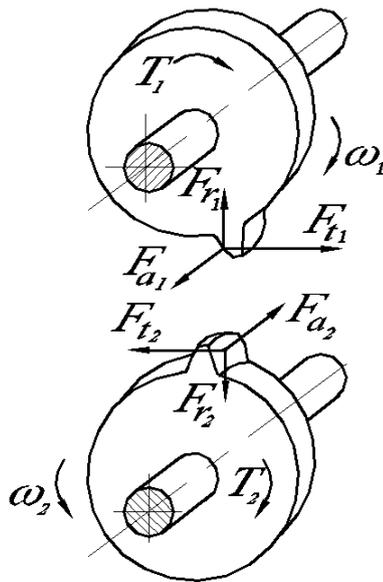


Рис. 15

– окружную силу

– радиальную силу

– осевую силу



Достоинства (в сравнении с прямозубой передачей):

Недостатки:

Виды разрушения зубьев и основы их расчётов на сопротивление усталости по контактным и изгибным напряжениям

При передаче крутящего момента в зацеплении, кроме нормальной силы F_n , действует сила трения $F_{TP} = F_n f$, связанная со скольжением (рис. 16, *a*). Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F^* , изменяющиеся во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу (рис. 16, *б*).

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломки зубьев от напряжения изгиба и выкрашивания поверхности от контактных напряжений.

Усталостная поломка зубьев возникает вследствие длительно действующих напряжений изгиба σ_F . В наиболее напряженной зоне у основания образуются трещины усталости, которые с ростом числа циклов увеличиваются, и происходит разрушение зуба.

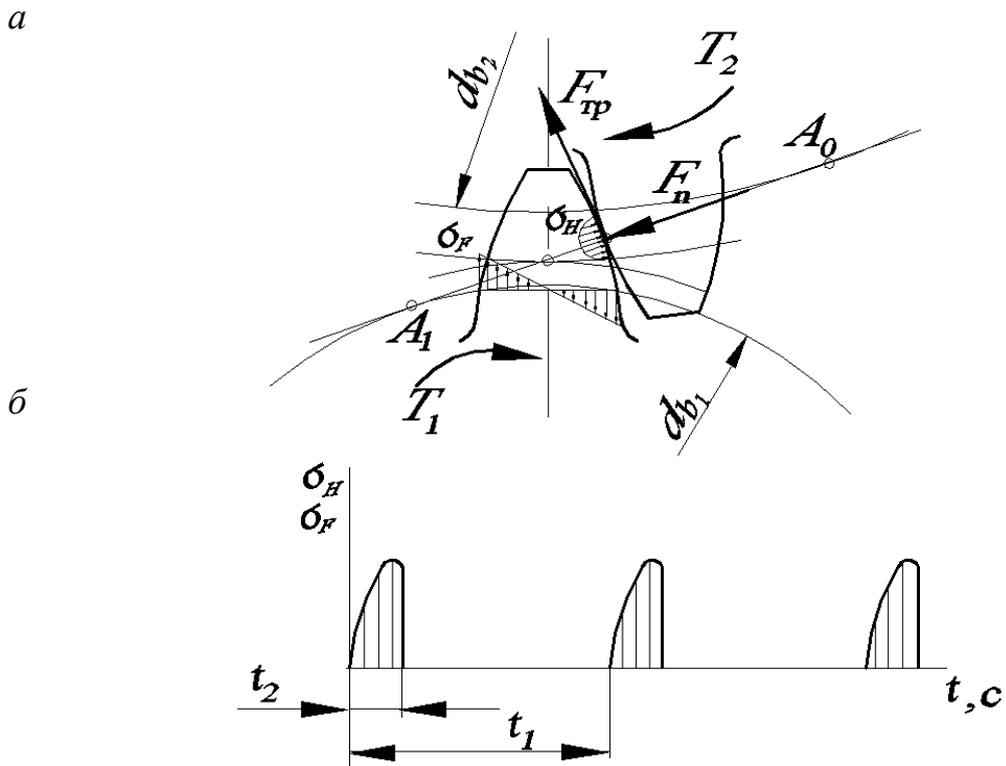


Рис. 16

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев происходит вследствие длительно действующих в зоне контакта контактных напряжений σ_H , вызывающих усталость материала зубьев (рис.17 а, б, в). При проектировочном расчёте цилиндрических передач из условия контактной прочности определяют межосевое расстояние a_w .

Модуль передачи определяют из условия прочности на изгиб.

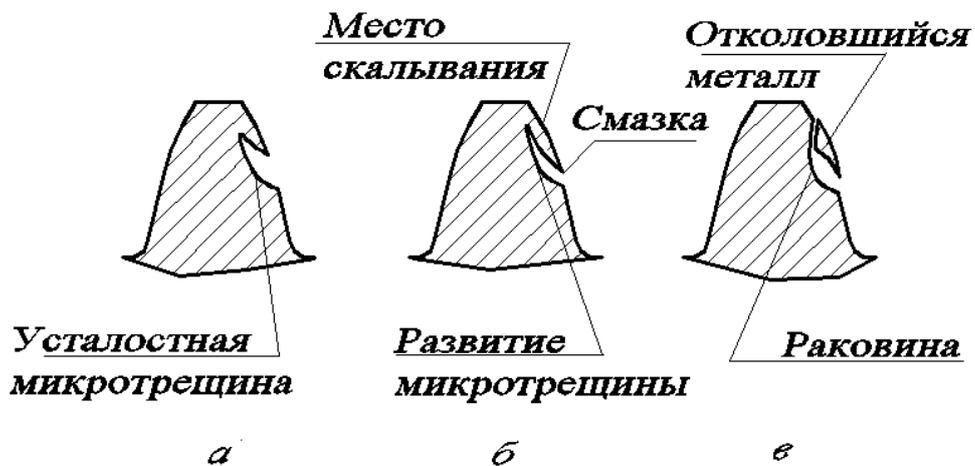


Рис.17

К О Н И Ч Е С К А Я П Р Я М О З У Б А Я П Е Р Е Д А Ч А

Достоинства:

Недостатки:

Передаточное число

где d_{e1}, d_{e2} – внешние делительные диаметры колёс;

δ_1, δ_2 – углы образующих делительных конусов.

Г е о м е т р и ч е с к и е р а з м е р ы к о н и ч е с к о й п р я м о з у б о й п е р е д а ч и

Высота и толщина зубьев конических колёс постепенно уменьшается по мере приближения к вершине конуса. Для удобства измерения размеры конических колёс принято определять по внешнему торцу зуба (рис.18).

При этом для расчёта применяют только внешний d_e и средний d_m делительные диаметры:

где m_e – внешний окружной модуль зубьев, полученный по внешнему торцу колеса,

b – ширина зубчатого венца колеса, $b = 0,285R_e$,

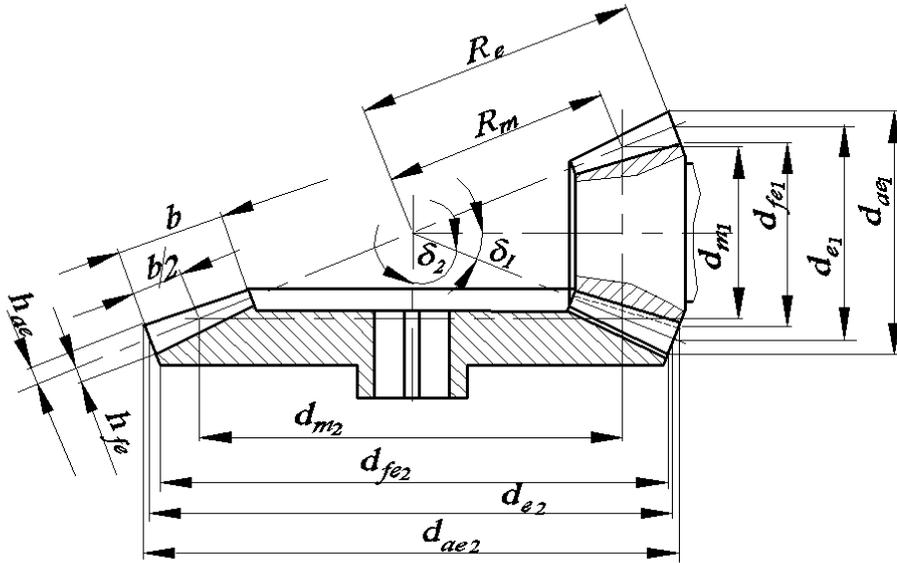


Рис. 18

– внешнее конусное расстояние

– среднее конусное расстояние

– внешняя высота головки зуба

– внешняя высота ножки зуба

– внешний диаметр окружности вершин зубьев

– внешний диаметр окружности впадин зубьев

Силы в зацеплении (рис. 19)

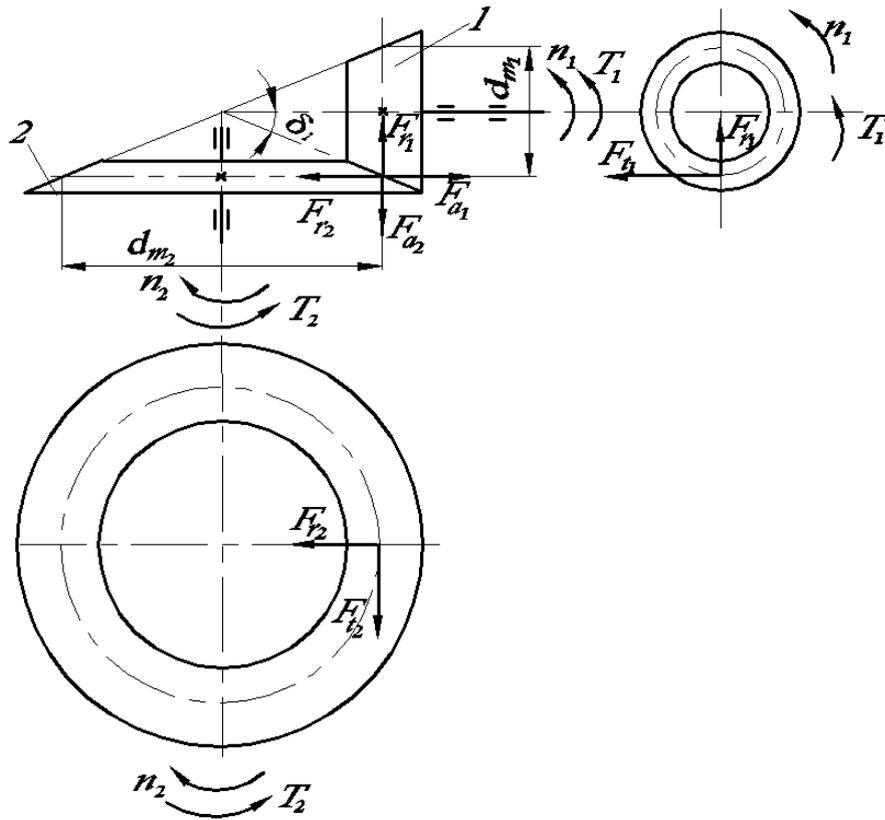


Рис. 19

На шестерню конической прямозубой передачи действуют три силы:
окружная

 ,

радиальная

 ,

осевая

 ,

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Силы прикладываются по среднему делительному диаметру колеса и шестерни.

Для колеса направление сил противоположно, при этом

Направление окружных сил F_t , как и в цилиндрической передаче, зависит от направления вращения колёс. Осевые силы F_a всегда направлены к основаниям конусов, радиальные силы F_r – к осям вращения колёс.

ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно $\Theta = 90^\circ$ (рис. 20), и состоят из червяка и червячного колеса. В большинстве случаев ведущим является червяк, ведомым – червячное колесо (рис. 20) .

Параметрам червяка присваивается индекс 1, а параметрам колеса – индекс 2.

Червяк – это короткий винт с трапецеидальной резьбой.

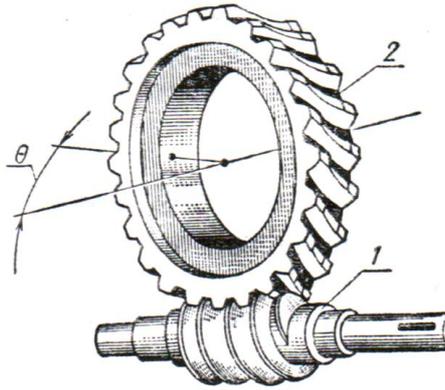


Рис. 20

Достоинства:

Недостатки:

Классификация червячных передач

1. В зависимости от формы внешней поверхности червяка:
 - с цилиндрическим (рис. 21) и
 - с глобоидным (рис. 21) червяком.

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

Ниже рассматриваются передачи с цилиндрическими червяками.

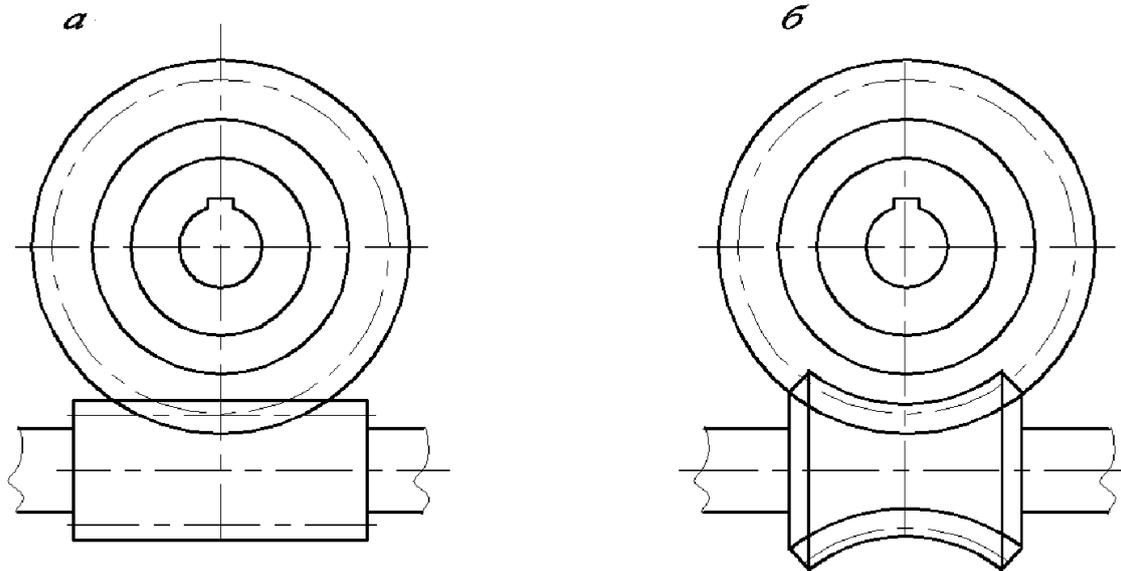


Рис. 21

2. В зависимости от направления линии витка червяка:
 - с правым и
 - левым направлениями.
3. В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка:
 - с однозаходным,
 - двухзаходным и
 - четырёхзаходным червяками.
4. В зависимости от расположения червяка относительно колеса:
 - с нижним (рис. 22),
 - боковым (рис. 22) и
 - верхним (рис. 22) червяками.

Чаще всего расположение червяка диктуется условиями компоновки изделия.

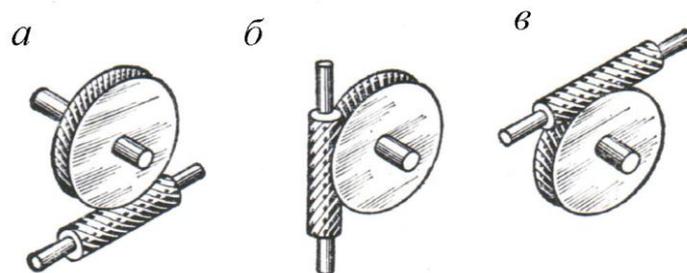


Рис. 22

5. В зависимости от формы винтовой поверхности витков цилиндрического червяка:

- с архимедовым,
- конволютным и
- эвольвентным червяками.

Основные геометрические размеры червяка и колеса (рис.23)

- угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^0$;
- расчетный шаг червяка

;

откуда расчетный модуль

;

- ход витка червяка

,

где z_1 – число витков (заходов) червяка;

- высота головки витка червяка и зуба колеса

;

- высота ножки витка червяка и зуба колеса

;

- делительный диаметр червяка

,

где q – коэффициент диаметра червяка.

Значения m и q стандартизованы. Наиболее часто встречаются значения:

$m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5 \text{ мм};$

$q = 8; 10^*; 12,5^{**}; 16; 20;$

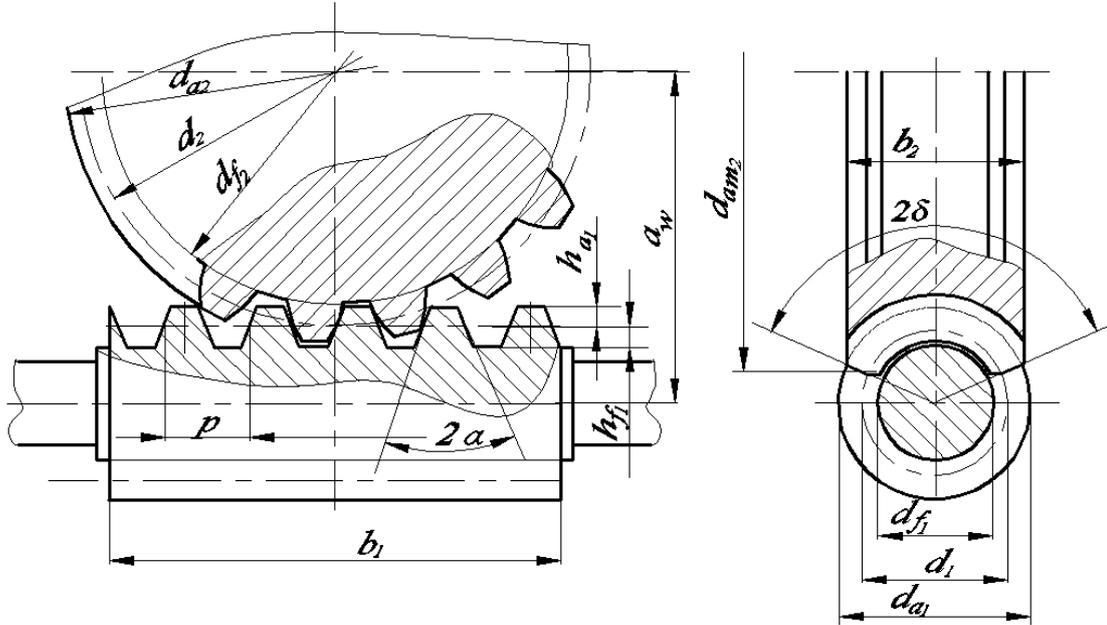


Рис. 23

– угол подъёма винтовой линии γ представлен на развёртке витка червяка (рис. 24):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q};$$

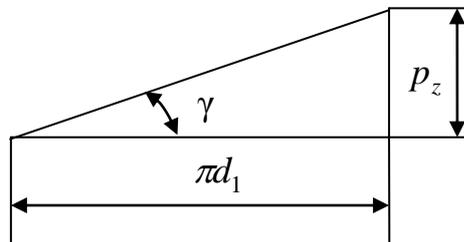


Рис. 24

– диаметр окружности выступов витков червяка

 ;

– диаметр окружности впадин витков

 .

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса.

При $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$ $b_1 \geq 11 + 0,06z_2$ м,

при $z_1 = 4$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)$ м,

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении. К ним относятся:

– делительный диаметр

 ;

– диаметр окружности вершин зубьев

 ;

– диаметр окружности впадин зубьев

 ;

– межосевое расстояние передачи

 ;

– наибольший диаметр червячного колеса

 ;

– ширина венца червячного колеса:

при $z_1 = 1$ или $z_2 = 2$ $b_2 \leq 0,75d_{a1}$,

при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$;

– угол обхвата червяка колесом $2\delta \approx 100^\circ$.

Передаточное число червячной передачи

Число заходов червяка z_1 зависит от передаточного числа u :

u	8...14	св. 14...30	св. 30
z_1	4	2	1

К.п.д. червячной передачи

Для червячных передач к.п.д. зацепления при ведущем червяке

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где φ – угол трения.

Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил получают

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg}\gamma}.$$

При $\gamma \leq \varphi$, $\eta = 0$ передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) становится невозможной. Получаем самотормозящую передачу. Свойство самоторможения червячных передач используют, например, в грузоподъёмных механизмах.

Силы в зацеплении (рис. 25)

В червячной передаче действуют:

– окружная сила червяка F_{t1} , равная осевой силе колеса F_{a2} ,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на червяке;

– окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка F_{a1} ,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{T_2}{d_2},$$

где T_2 – вращающий момент на червячном колесе;

– радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha,$$

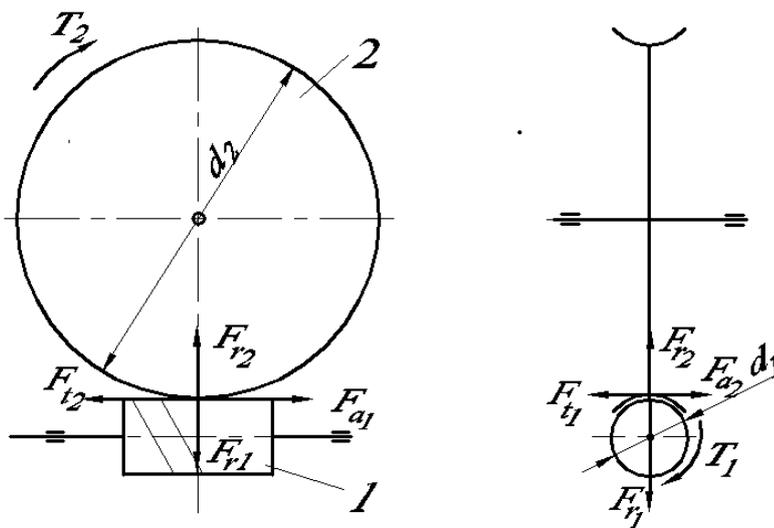


Рис. 25

Материалы и виды разрушения червячной передачи

Ввиду того, что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объёмной закалкой до твёрдости по Роквеллу HRC 45...53.

Зубчатые венцы червячных колёс изготавливают преимущественно из бронзы, для низкоскоростных передач используют чугун. Выбор марки материала зависит от скорости скольжения v_s и длительности работы.

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах, т.е. усталостное выкрашивание, износ, заедание и поломка зубьев.

Направление силы F_{t1} противоположно направлению вращения червяка, а направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением вращения колеса.

ВАЛЫ И ОСИ

Зубчатые колёса, шкивы, звёздочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах и осях.

Вал предназначен для

При работе вал испытывает действие напряжений _____ .

Ось предназначена для

В отличие от вала ось не передаёт вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения.

Оси могут быть неподвижными или могут вращаться вместе с насаженными на них деталями.

Классификация валов

1. По форме геометрической оси валы бывают:

Прямые валы и оси могут быть гладкие или ступенчатые.

2. По форме поперечного сечения валы и оси бывают

3. По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на

Часть вала или оси, опирающаяся на подшипник, называется цапфой. Промежуточную цапфу называют шейкой, а концевую – пятой, если она предназначена в основном для восприятия осевой нагрузки, и шипом, если она предназначена в основном для восприятия радиальной нагрузки.

Критерии работоспособности валов

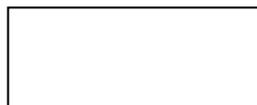
Основными критериями работоспособности являются прочность и жёсткость.

Прочность оценивают коэффициентом запаса S_T при расчёте валов и осей на статическую прочность и коэффициентом S – на сопротивление усталости, а жёсткость – прогибом, углом поворота или закручивания сечений в местах установки деталей.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является проверочный расчёт на сопротивление усталости.

Проектировочный расчёт валов

Диаметр d определяется по формуле, известной из курса сопротивления материалов:



где T , $H \cdot м$ – вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала;
 $[\tau]_{кр}$, $МПа$ – допускаемое напряжение на кручение.

Для валов из стали марки 45 принимают $[\tau]_{кр} = 15...20 \text{ МПа}$.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Проверочный расчёт валов

Проверочный расчёт вала на прочность производят в его опасных сечениях.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций при действии кратковременных перегрузок (в период пуска, разгона, торможения и т.д.).

В результате расчёта определяют **общий коэффициент запаса прочности** по пределу текучести S_T . Статическая прочность вала обеспечена, если $S_T \geq [S]_T$. Минимально допустимое значение коэффициента $[S]_T = 1,3...2,0$.

Расчёт прочности на сопротивление усталости заключается в определении коэффициента S запаса прочности в опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с формой вала, эпюрами изгибающих и крутящих моментов и расположением зон концентрации напряжений.

Прочность вала обеспечена, если $S \geq [S]$.

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности $[S] = 1,5...2,5$.

Расчёт валов на жёсткость выполняют в тех случаях, когда их деформации существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей (зубчатых колёс, подшипников, соединений и т.д.).

ПОДШИПНИКИ

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала.

Подшипники классифицируют по виду трения и воспринимаемой нагрузке.

По виду трения различают:

Достоинства подшипников качения по отношению к подшипникам скольжения:

Недостатки:

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируют:
по форме тел качения (рис. 26)

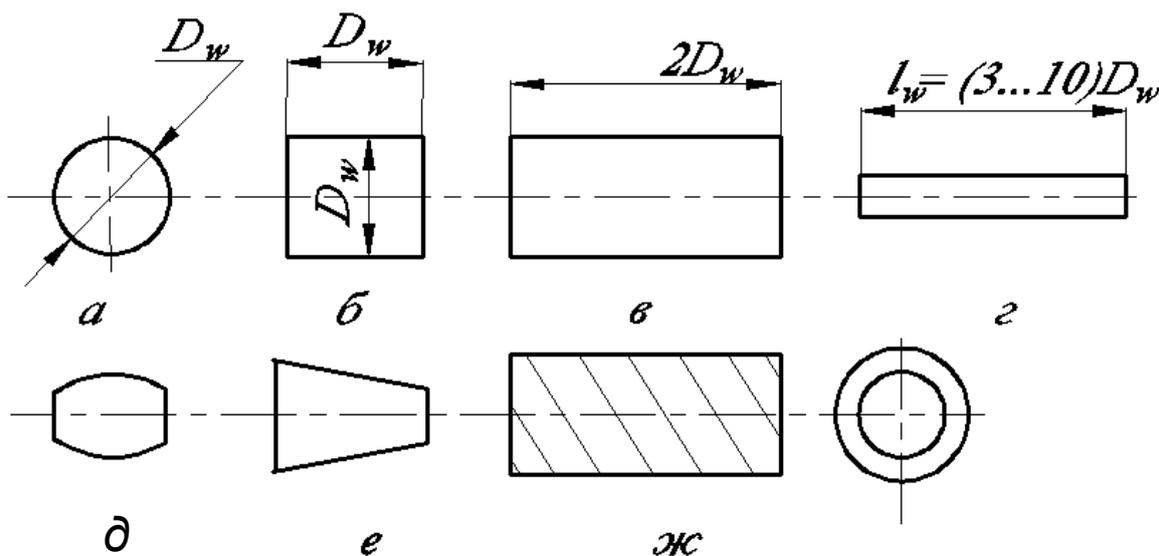


Рис. 26

по направлению воспринимаемой нагрузки:

по числу рядов тел качения:

по основным конструктивным признакам:

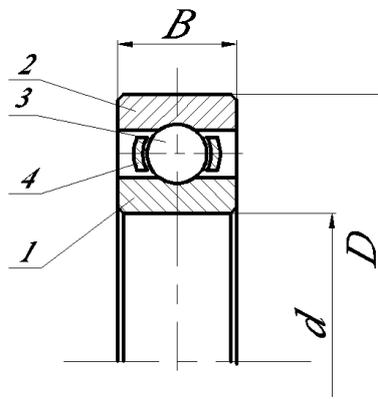


Рис. 27

Основные детали подшипника шарикового радиального однорядного (рис. 27):

1	
2	
3	
4	

Условное обозначение подшипника

Условное обозначение подшипника наносят на торец кольца.

Оно может быть составлено из семи цифр, условно обозначающих внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип и конструктивные особенности. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют. В этом случае число цифр в условном обозначении меньше семи, например 7307.

Две первые цифры справа, умноженные на пять, определяют диаметр внутреннего кольца подшипника. Так, подшипник 7307 имеет $d=35$ мм. Третья цифра справа обозначает серию диаметров и совместно с седьмой цифрой, обозначающей серию ширин, определяет размерную серию подшипника.

Четвёртая цифра справа обозначает тип подшипника:

Шариковый радиальный однорядный	0
Шариковый радиальный сферический двухрядный	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический двухрядный	3
Шариковый радиально-упорный однорядный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный	8

Приведенный для примера подшипник 7307 является роликовым коническим.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивную особенность (наличие уплотнений, защитных шайб или канавки на наружном кольце под упорное кольцо и др.).

Кроме цифр основного обозначения, слева и справа от них могут быть дополнительные буквы и цифры, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника.

Так, класс точности подшипника обозначают цифрой слева через тире от основного обозначения. В порядке повышения точности классы точности обозначают: 0, 6, 5, 4, 2. В общем машиностроении применяют подшипники классов 0 и 6.

В нашем примере подшипник 7307 относится к классу точности 0.

МУФТЫ ПРИВОДОВ

Муфтой называется

Классификация (рис. 28)

Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Например, муфты используют для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); предохранения машины от перегрузок (предохранительные муфты); компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты); уменьшения динамических (ударных) нагрузок (упругие муфты) и т. д.

По управляемости муфты приводов разделяют на неуправляемые (нерасцепляемые), управляемые (сцепные), самоуправляемые (автоматического действия).



Рис. 28

Смещения валов. Компенсирующие муфты

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа, деформаций при передаче вращающих моментов неизбежно относительное смещение соединяемых валов. Различают следующие возможные смещения соединяемых валов:

- осевое Δa (может быть вызвано также температурным удлинением валов) (рис. 29, а);
- радиальное Δr (рис. 29, б);
- угловое γ (рис. 29, в).

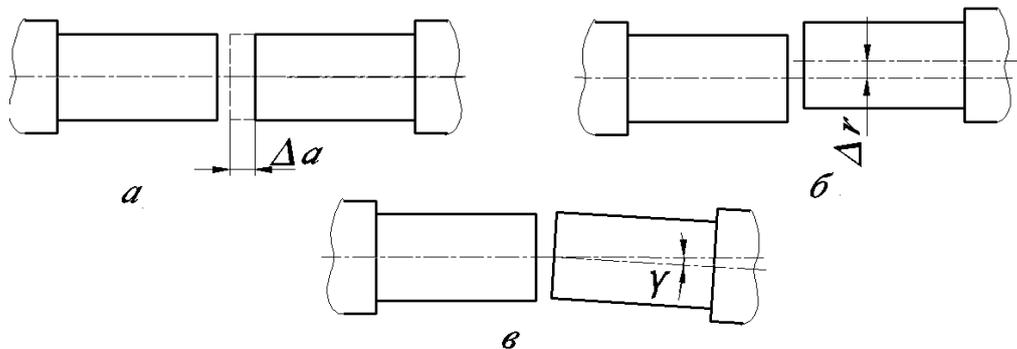


Рис. 29

Выбор муфт

Основной характеристикой муфты является значение вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.

Выбирают муфты по таблицам справочников или проектируют по расчётному моменту:

$$T_H = K \cdot P \cdot n^{-1},$$

где T_H – номинальный длительно действующий момент, $H \cdot м$;

K – коэффициент режима работы муфты, принимаемый для машин при спокойной работе $K = 1 \dots 1,4$ (конвейеры), при переменной нагрузке (поршневые компрессоры, строгальные станки, мельницы) $K = 1,5 \dots 2,0$, для машин с большими массами и ударной нагрузкой (молоты, прокатные станы, шаровые мельницы) $K = 2,5 \dots 3,0$.

$$P = T_H \cdot n,$$

где P – мощность, передаваемая муфтой, $кВт$;

n – частота вращения, $мин^{-1}$.

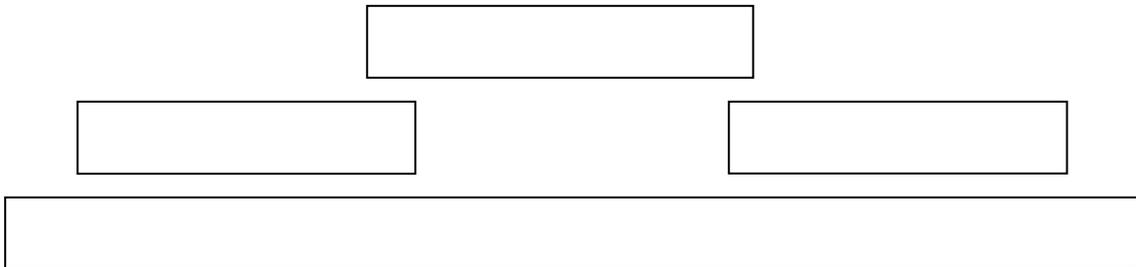
СОЕДИНЕНИЯ

ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночным соединением называется

Шпонки общемашиностроительного назначения обычно изготавливают из углеродистых сталей 45 и 50 светлого проката или чистотянутых профилей.

Классификация



Виды шпонок ненапряженного соединения (рис. 30)

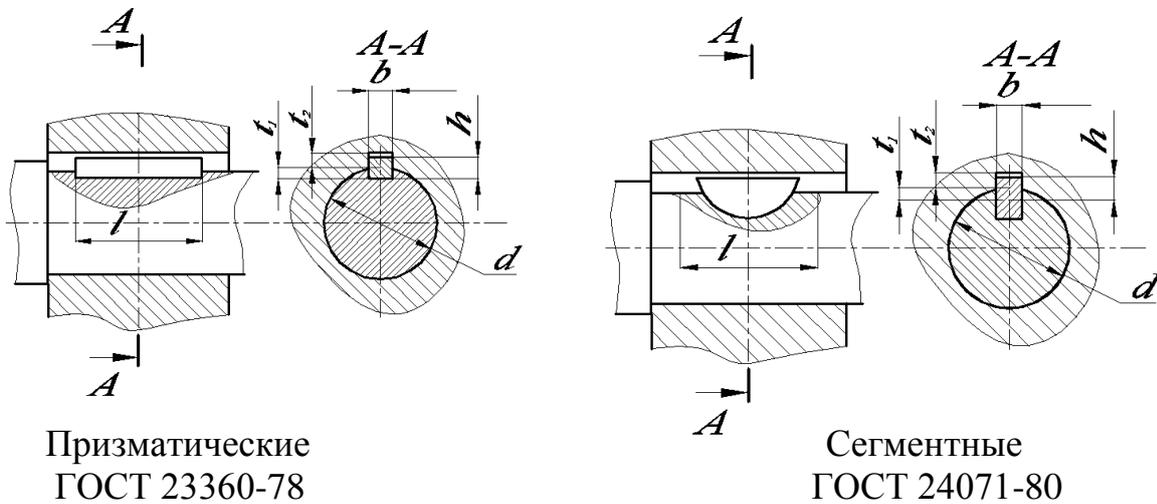


Рис. 30

Достоинства:

Недостатки:

Выбор шпонок

Расчетная схема соединений

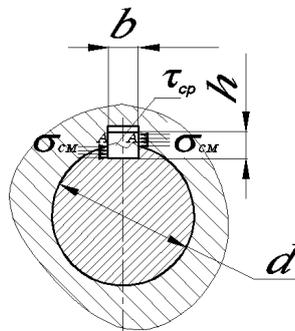


Рис. 31

Вращающий момент вызывает напряжения среза по сечению шириной b и длиной l и напряжения смятия на боковых гранях шпонки, которые считаются распределенными равномерно по площади контакта (рис. 31).

Расчет призматических шпонок (рис. 32)

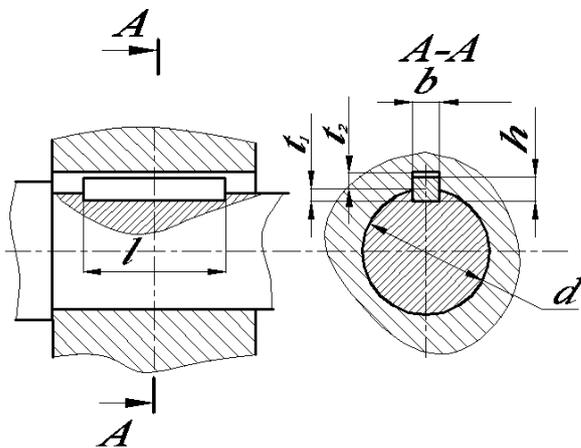


Рис. 32

Виды шпонок напряженного соединения

Клиновья (рис. 33) ГОСТ 24068-80.

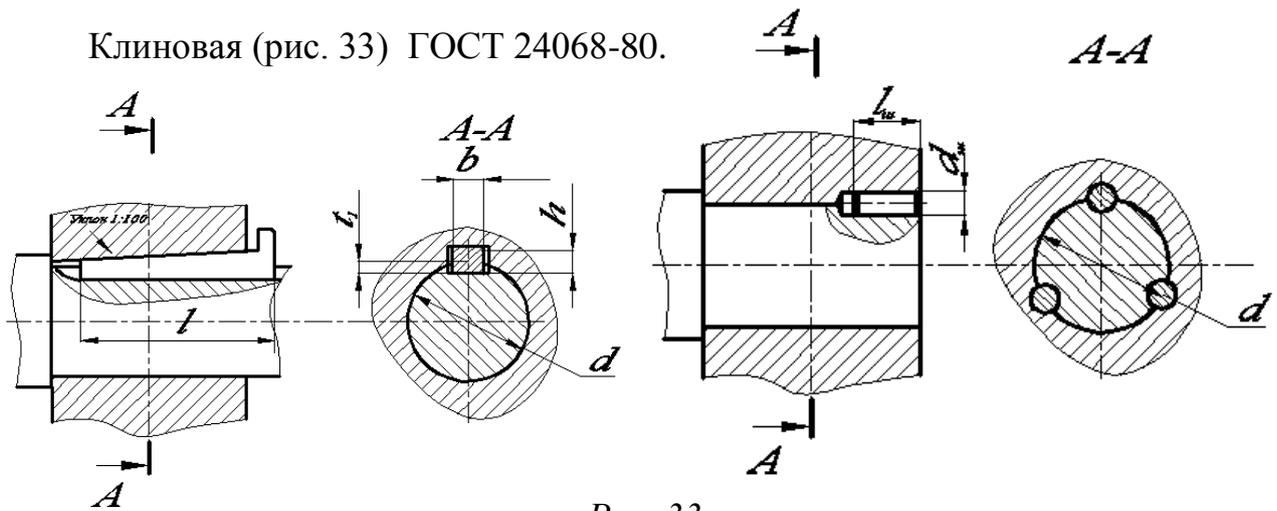
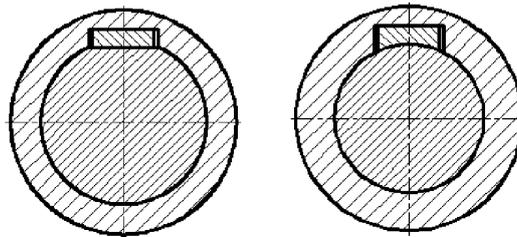


Рис. 33

Штифтовая (рис. 34) ГОСТ 3128-70 ГОСТ 12207-79.

На лыске



Фрикционная

Рис. 34

У клиновых врезных, на лыске и фрикционных шпонок рабочими являются широкие грани, а по боковым граням предусматривается зазор. Клиновые шпонки имеют ограниченное применение, так как они

Расчет штифтовых шпонок (рис. 35)

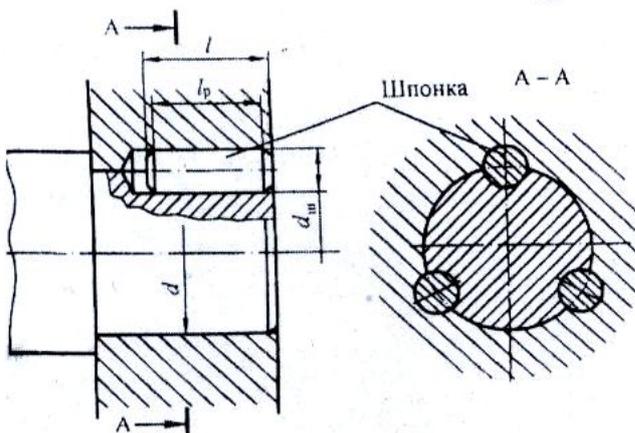


Рис. 35

ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (рис. 36)

Различают шлицевые соединения:

- неподвижные в осевом направлении для жесткого соединения вала со ступицей,
- подвижные соединения с возможностью относительного взаимного перемещения деталей вдоль оси соединения.

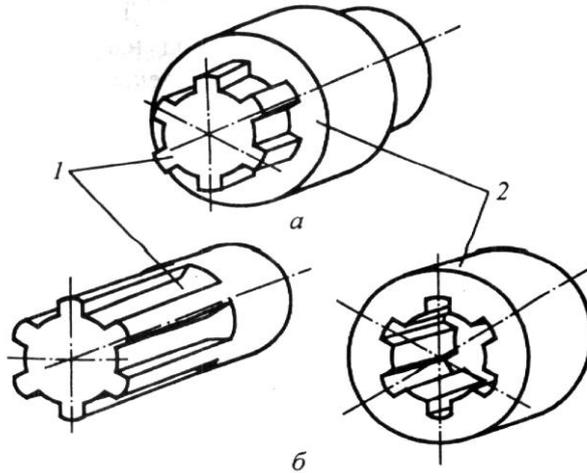


Рис. 36

Шлицевое соединение (а) и его детали (б): 1 – _____;
2 – _____

Достоинства:

Недостатки:

Виды шлицевых соединений (рис. 37)

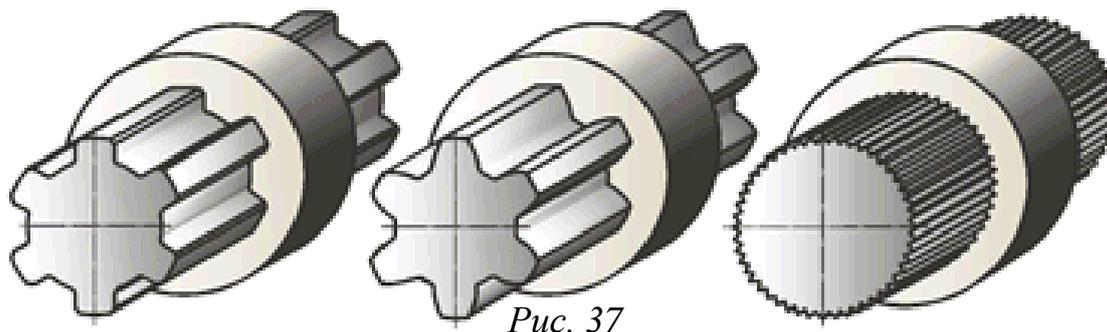


Рис. 37

По форме боковых рабочих поверхностей зубьев (рис. 38) шлицевых соединений различают:

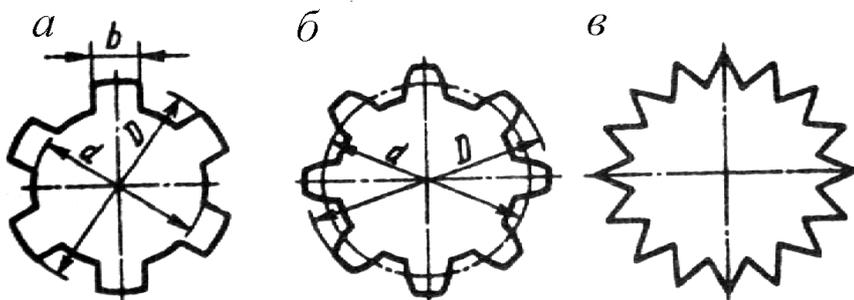


Рис.38

прямобочное (а), эвольвентное (б), треугольное (в).

Прямобочное шлицевое соединение ГОСТ 1139-80.

Виды центрирования (рис. 39)

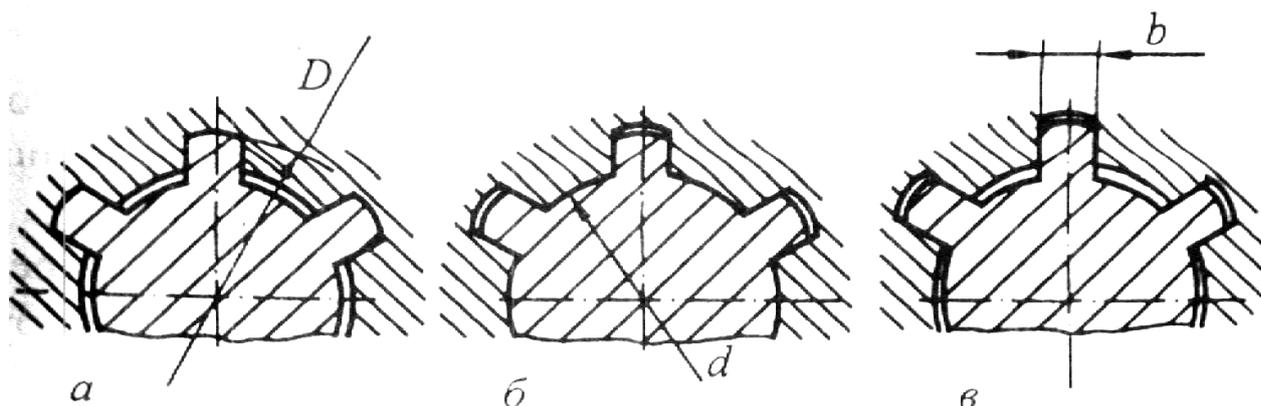


Рис. 39

a	
б	
в	

Стандартом предусмотрены три серии соединений

**Эвольвентное шлицевое соединение (рис. 40)
по ГОСТ 6033-80**

Угол зацепления 30^0

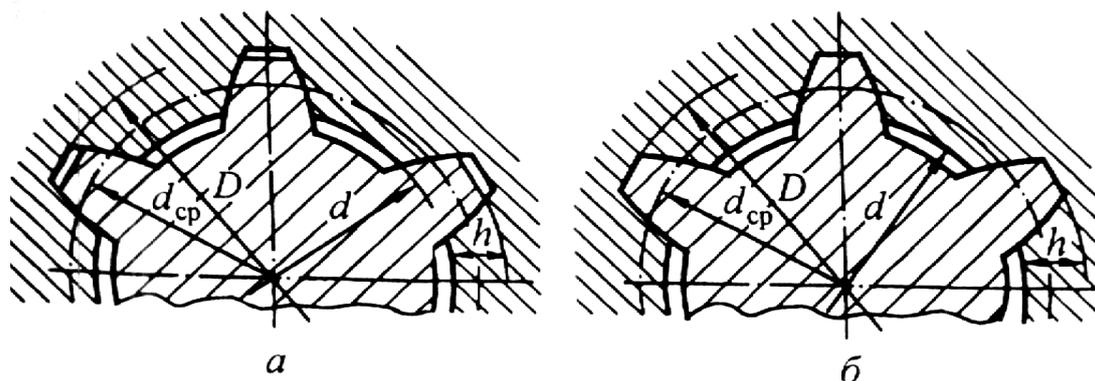


Рис. 40

Центрирование: _____

Треугольное шлицевое соединение центрируют по боковым сторонам зубьев (рис. 41).

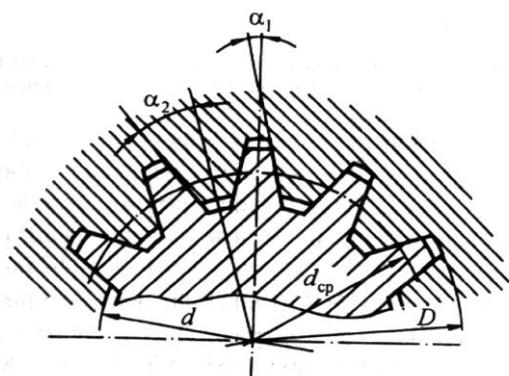


Рис. 41

$$\left(\alpha_2 = 30^0, 36^0 \text{ или } 45^0; \quad \alpha_1 = \alpha_2 - \frac{180^0}{z} \right)$$

Расчет шлицевого соединения (рис. 42)

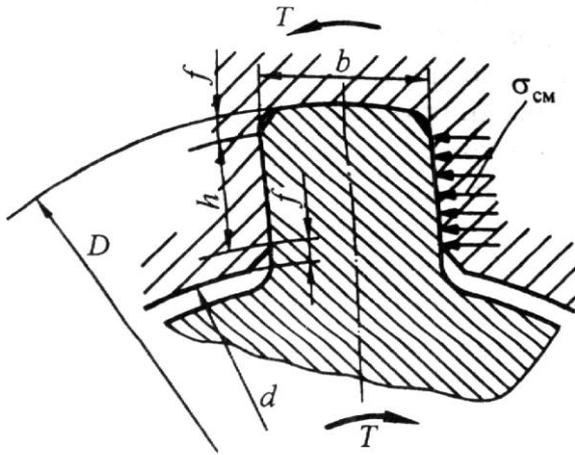


Рис. 42

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварным соединением называется

Основные виды сварки:

дуговая ручная, автоматическая дуговая под флюсом, в защитных газах, атомно-водородная, электрошлаковая, контактная, ацетилено-кислородная, газопрессовая, термитная, трением, взрывом, печная, холодная прессовая, индукционная, диффузионная, электронно-лучевая, плазменно-лучевая, ультразвуковая, лазерная.

Область практического применения

Достоинства:

Недостатки:

Дуговая ручная

Сварные соединения по взаимному расположению соединяемых элементов можно разделить на следующие группы:

Стыковые соединения (рис. 43)

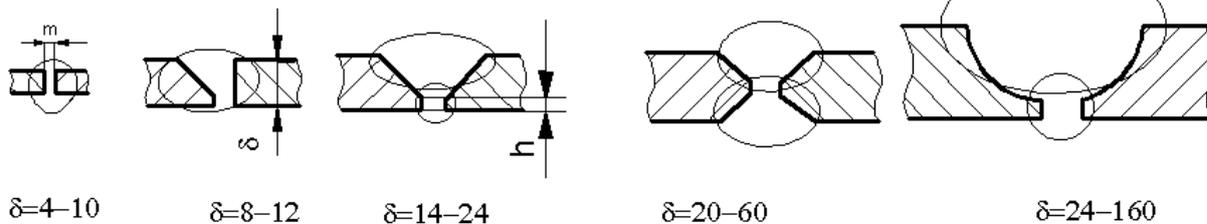
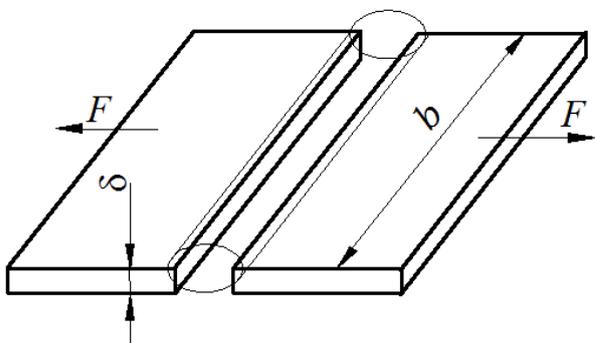
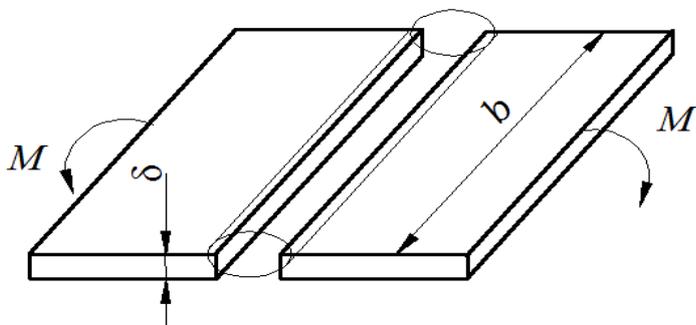


Рис. 43

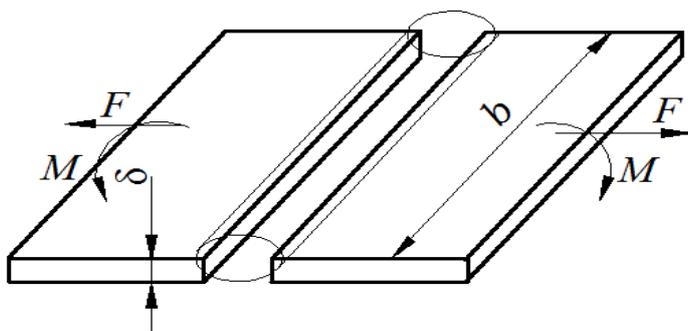
Расчет сварных стыковых соединений на прочность (рис. 44)



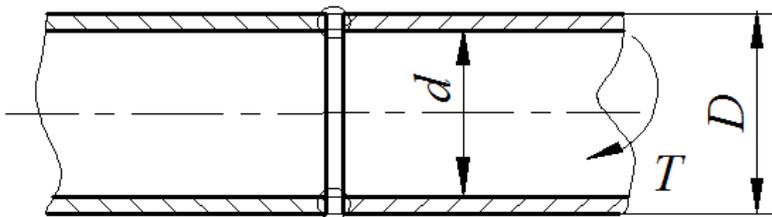
Растяжение



Изгиб



Растяжение с изгибом



Кручение

Рис. 44

Нахлесточные соединения

Формы поперечных сечений угловых швов (рис. 45)

$$K=0,4d + 2\text{мм}$$

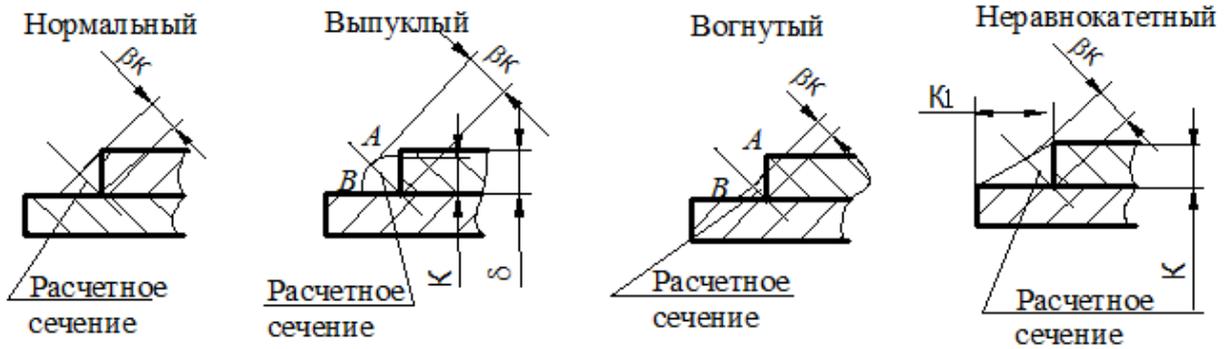
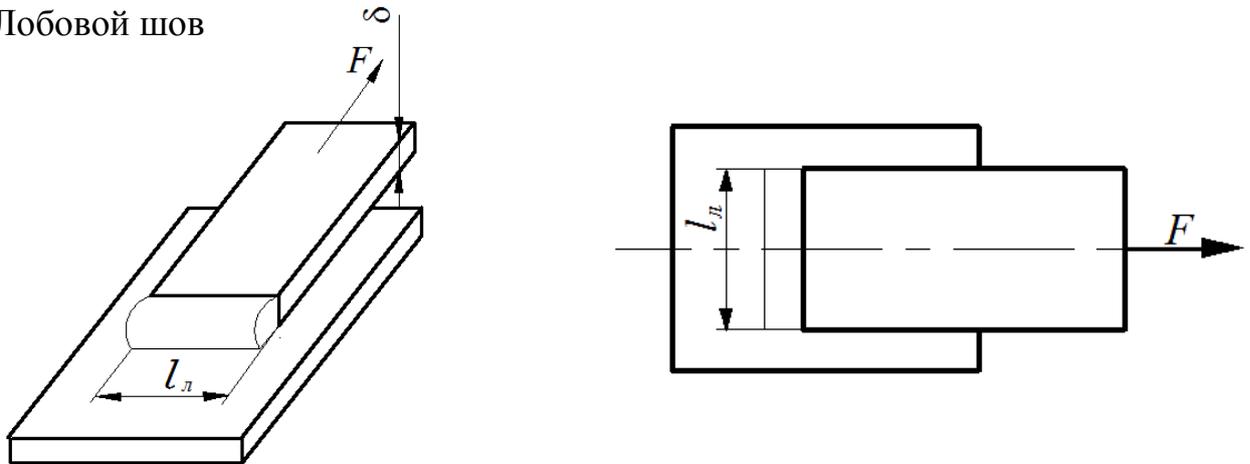


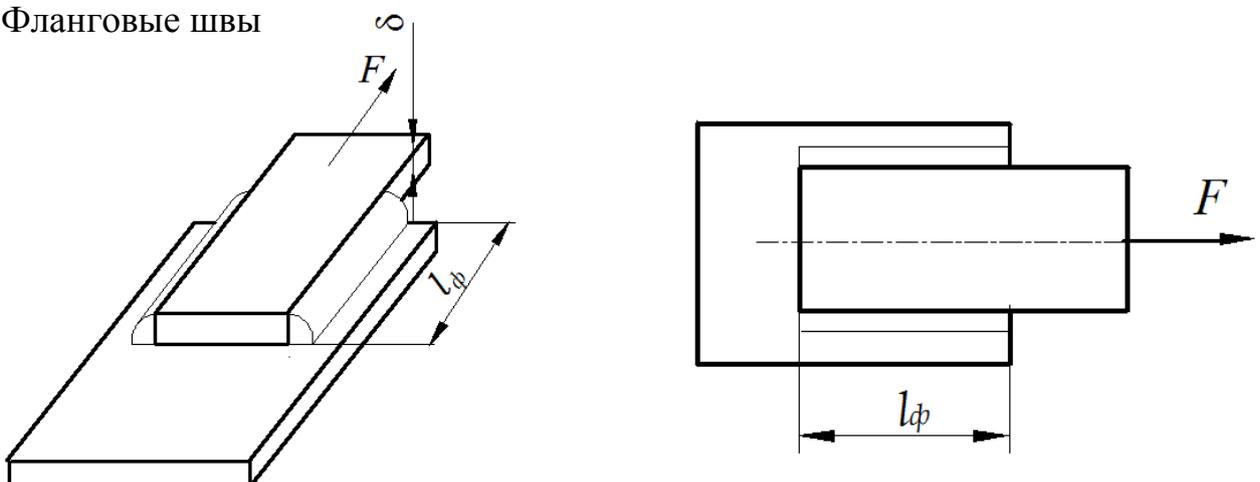
Рис. 45

По расположению относительно нагрузки (рис. 46) сварные швы называются: _____

Лобовой шов



Фланговые швы



Комбинированный шов

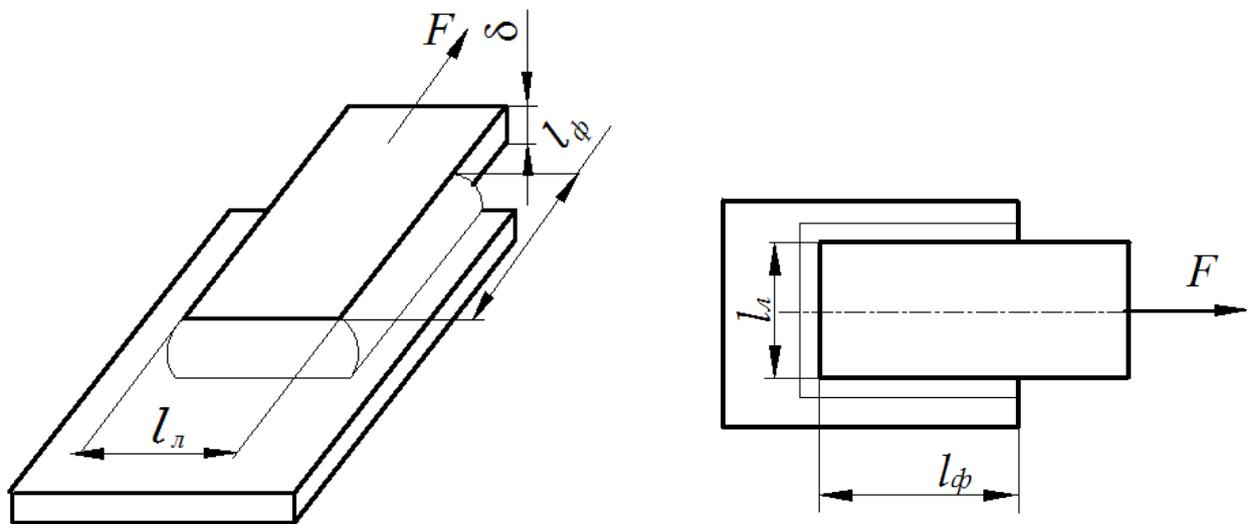


Рис. 46

Расчет лобовых сварных швов на прочность (рис. 46)

Расчет фланговых сварных швов на прочность (рис. 47)

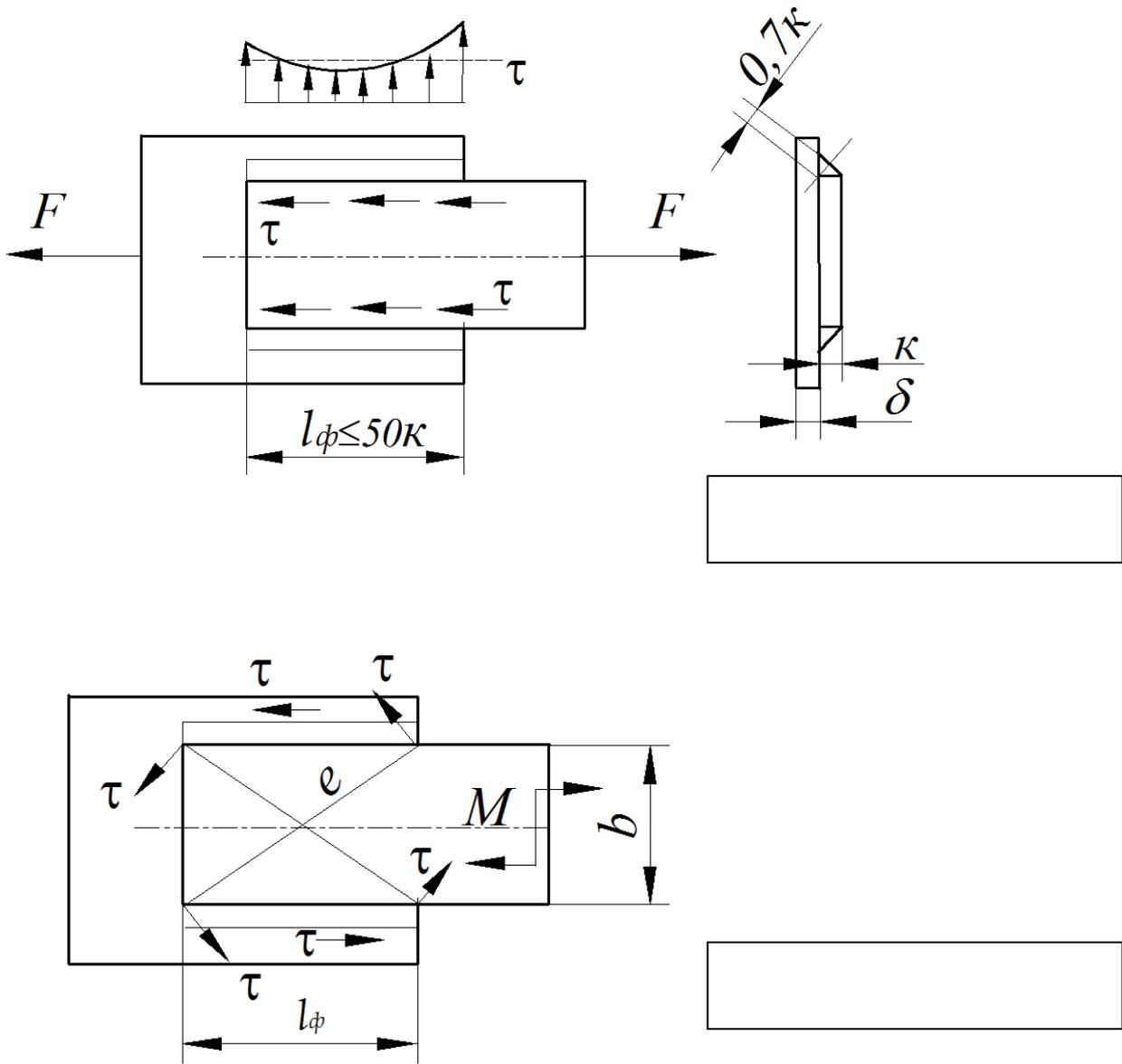


Рис. 47

Рекомендации и ограничения

Расчет комбинированных сварных швов на прочность (рис. 48)

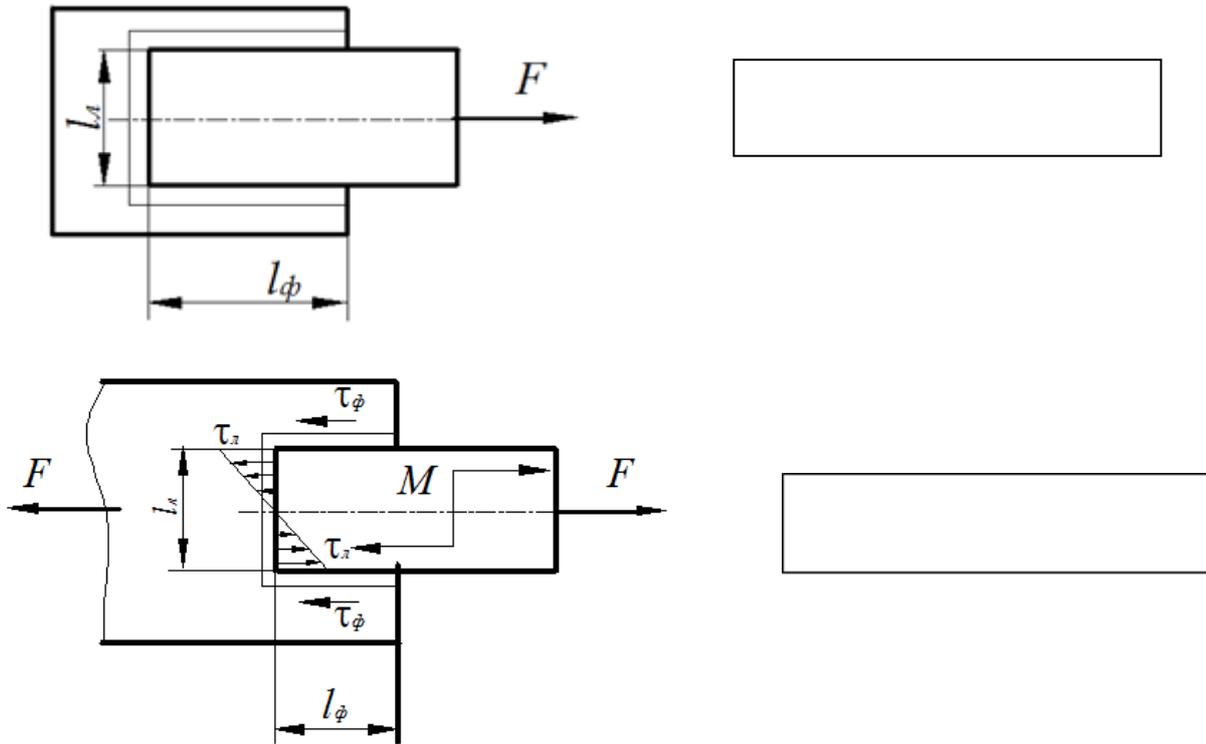


Рис. 48

Рекомендации и ограничения

ЗАКЛЁПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклёпочное соединение относится к неразъёмным соединениям.

Заклёпка представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкающей, формируют при клёпке.

Виды заклёпок по конструкции

Виды заклёпок по конструкции головок (рис. 49):

- с полукруглой;
- с потайной;
- с полупотайной;
- трубчатые.



Рис. 49

Заклёпочные соединения

Область практического применения заклёпок

Процесс клёпки (рис. 50)

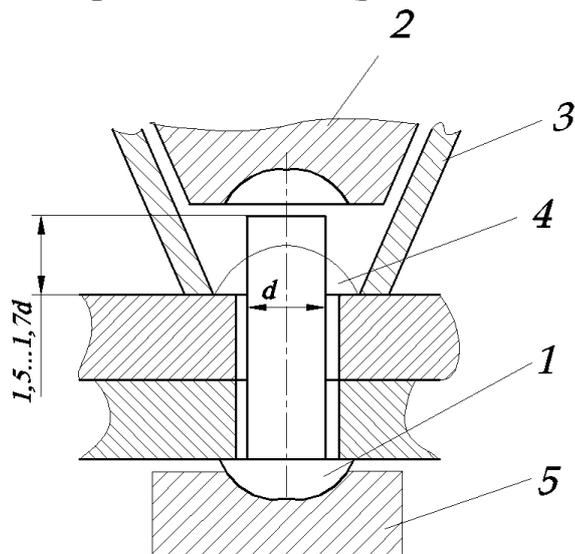


Рис.50

- 1 – _____
- 2 – _____
- 3 – _____
- 4 – _____
- 5 – _____

Область практического применения заклёпок

Достоинства заклёпочных соединений:

Недостатки:

Классификация по назначению

Прочные (в металлоконструкциях).

Прочноплотные (в резервуарах с высоким давлением).

Плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Классификация по конструктивному признаку

Различают заклёпочные соединения: внахлёстку и встык; однорядные и многорядные; односрезные и многосрезные (рис. 51).

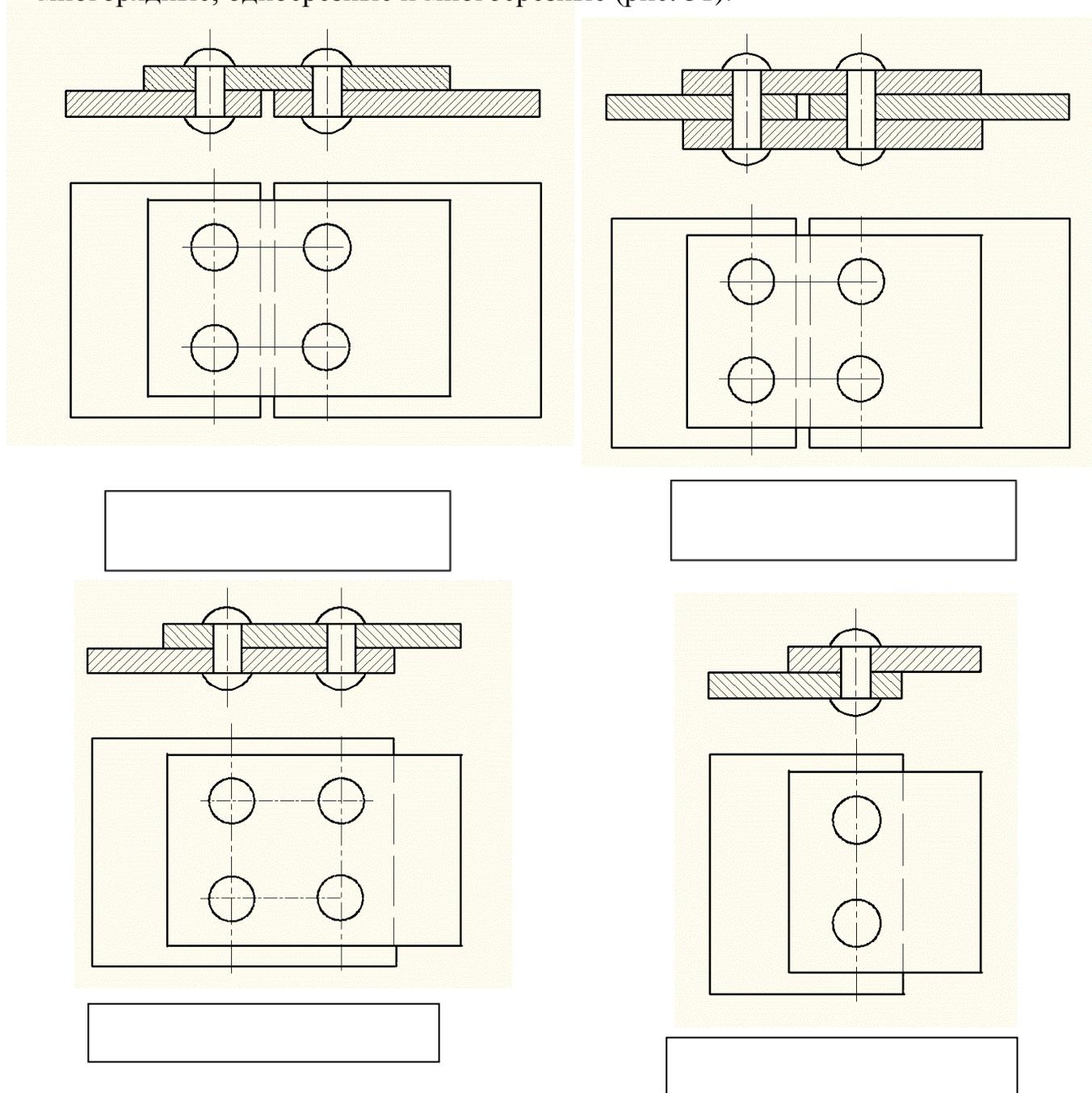


Рис. 51

Расчёт заклёпочных соединений (рис. 52)

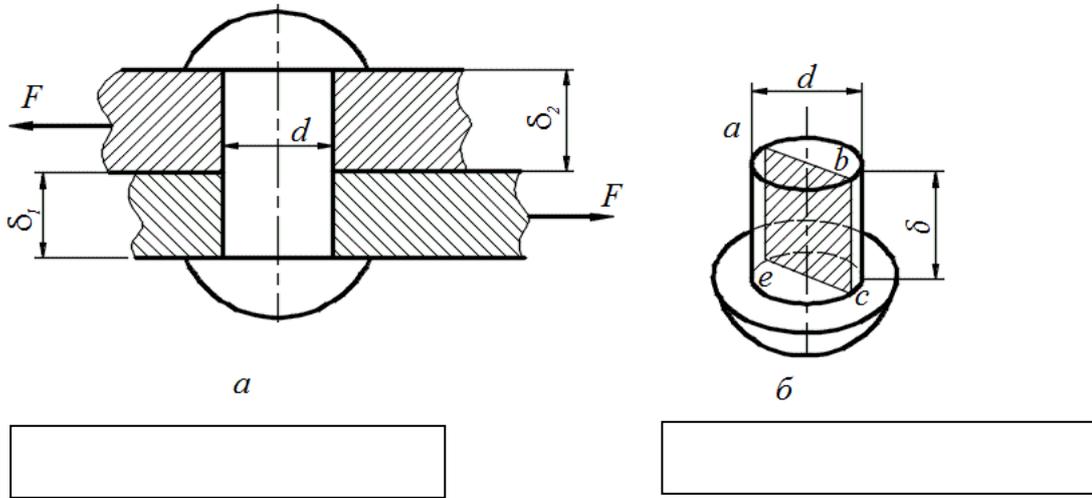
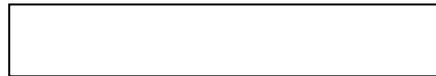


Рис. 52

Соединяемые элементы проверяют на прочность в сечениях, ослабленных заклёпками.



Благодаря изменению конструкции заклёпок и появлению специального инструмента (заклёпочника) заклёпочные работы стали доступными и удобными. Заклёпочник представляет собой ручной рычажный механизм с большим соотношением плеч рычагов.

Заклёпка имеет трубчатую форму. В трубку вставлен тонкий стержень со шляпкой с другой стороны. При приложении усилия к стержню прочная шляпка будет развальцовывать конец заклёпки. Когда шляпка упрётся в деталь, стержень оборвётся, а соединение состоится.

Типы заклёпочников:

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ (рис. 53)



Рис. 53

Классификация резьбы (рис. 54)

Классифицировать резьбы можно по многим признакам: по форме профиля (треугольная, трапецеидальная, упорная, прямоугольная, круглая и др.); по форме поверхности (цилиндрическая, коническая); по расположению (наружная, внутренняя); по числу заходов (однозаходная, многозаходная); по направлению винтовой линии (правая, левая); по величине шага (с крупным, с мелким); по эксплуатационному назначению (крепежная, крепежно-уплотнительная, ходовая, специальная).

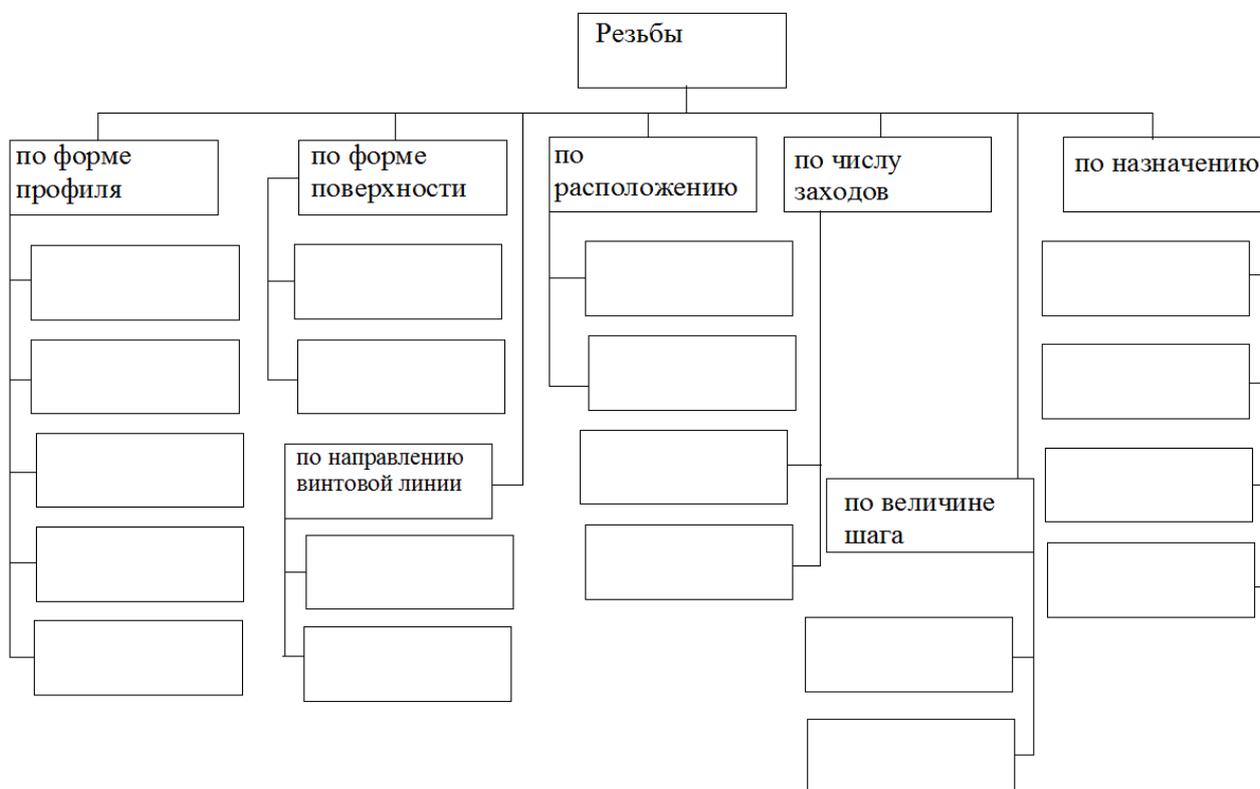


Рис. 54

Классификация по форме профиля резьбы (рис. 55)

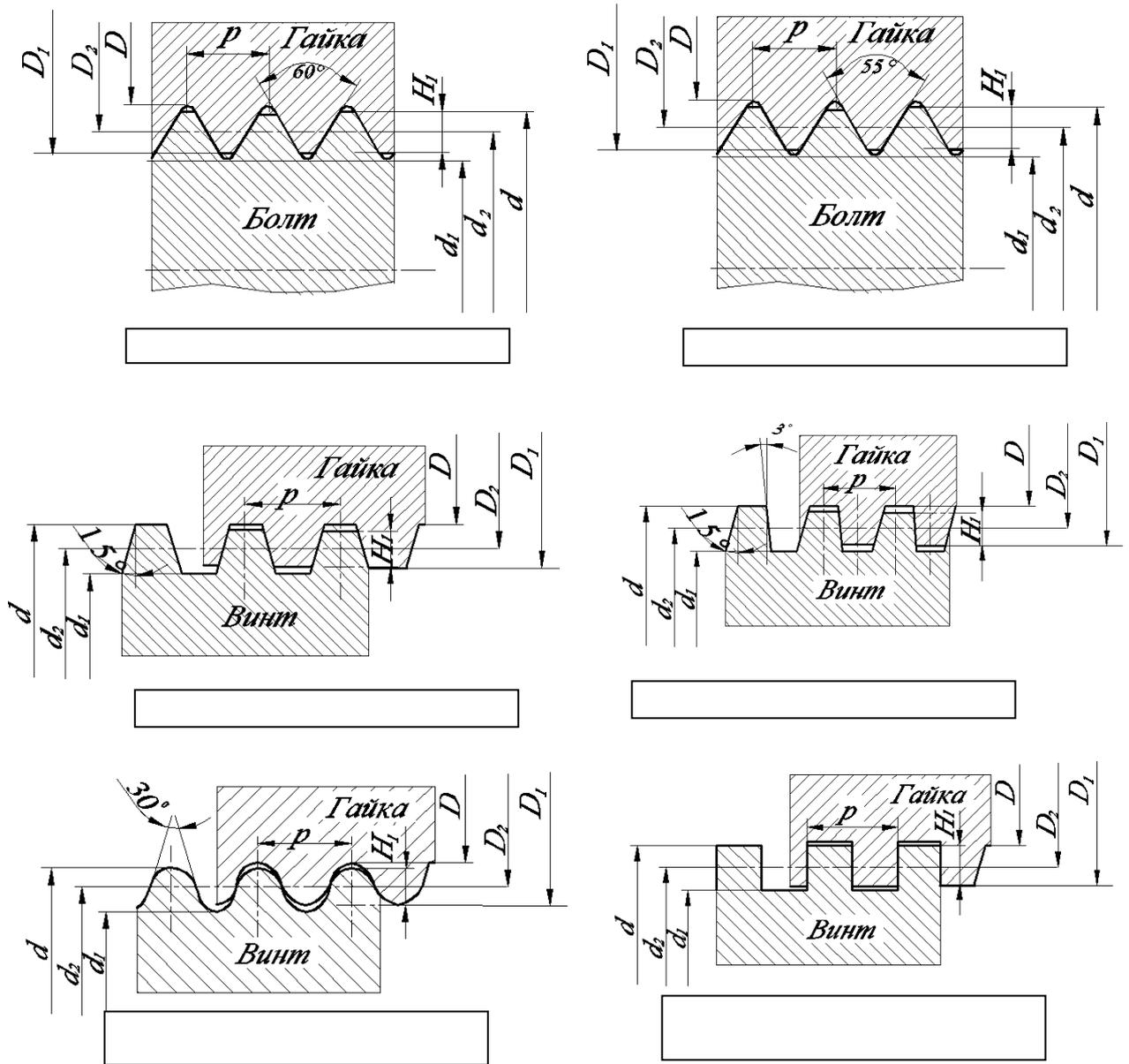


Рис.55

d, D –

d_2, D_2 –

d_1, D_1 –

P –

Классификация резьбы по форме поверхности (рис. 56)

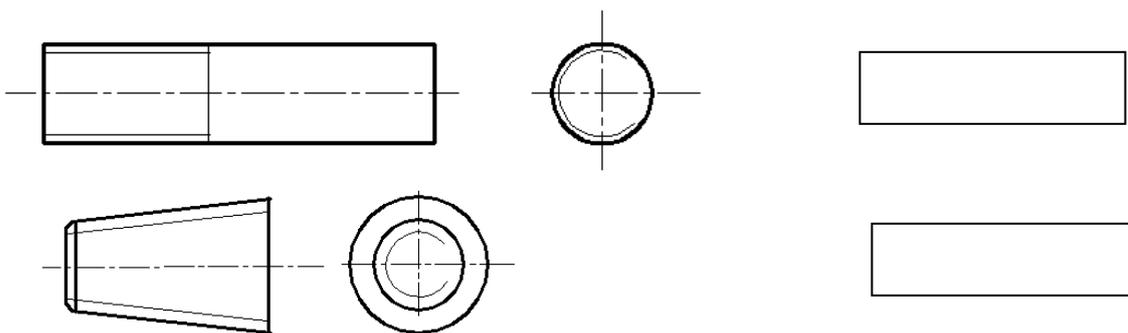


Рис. 56

Классификация резьбы по расположению (рис. 57)

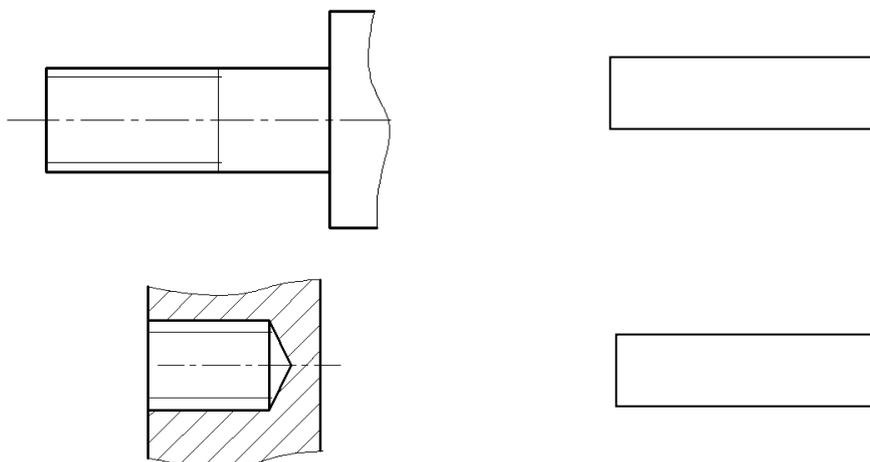


Рис. 57

Классификация резьбы по числу заходов (рис 58)

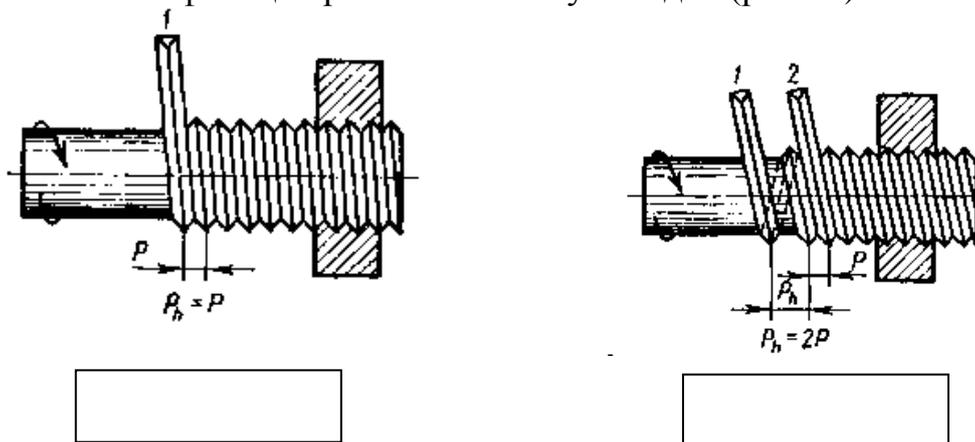


Рис. 58

Теория винтовой пары (рис. 61)

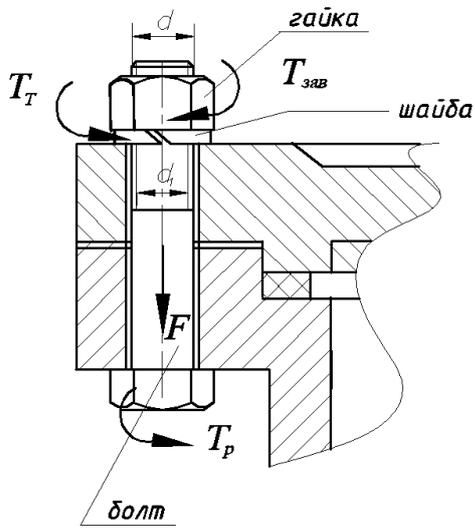


Рис. 61

Расчёт резьбы на прочность (рис. 62)

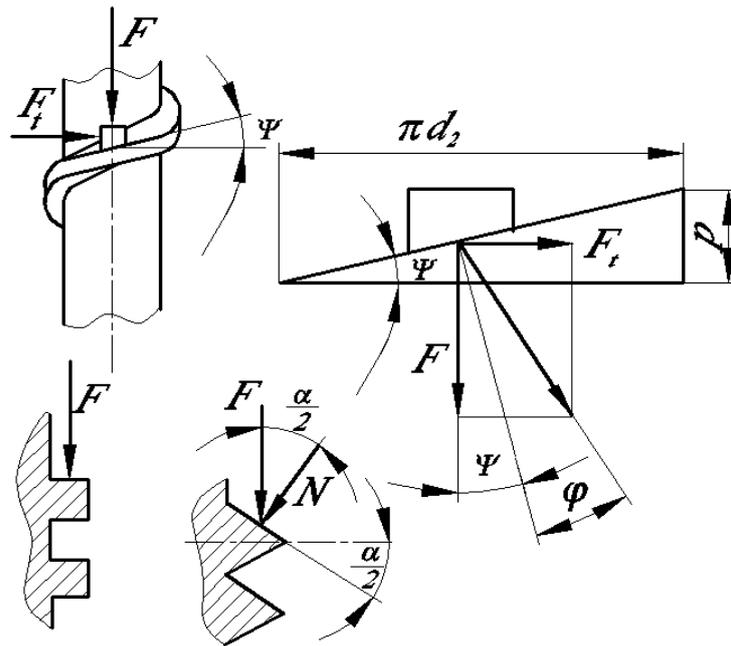


Рис. 62

Достоинства:

Недостатки:

Классификация резьбовых соединений (рис.63)

- резьбовое соединение при непосредственном скручивании соединяемых деталей (резьба имеется на этих деталях);
- резьбовое соединение при помощи дополнительных соединительных деталей, например болтов, шпилек, винтов, гаек и т.д;
 - болтовое соединение;
 - винтовое соединение;
 - шпилечное соединение.

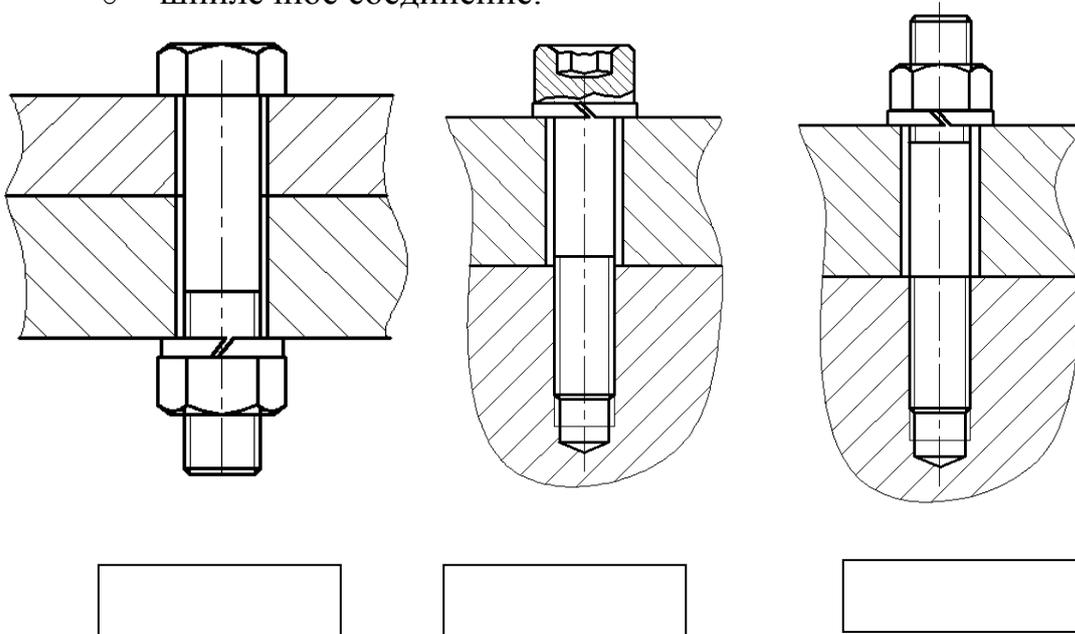


Рис. 63

Способы предотвращения самоотвинчивания

Несмотря на то, что резьба резьбового соединения имеет угол подъема винтовой линии намного меньше, чем угол трения, вибрация, переменные нагрузки, нарушение технологии способствуют рассоединению (самоотвинчиванию) деталей резьбового соединения. Для предотвращения этого применяются специальные устройства (средства, методы), такие как:

ДРУГИЕ ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ
