1. Соединения в строительных машинах и оборудовании

Соединение деталей – конструктивное обеспечение их контакта с целью кинематического и силового взаимодействия либо для образования из них частей (деталей, сборочных единиц) механизмов, машин и приборов.

1.1. Классификация соединений

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на **подвижные** (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и пр.) и **неподвижные** (резьбовые, сварные, шпоночные и др.). Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи обусловлены целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п.

Все соединения по признаку разъемности можно подразделить на **разъемные** и **неразъемные**.

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разъединять детали без их повреждения. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. К этой группе соединений относятся заклепочные, сварные и соединения с натягом (прессовые).

1.2. Резьбовые соединения

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, винтовых стяжек и т. д. В данной главе рассматриваются также основные элементы винтовых механизмов, так как силовые зависимости в винтовой паре (винт — гайка) и методы расчета являются общими для крепежных и ходовых резьб.

Резьба (рис. 1.1) — выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

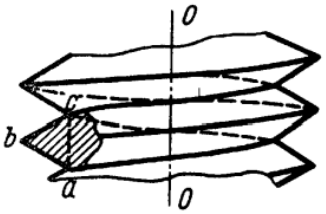


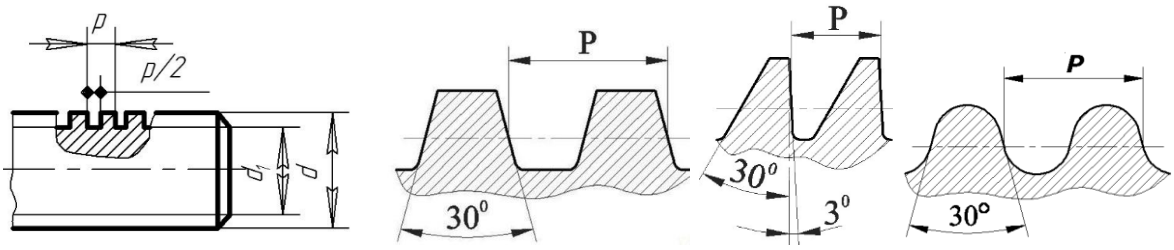
Рис. 1.1

Классификация резьбовых соединений

1. По геометрии витка резьбы (профилю резьбы).
   1.1. Треугольные (рис. 1.1).
   1.2. Прямоугольные (рис. 1.2 *а*).
   1.3. Трапецеидальные (рис. 1.2 *б*).
   1.4. Упорные (рис. 1.2 *в*).
   1.5. Круглые (рис. 1.2 *г*).
2. По форме основной поверхности.
   2.1. Цилиндрические (рис. 1.3 – левая сторона).
   2.2. Конические (рис. 1.3 – правая сторона).
3. По поверхности формирования.
   3.1. Внешние (винт, болт).
   3.2. Внутренние (гайка).
4. По направлению завинчивания (винтовой линии).
   4.1. Правые (рис 1.4 *а*).
   4.2. Левые (рис 1.4 *б*).
5. По количеству заходов резьбы.
   5.1. Однозаходные (рис. 1.5 *а*).
   5.2. Двухзаходные (рис. 1.5 *б*).
   5.3. Многозаходные (рис. 1.5 *в*).

Треугольная резьба применяются в основном для крепежа. Она в свою очередь подразделяется на метрическую и трубную. Метрическая резьба применяется для соединения деталей машин, конструкций. Трубная резьба

применяется для соединения труб. Трубная резьба имеет более мелкий шаг (см. ниже), чтобы не ослаблять существенно сечение трубы в месте формирования резьбы. Она также имеет большие радиусы скругления вершин профиля резьбы, что позволяет лучше осуществлять ее уплотнение с целью герметизации соединения. У метрической резьбы угол профиля α составляет 600 (рис. 1.6 а), у трубной – 550 (рис. 1.6 б).



а) *б)* *в)* *г)*

Рис. 1.2

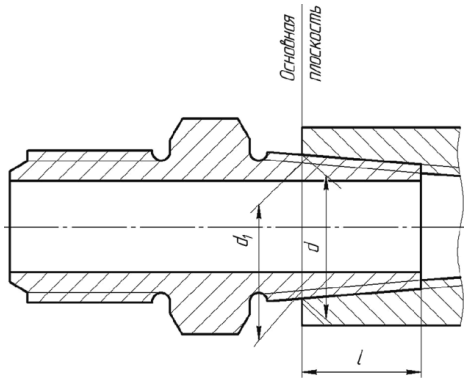
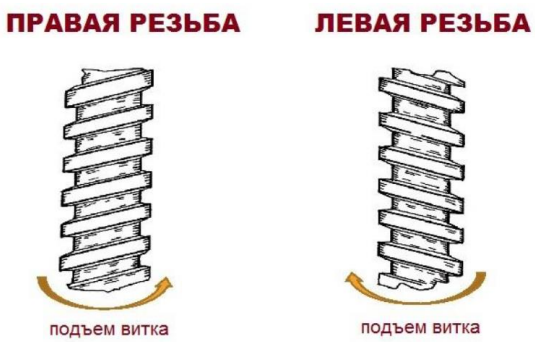
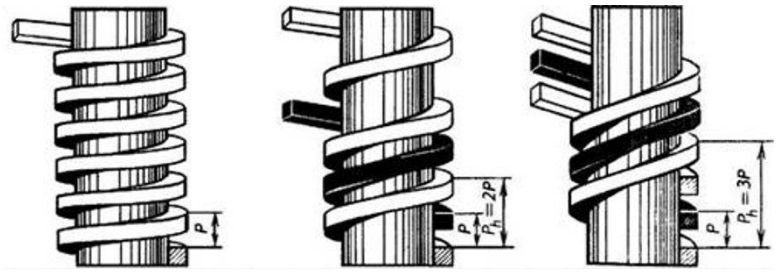


Рис. 1.3



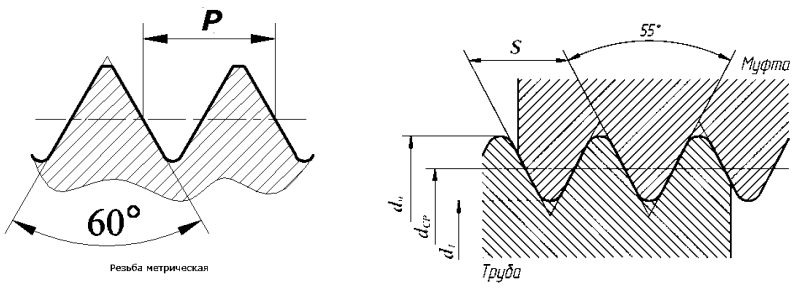
а) *б)*

Рис. 1.4



а) *б)* *в)*

Рис. 1.5



а) б)

Рис. 1.6

Прямоугольные (ленточные) резьбы применяют в основном при изготовлении ходовых винтов машин и оборудования, например, в домкратах, винтовых подъемниках.

Трапецеидальная резьба позволяет увеличить точность ее работы, поэтому находит применение в точных ходовых винтах. Гайка при этом может быть разъемной.

Упорные резьбы применяют в случае передачи больших осевых усилий в одном из осевых направлений.

Круглые резьбы находят применение при изготовлении резьбы литьем, при формировании резьбы накатыванием на тонкостенных деталях (цоколи ламп, крышки бутылок и т.д.).

По форме основной поверхности наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

По направлению винтовой линии у правой резьбы она идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях (для предотвращения самоотвинчивания на вращающихся деталях, например, шпильках крепления левых колес некоторых автомобилей и строительных машин, патронах для крепления пил, сверл и т. д.; в стяжных устройствах, например, съемниках, домкратах и. т. д.

Геометрия треугольной метрической резьбы

В России и во многих странах в качестве основной крепежной резьбы применяется метрическая резьба (обозначается буквой «М»), имеющая треугольный профиль (рис. 1.1). Геометрические параметры метрической резьбы показаны на рис. 1.7: d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуют 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 впадины); t — шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); h – ход (поступательное перемещение образующего профиля за один оборот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот). Для многозаходной $h = zt$, где z – число заходов, для однозаходной резьбы $h = t$; α – угол профиля (для метрической резьбы равен 60°, для трубной – 55°).

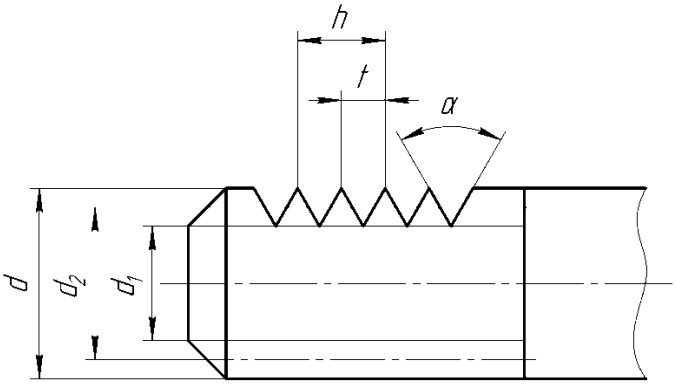


Рис. 1.7

Обозначение резьбы

Резьба метрическая (М) общего назначения согласно ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98) имеет диаметры от 0,25 до 600 мм и шаги от 0,075 до 8 мм.

В условное обозначение размера резьбы должны входить: буква «М», номинальный диаметр резьбы и шаг резьбы, выраженные в миллиметрах и разделенные знаком «х».

Пример: М8х1,25

Крупный шаг в обозначении резьбы может быть опущен.

Пример: M8

Условное обозначение левой резьбы должно дополняться буквами LH.

Пример: M8x1 — LH

Многозаходная резьба должна обозначаться буквой «M», номинальным диаметром резьбы, знаком «x», буквами «Ph», значением хода резьбы, буквой «P» и значением шага.

Пример условного обозначения двухзаходной резьбы с номинальным диаметром 16 мм, ходом 3 мм и шагом 1,5 мм:

M16xPh3P1,5

То же, для левой резьбы:

M16xPh3P1,5 — LH

Для большей ясности в скобках текстом может быть указано число заходов резьбы.

Пример: M16xPh3P1,5 (два захода).

Трубная цилиндрическая (**G**) имеет четыре значения шагов — 28, 19, 14 и 11 ниток на дюйм.

Условное обозначение: буква «G», числовое значение условного прохода трубы в дюймах, класс точности среднего диаметра (A, B), и буквы «LH» для левой резьбы. Например, резьба с номинальным диаметром 1 1/8″ класса точности A обозначается как G1 1/8-A. На многих плашках и клуппах буква «G» опускается, соответственно, любое дробное обозначение читается именно как резьба «G». Номинальный размер резьбы соответствует просвету трубы в дюймах; наружный диаметр трубы находится в некоторой пропорции с этим размером.

Основные типы крепежных деталей

Для соединения деталей применяют болты (винты с гайками, рис. 1.8, *а*), винты (рис. 1.8, *б*), шпильки с гайками (рис. 1.8, *в*).

Основным преимуществом **болтового** соединения является то, что при нем не требуется нарезать резьбу в соединяемых деталях. Это особенно важ-

но в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы.

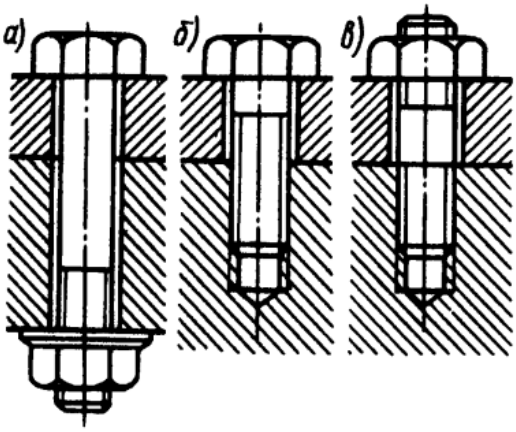


Рис. 1.8

Винты и **шпильки** применяют в тех случаях, когда постановка болта невозможна или нерациональна. Например, нет места для размещения гайки (головки), нет доступа к гайке (головке), при большой толщине детали необходимы глубокое сверление и длинный болт и т.п.

Если при эксплуатации деталь часто снимают и затем снова ставят на место, то ее следует закреплять болтами или шпильками, так как винты при многократном завинчивании могут повредить резьбу в детали. Повреждение резьбы более вероятно при малопрочных хрупких материалах, например из чугуна, дюралюминия и т.п.

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т. п.); предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при завинчивании гайки (винта); перекрытия большого зазора отверстия. В других случаях подкладную шайбу ставить нецелесообразно. Кроме подкладных шайб применяют стопорные или предохранительные шайбы.

Способы стопорения резьбовых соединений

На практике применяют следующие три основных принципа стопорения.

1. Повышают и стабилизируют трение в резьбе путем постановки контргайки 1 (рис. 1.9, *а*), пружинной шайбы 2 (рис. 1.9, *б*), применения резьбовых пар с натягом в резьбе, используют гайки со фторопластовыми вставками, специальные полимерные (анаэробные) фиксаторы резьбы, которые перед завинчиванием наносят на резьбу и т.п.

Контргайка создает дополнительное натяжение и трение в резьбе. Пружинная шайба поддерживает натяг и трение в резьбе на большом участке самоотвинчивания (до 1...2 оборотов гайки). Кроме того, упругость шайбы значительно уменьшает влияние вибраций на трение в резьбе.

2. Гайку жестко соединяют со стержнем винта, например, с помощью шплинта (рис. 1.10) или прошивают группу винтов проволокой (рис. 1.11, *а*, *б*). Способы стопорения этой группы позволяют производить только ступенчатую регулировку затяжки соединения.

3. Гайку жестко соединяют с деталью, например, с помощью специальной шайбы (рис. 1.12, *а*) или планки (рис. 1.12, *б*).

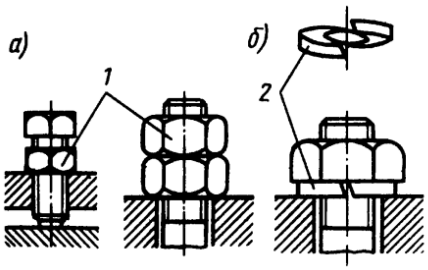


Рис. 1.9

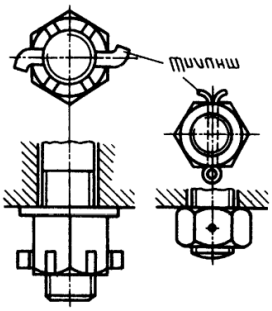


Рис. 1.10

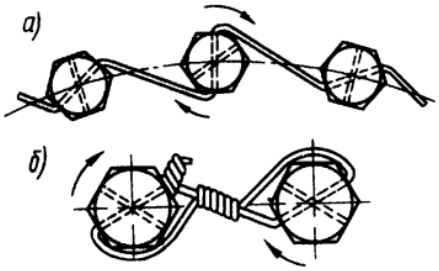


Рис. 1.11

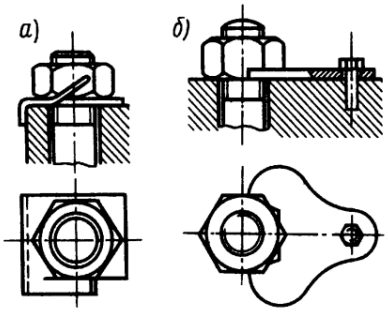


Рис. 1.12

Расчет болтов

Болт нагружен только осевой силой

Резьбовые соединения, нагруженные только осевой силой (рис. 1.13), рассчитываются на прочность при одноосном растяжении по внутреннему диаметру резьбы d_1.

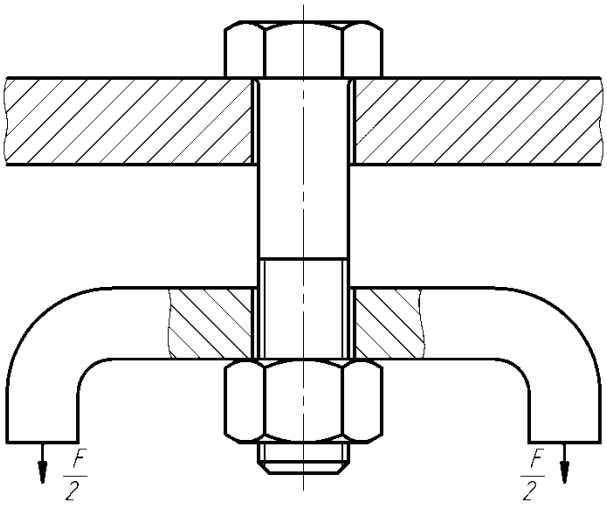


Рис. 1.13

Условие прочности:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma],$$

где F – осевая сила;

A – поперечная площадь болта в опасном сечении (по диаметру d_1);

σ – нормальные напряжения,

[σ] – допускаемые напряжения.

Площадь опасного сечения болта может быть определена по формуле:

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

Требуемый внутренний диаметр резьбы из условия прочности можно определить по формуле:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{F}{[\sigma]}}.$$

Допускаемые напряжения на разрыв определяют из испытаний материала на одноосное растяжение. При этом за основу берутся либо предел текучести, либо предел прочности. Возможные диаграммы одноосного растяжения представлены на рис. 1.14.

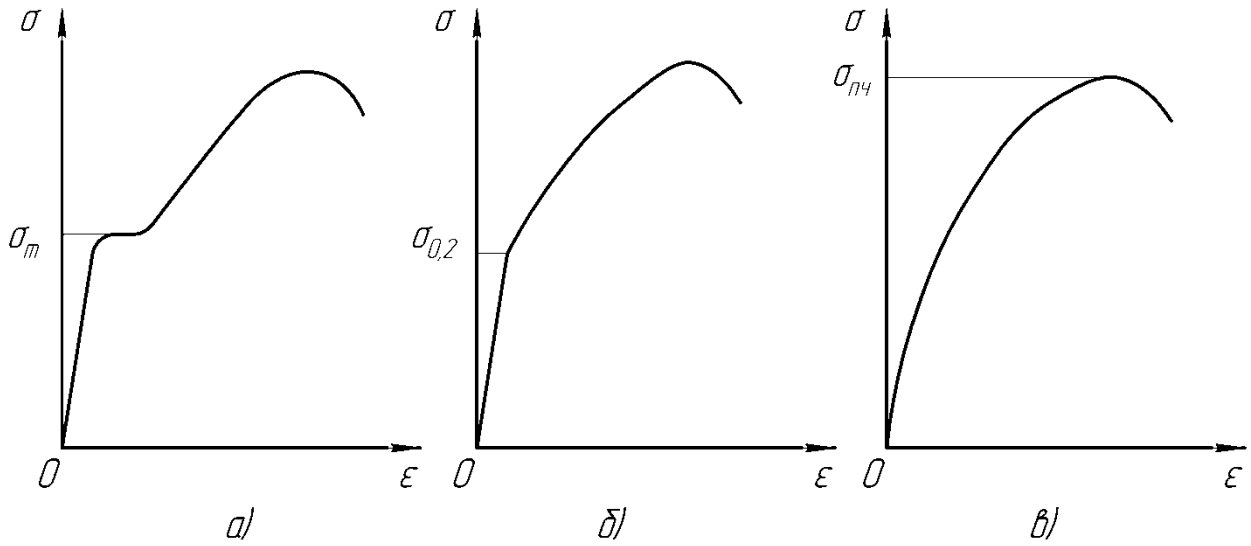


Рис. 1.14

Формулы допускаемых напряжений в зависимости от поведения материала:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[n_{\text{т}}]};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n_{\text{т}}]};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пч}}}{[n_{\text{пч}}]},$$

где $\sigma_{\text{т}}$, $\sigma_{0,2}$, $\sigma_{\text{пч}}$ – пределы текучести, условной текучести и прочности соответственно;

$[n_{\text{т}}]$, $[n_{\text{пч}}]$ – коэффициенты запаса по пределам текучести и прочности соответственно.

После определения минимального диаметра d_1 необходимо по таблицам ГОСТ 9150–81 подобрать подходящее большее значение и внешний диаметр резьбы d. Краткое извлечение из указанного ГОСТа приведено в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические размеры метрических резьб согласно ГОСТ 9150-81

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Резьбы с крупным шагом			
	Шаг резьбы p, мм	Внутренний диаметр d_1, мм	Средний диаметр d_2, мм	Расчетная площадь сечения винта A, см^2
6	1	4,918	5,350	0,178
8	1,25	6,647	7,188	0,329
10	1,5	8,376	9,026	0,523
12	1,75	10,106	10,863	0,763
(14)	2	11,835	12,701	1,045
16	2	13,835	14,701	1,440
(18)	2,5	15,294	16,376	1,750
20	2,5	17,294	18,376	2,260
(22)	2,5	19,294	20,376	2,820
24	3	20,752	22,051	3,240
(27)	3	23,752	25,051	4,270
30	3,5	26,211	27,727	5,180
(33)	3,5	29,211	30,727	6,470
36	4	31,670	33,402	7,600
(39)	4	34,670	36,402	8,610
42	4,5	37,129	39,077	10,450
(45)	4,5	40,129	42,077	12,260
48	5	42,752	44,752	13,750

Пример решения задачи

Определить диаметр болта d и шайбы D из расчетов на прочность, если допускаемые напряжения на разрыв для болта равны 100 МПа, допускаемы напряжения на смятие для древесины 9 МПа, к скобе приложены силы F,

равные 10 кН под углом α = 30 ° (рис. 1.15). Внутренний диаметр шайбы принять больше принятого диаметра болта на 2 мм.

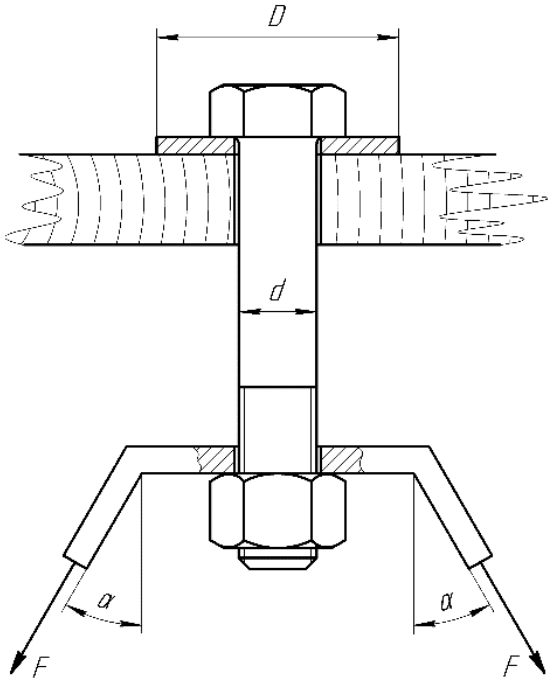


Рис. 1.15

Решение

1. Определим расчетную силу:

$$F_p = 2F\cos\alpha .$$

$$F_p = 2 \cdot 10 \cdot \cos 30° = 17{,}32\,кН .$$

2. Определим внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 \geq 1{,}13\sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}} .$$

$$d_1 \geq 1{,}13\sqrt{\frac{17320}{100}} = 14{,}85\ мм .$$

По табл. 1 принимаем болт М18 (d_1 = 15,294 *мм*).

3. Определим диаметр отверстия в шайбе:

$$d_{отв} = d + 2\ мм .$$

$$d_{отв} = 18 + 2 = 20\,мм .$$

4. Запишем условие прочности древесины на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F_p}{A_{см}} \le [\sigma_{см}],$$

где $A_{см}$ – площадь смятия;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения на смятие.

5. Определим минимально допустимую площадь смятия:

$$A_{см} \ge \frac{F_p}{[\sigma_{см}]}.$$

$$A_{см} \ge \frac{17320}{9} = 1924\,мм^2.$$

6. Определим площадь смятия и внешний диаметр шайбы.

$$A_{см} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d_{отв}^2\right).$$

Откуда:

$$D \ge \sqrt{\frac{4A_{см}}{\pi} + d_{отв}^2}.$$

$$D \ge \sqrt{\frac{4 \cdot 1924}{3{,}14} + 20^2} = 53{,}35\,мм.$$

Принимаем внешний диаметр шайбы 54 *мм* округлением в большую сторону до целого значения.

Болт нагружен осевой силой и моментом затяжки

В случае, когда требуется лишь стянуть детали до какого-то усилия для обеспечения неподвижности стыка (рис. 1.16), болт испытывает одновременно скручивающий момент T (момент затяжки) и, вследствие подъема витка резьбы, осевую растягивающую силу F.

Поскольку в данном случае в теле болта нагрузки действуют в разных направлениях и имеют разный характер (осевая сила вызывает нормальное растягивающее напряжение $\sigma_р$, а момент затяжки касательное напряжение $\tau_{кр}$), то для расчета такого болта на прочность необходимо привлекать теории прочности. Наиболее точно позволяет охарактеризовать нагружение энерге-

тическая (четвертая) теория прочности, которая в нашем случае может быть представлена в виде:

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma_р^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_э$ – эквивалентные напряжения Мизеса,

[σ] – допускаемые напряжения на разрыв.

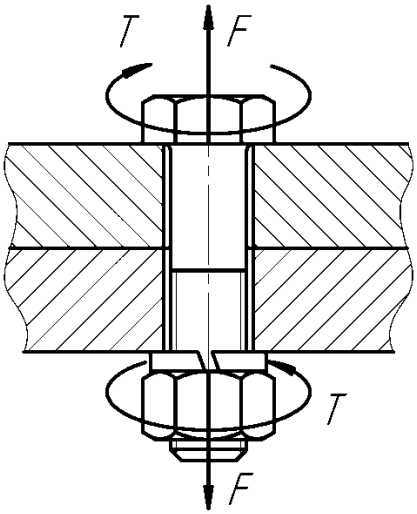


Рис. 1.16

При этом:

$$\sigma_р = \frac{4F}{\pi d_1^2};$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho},$$

где W_ρ – полярный момент сопротивления.

$$T = \frac{F_t d_2}{2};$$

$$W_\rho = \frac{\pi d_1^3}{16},$$

где d_1 и d_2 – внутренний и средний диаметры резьбы;

F_t – окружная сила.

Окружная сила с осевой силой связана зависимостью:

$$F_t = F\ tg(\alpha + \varphi),$$

где α и φ – углы подъема витка резьбы и трения, соответственно.

$$\varphi = arctg\, f,$$

где f – коэффициент трения в резьбе (для трения без смазки сталь по стали в покое принимают 0,15).

В результате получаем угол трения получи равным 8^0 40’. Если принять угол подъема витка резьбы в среднем 2^0 30’, а соотношение $\frac{d_2}{d_1} \approx 1{,}12$, то с учетом всего вышеизложенного, получим:

$$\sigma_э = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left[\frac{F d_2 tg(\alpha+\varphi)16}{2\pi d_1^3}\right]^2} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left[\frac{4F}{\pi d_1^2}\frac{d_2}{d_1}\frac{4\, tg(\alpha+\varphi)}{2}\right]^2} =$$

$$= \frac{4F}{\pi d_1^2}\sqrt{1 + 12\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 tg^2(\alpha+\varphi)} =$$

$$= \sigma_р \sqrt{1 + 12 \cdot 1{,}12^2 \cdot tg^2(2°\, 30' + 8°\, 40')} \approx 1{,}3\, \sigma_р.$$

Подытожим:

$$\sigma_э \approx 1{,}3\sigma_р.$$

Таким образом, в резьбовых соединениях, нагруженных осевой силой и моментом затяжки, момент увеличивает величину нагруженности болта на 30 %. Для определения внутреннего диаметра резьбы можно воспользоваться формулой:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3F}{\pi[\sigma]}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{1{,}3F}{[\sigma]}} \approx 1{,}3\sqrt{\frac{F}{[\sigma]}}.$$

Номинальный диаметр болта далее принимают согласно соответствующему ГОСТу.

Болт предварительно затянут и нагружен основной нагрузкой

В данном случае (рис. 1.17) речь идет о болтах, которые испытывают при затяжке одновременно растяжения от осевой нагрузки затяжки $F_з$ и скручивание от момента затяжки T (добавляет 30 % к осевой нагрузке). Осевая нагрузка $F_з$ при этом возникает в результате реакции стягиваемых деталей. Затем, после приложения основной нагрузки F, стык частично разгружается от действия этой нагрузки, и болт оказывается нагружен усилием затяжки, моментом затяжки и основной нагрузкой. Степень разгрузки стыка от действия основной нагрузки зависит от материала стыкуемых деталей, наличия прокладки и пр. Условно график распределения осевых нагрузок на болт представлен на рис. 1.18.

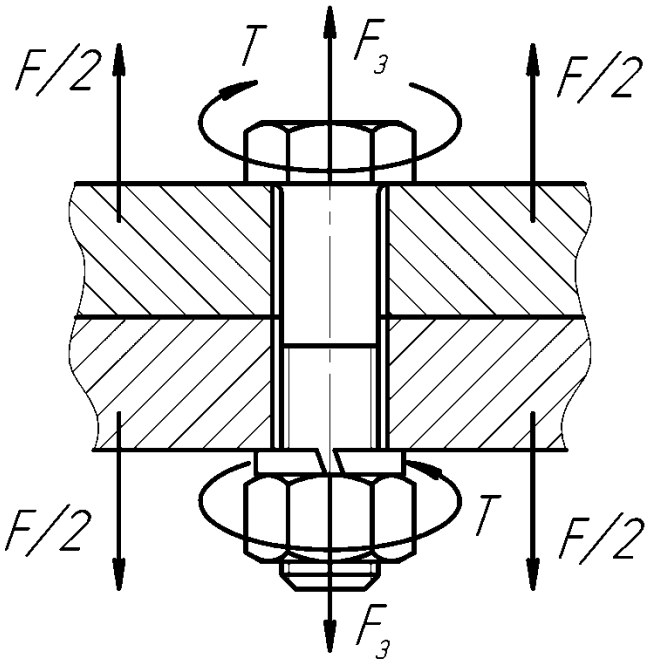


Рис. 1.17

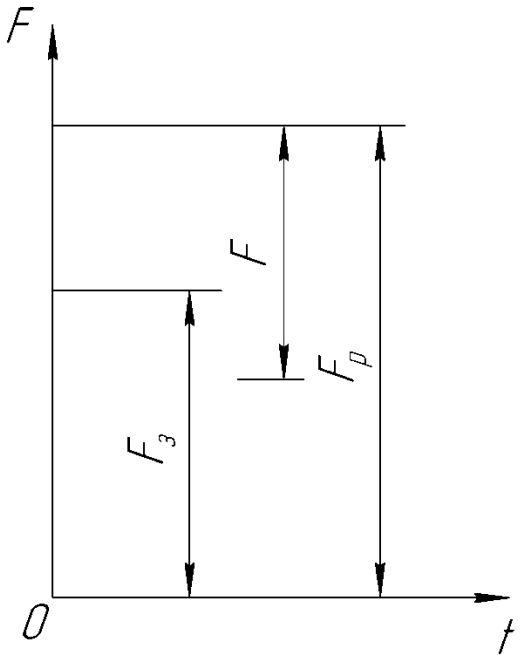


Рис. 1.18

В этом случае вначале определяют расчетную силу по формуле.

$$F_p = F\left[1{,}3k_з(1-\chi)+\chi\right],$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий момент затяжки;

$k_з$ – коэффициент запаса (принимают равным 1,5…2,0 – для статической нагрузки, 2,0…4,0 – для динамической нагрузки, 5 – для особо ответственных случаев);

χ – коэффициент основной нагрузки (принимают равным 0,2…0,3 для стальных деталей, 0,8…0,9 – при наличии прокладки).

Затем с использованием формулы (2) по расчетной нагрузке определяют минимальный внутренний диаметр резьбы и, пользуясь табл. 1 приложения, выбирают необходимый болт.

Пример решения задачи

Определить диаметр болтов, прикрепляющих крышку цилиндра диаметром *D 400 мм* (рис. 1.19), если давление внутри *p* равно *0,5 МПа,* допускаемые напряжения на разрыв равны *90 МПа*, коэффициент основной нагрузки χ_1 равен *0,25*, коэффициент затяжки равен *2*, количество болтов *z* равно 12. Определить также диаметр болта при наличии прокладки (коэффициент основной нагрузки χ_2 равен *0,8*).

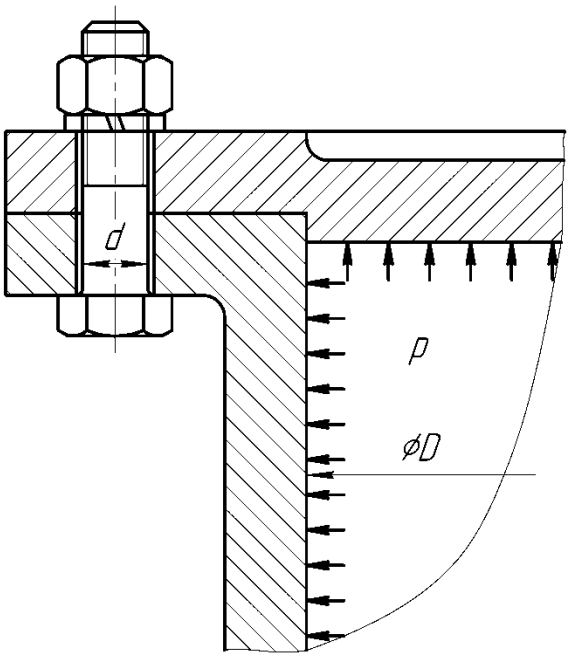


Рис. 1.19

Решение

1. Определим силу, действующую на болты:

$$F_{сум} = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}.$$

$$F_{сум} = 0{,}5 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 400^2}{4} = 62800\,Н = 62{,}8\,кН\,.$$

2. Определим силу, приходящуюся на каждый болт:

$$F = \frac{F_{сум}}{z}\,.$$

$$F = \frac{62{,}8}{12} = 5{,}23\,кН\,.$$

3. Определим расчетные силы для болта по формуле (5):

$$F_p^I = 5{,}23 \cdot \left[1{,}3 \cdot 2 \cdot (1 - 0{,}25) + 0{,}25\right] = 11{,}51\,кН\,;$$

$$F_p^{II} = 5{,}23 \cdot \left[1{,}3 \cdot 2 \cdot (1 - 0{,}8) + 0{,}8\right] = 6{,}904\,кН\,.$$

4. Определим минимальные внутренние диаметры резьб:

$$d_1^I \geq 1{,}13\sqrt{\frac{11510}{90}} = 12{,}78\,мм\,;$$

$$d_1^{II} \geq 1{,}13\sqrt{\frac{6904}{90}} = 9{,}90\,мм\,.$$

5. По табл. 1 выбираем болты М16 и М12 соответственно для первого и второго вариантов установки.

Болт стягивает несколько сдвигаемых плоских деталей

Задачей болтов, стягивающих пакет пластин, является удержание этих пластин от сдвига. Возможна установка болтов с зазором (рис. 1.20) и без зазора (рис. 1.21). В первом случае болт работает на растяжение и скручивание, во втором – на срез. При работе болта, поставленного с зазором, определяют минимальный внутренний диаметр резьбы по формуле:

$$d_1 \geq 1{,}3\sqrt{\frac{k_з F}{f[\sigma_p](n-1)}},$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий момент затяжки болта и значение $\sqrt{\frac{4}{\pi}}$;

$k_з$ – коэффициент запаса;

f – коэффициент трения между пластинами;

n – количество стягиваемых пластин;

При работе болта, поставленного без зазора, определяют минимальный внешний диаметр болта по формуле:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau](n-1)}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{F}{[\tau](n-1)}},$$

где $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения.

Затем, после определения минимально необходимых диаметров, выбирают подходящий болт.

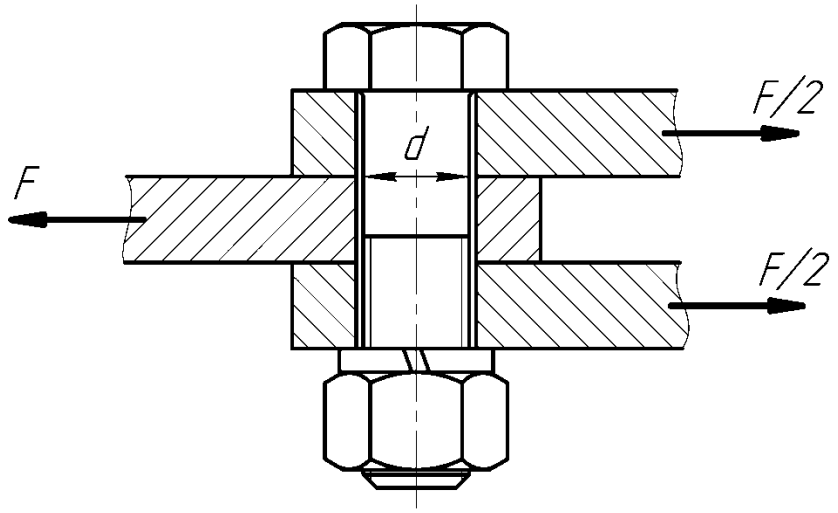


Рис. 1.20

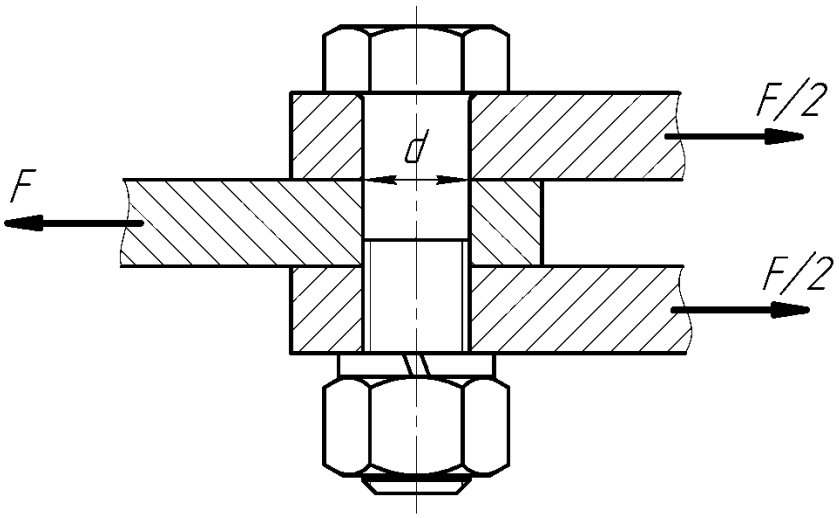


Рис. 1.21

Пример решения задачи

Определить необходимый диаметр болта (рис. 1.20), стягивающего плоские детали, поставленного с зазором, если коэффициент запаса равен *1,6*; допускаемые напряжения на разрыв для болта равны *100 МПа;* коэффициент трения равен *0,16;* сдвигающая сила равна *2 кН.*

Решение

1. Определим минимальный внутренний диаметр болта по формуле (3):

$$d_1 \geq 1{,}3\sqrt{\frac{1{,}6 \cdot 2000}{0{,}16 \cdot 100 \cdot (3-1)}} = 13\,мм\,.$$

2. По табл. 1 выбираем болт М16 с внутренним диаметром резьбы 13,835 мм.

Болт нагружен силой, смещенной относительно его оси

Один из возможных вариантов рассматриваемого нагружения болта представлен на рис. 1.22. В этом случае сила, приложенная со смещением относительно оси болта, вызывает в нем одновременно растяжение и изгиб. Эта задача может иметь варианты: болт не затянут (момент затяжки отсутствует); болт затянут моментом затяжки без дополнительной внешней нагрузки; болт предварительно затянут моментом и затем загружен основной нагрузкой.

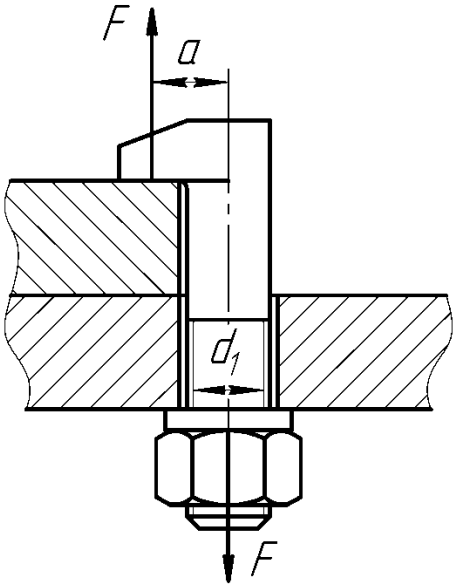


Рис. 1.22

Рассмотрим первые случай. Условие прочности:

$$\sigma_э = \sigma_р + \sigma_и \leq [\sigma],$$

где $\sigma_э, \sigma_р, \sigma_и, [\sigma]$ – эквивалентные, нормальные растягивающие, изгибающие и допускаемы напряжения соответственно.

Нормальные напряжения растяжения:

$$\sigma_р = \frac{4F}{\pi d_1^2}.$$

Нормальные напряжения изгиба:

$$\sigma_и = \frac{M}{W} = \frac{32F \cdot a}{\pi d_1^3},$$

где $M = F \cdot a$ – изгибающий болт момент;

$W = \frac{\pi d_1^3}{32}$ – осевой момент сопротивления.

В результате эквивалентные напряжения в условии прочности:

$$\sigma_э = \frac{4F}{\pi d_1^2} + \frac{32F \cdot a}{\pi d_1^3} = \frac{4F}{\pi d_1^2}\left(1 + 8 \cdot \frac{a}{d_1}\right) \leq [\sigma].$$

Определим минимально допустимый внутренний диаметр болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\left(1 + 8 \cdot \frac{a}{d_1}\right) \cdot \frac{4F}{\pi[\sigma]}} \approx 1{,}13\sqrt{\left(1 + 8 \cdot \frac{a}{d_1}\right) \cdot \frac{F}{[\sigma]}}.$$

Стоит заметить, что для болтов отношение $\frac{a}{d_1}$ обычно величина стандартная и равна в большинстве случаев единице. В этом случае формула упрощается:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{36F}{\pi[\sigma]}} \approx 1{,}13\sqrt{\frac{9F}{[\sigma]}} \approx 3{,}4\sqrt{\frac{F}{[\sigma]}}.$$

Таким образом смещение силы относительно оси существенно увеличивает нагрузку на болт. При смещении силы на величину диаметра, нагрузка возрастает в 9 раз, а необходимый диаметр в 3 раза!

Вывод: крайне не рекомендуется рассмотренным образом устанавливать болты без особой на это необходимости.

В остальных рассмотренных выше случаях необходимо привести силу F к расчетному эквивалентному значению. Так, при наличии дополнительно крутящего момента, расчетная сила должна быть увеличена на 30 %, а в случае предварительной затяжки болта – определена по соответствующей формуле (см. выше).

1.3. Шпоночные соединения

Общие понятия

Шпоночные соединения (рис. 1.23) относятся к разъемным соединениям и служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т. д. Соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

Все основные виды шпонок можно разделить на две группы: **клиновые и призматические**. Первая группа шпонок образует напряженные, а вторая — ненапряженные соединения.

Соединение клиновыми шпонками, например, врезной клиновой шпонкой (рис. 1.23), характеризуется свободной посадкой ступицы на вал (с зазором); расположением шпонки в пазе с зазорами по боковым граням (рабочими являются широкие грани шпонки); передачей вращающего момента от вала к ступице в основном силами трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки. За счет усилия запрессовки и клина шпонки возникает радиальное смещение ступицы, приводящее к некоторому дисбалансу, неблагоприятно сказывается на работе механизмов особенно на высоких скоростях.

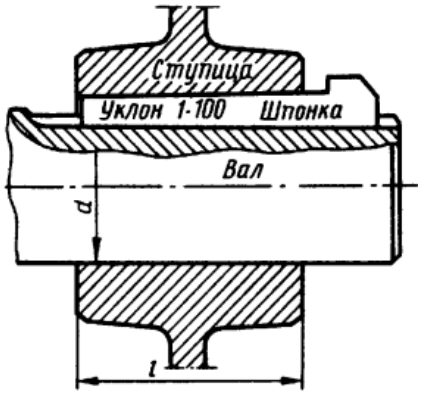


Рис. 1.23. Врезная клиновая шпонка

К клиновым шпонкам также относят сегментные шпонки на лыске (рис. 1.24, *а*), фрикционные (рис. 1.24, *б*) и тангенциальные (рис. 1.24, *в*).

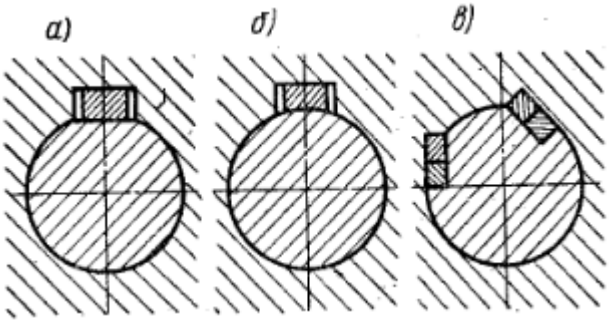


Рис. 1.24. Виды клиновых шпонок

Соединение призматическими шпонками ненапряженное. Оно требует изготовления вала и отверстия с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом. Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятения $\sigma_{см}$, а в продольном сечении шпонки — напряжения среза σ_{τ}. Разновидностями являются: сегментные (рис. 1.25), призматические (рис. 1.26) и цилиндрические шпонки.

Глубокая посадка сегментной шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например на концах валов.

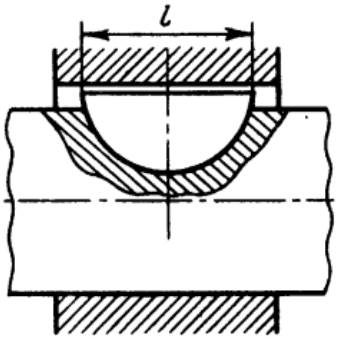


Рис. 1.25. Сегментная шпонка

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществлять подвижные в осевом направлении соединения ступицы с валом (коробки скоростей и др.). Силы трения, возникающие при перемещении ступицы в

подвижном соединении, могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому ее рекомендуют крепить к валу винтами.

Расчет шпоночных соединений

Шпонки рассчитываются на смятие и проверяются на срез. При этом считают, что сила приложена к окружности вала.

Условие прочности призматической шпонки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(l-b)k} \le [\sigma_{см}],$$

где T – вращающий момент;

d – диаметр вала;

k – высота выступающей части шпонки;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия (принимается минимальное значение из допускаемых для вала, ступицы и шпонки);

b – ширина шпонки.

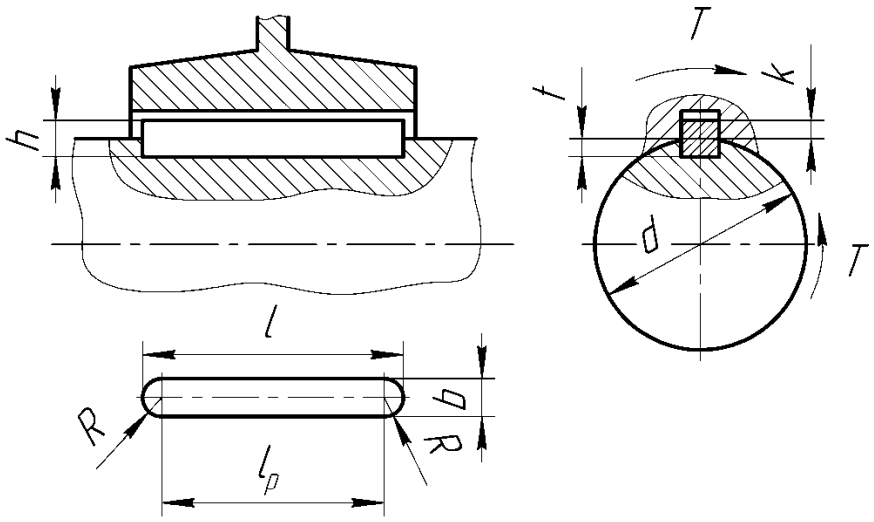


Рис. 1.26. Призматическая шпонка

Необходимую длину призматической шпонки определяют по формуле:

$$l \ge \frac{2T}{dk[\sigma_{см}]} + b.$$

Размеры шпонок выбирают согласно ГОСТ 23360-78.

Сегментные шпонки рассчитывают аналогично призматическим.

Пример решения задачи

Определить длину ступицы шестерни $l_{ст}$, если передаваемый крутящий момент T равен 1800 Нм, допускаемые напряжения на смятие $[\sigma_{см}]$ равны 100 МПа, ширина призматической шпонки b равна 18 мм, высота выступающей части шпонки k равна 4,8 мм, диаметр вала d равен 60 мм (рис. 1.27). Длину шпонки принимать кратно 5 мм, длину ступицы принять больше длины шпонки на 5 мм.

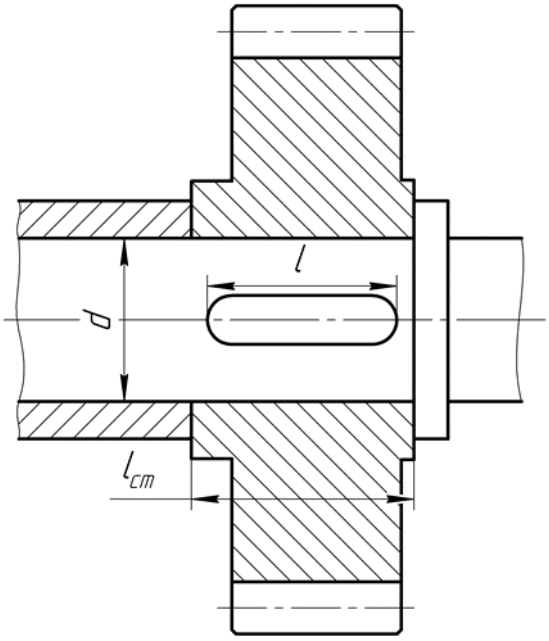


Рис. 1.27

Решение

1. Определим необходимую длину шпонки по формуле (8):

$$l \geq \frac{2 \cdot 1800}{0{,}06 \cdot 100 \cdot 4{,}8} + 18 = 143\,мм$$

.

2. Принимаем длину шпонки 145 мм, длину ступицы 150 мм.

1.4. Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые соединения (рис. 1.28), как и шпоночные служат для закрепления деталей на осях и валах. Соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

Эти соединения могут быть рассмотрены как многошпоночные. По сравнению с которыми они передают больший крутящий момент, лучше цен-

трируют детали, создают меньшую концентрацию напряжений в сопрягаемых деталях, хорошо работают с подвижными деталями, но более сложны в изготовлении и более дороги.

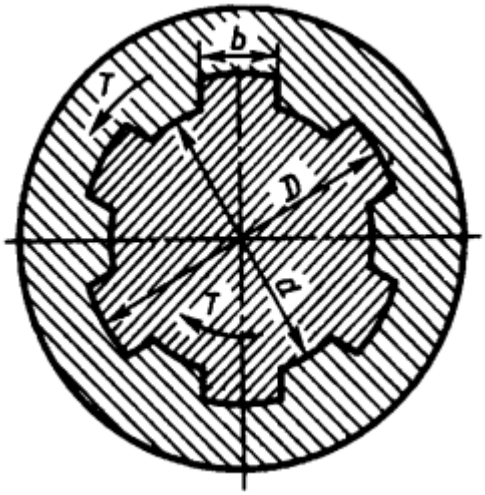


Рис. 1.28. Прямобочное шлицевое соединение

По форме шлицев различают: прямобочные (рис. 1.28), эвольвентные (рис. 1.29) и треугольные шлицевые соединения.

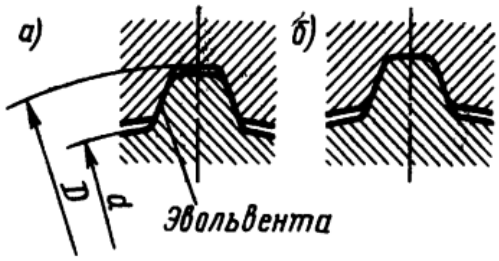


Рис. 1.29. Эвольвентные шлицы

Расчет прямобочных шлицевых соединений

Шлицевые соединения, как и шпоночные рассчитывают на смятие (рис. 1.28). Условие прочности при этом:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{см}],$$

где F – окружная сила;

A – площадь смятия (суммарная площадь рабочих боковых граней шлицев);

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения на смятие для сминаемой детали.

Окружная сила:

$$F = \frac{2T}{d_{\text{ср}}} = \frac{4T}{D + d},$$

где T – крутящий момент;

D – диаметр окружности вершин шлицев;

d – диаметр впадин шлицев;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр.

Площадь смятия, приходящаяся на один зуб:

$$A_1 = h \cdot l_{\text{ст}} = \frac{D - d}{2} l_{\text{ст}},$$

где $l_{\text{ст}}$ – длина ступицы;

h – высота шлица.

В результате условие прочности может быть записано:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8T}{(D + d)(D - d) l_{\text{ст}} z k_{\text{р}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $k_{\text{р}}$ – коэффициент неравномерности приложения нагрузки к шлицам;

z – количество шлицев.

Минимально необходимая длина ступицы:

$$l_{\text{ст}} \geq \frac{8T}{(D - d)(D + d)[\sigma_{\text{см}}] z k_{\text{р}}}.$$

2. Механические передачи

Механическая передача — механизм, служащий для передачи и преобразования механической энергии от энергетической машины до исполнительного механизма (органа) одного или более, как правило, с изменением характера движения (изменения направления, сил, моментов и скоростей).

2.1. Классификация механических передач

По виду контакта все механические передачи подразделяются на:

1. Передачи трением
   1.1. Фрикционные (рис. 2.1)
   1.2. Ременные (рис. 2.2)
2. Передачи зацеплением
   2.1. Цепные (рис. 2.5)
   2.2. Зубчатые (рис. 2.6)
   2.3. Зубчатым ремнем (рис. 2.4)

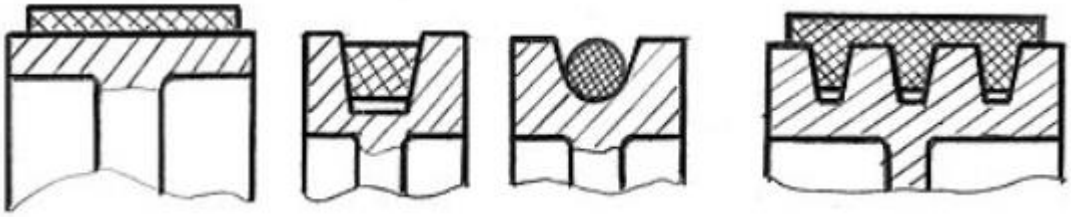
Фрикционные передачи – это передачи, основанные на трении (рис. 2.1).

Рис. 2.1. Фрикционные передачи

Ременные передачи представляют собой механическую передачу посредством гибкого элемента – бесконечного ремня.

Рис. 2.2. Ременная передача

Ремни во фрикционных передачах подразделяются на плоские, клиновые, круглые и поликлиновые (рис. 2.3 *а, б, в* и *г* соответственно).



а) *б)* *в)* *г)*

Рис. 2.3. Виды фрикционных ремней

При ременной передаче зацеплением используется зубчатый бесконечный ремень.

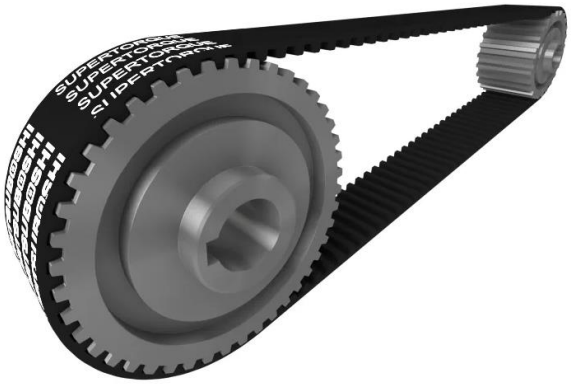


Рис. 2.4. Передача зубчатым ремнем

Цепная передача осуществляется при помощи бесконечной цепи.

Рис. 2.5. Цепная передача

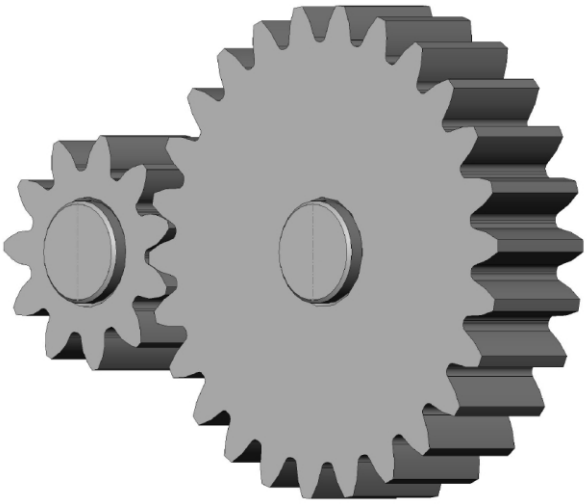


Рис. 2.6. Зубчатая передача

2.2. Кинематические и динамические соотношения в механических передачах

При выполнении расчетов оперируют такими понятиями кинематики, как окружная и угловая скорость и динамики, как крутящий момент и окружная сила.

Окружная скорость (v_t) – это линейная скорость точек, движущихся по окружности колес, шкивов, звездочек и т. д. Измеряют линейную скорость обычно в м/с.

Угловая скорость (угловая частота) (ω) – это скорость изменения угла поворота колеса, шкива, звездочки и т. д. Измеряют угловую скорость в рад/с = $с^{-1}$.

Частота вращения (n) – это физическая величина, равная числу полных оборотов за единицу времени. Измеряют частоту вращения в оборотах в минуту (об/мин = $мин^{-1}$).

Угловая и линейная скорости связаны между собой соотношением:

$$v_t = \omega R,$$

где R – радиус вращения рассматриваемой точки.

Для перевода частоты вращения в угловую скорость можно воспользоваться зависимостью:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}, \qquad \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

где n – частота вращения, об/мин.

Крутящий момент – в векторном виде произведение радиус-вектора на вектор окружной силы F_t; в скалярном – произведение окружной силы F_t на радиус вращения R.

$$T = F_t \cdot \frac{d}{2}, \ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Под **окружной силой** понимают силу, способствующую или препятствующую вращению тела, направленную по касательной к траектории движения.

Мощность – произведенная или затраченная работа в единицу времени:

$$P = \frac{A}{t} = \frac{F_t \cdot S}{t} = F_t \cdot v_t = (F_t \cdot R) \cdot \frac{v_t}{R} = T \cdot \omega, \text{Вт}.$$

Выразим момент через мощность:

$$T = \frac{P}{\omega}, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

где P – мощность, Вт.

Выразим момент через мощность в кВт и частоту вращения в об/мин:

$$T = P \cdot \frac{1000 \cdot 30}{\pi \cdot n} \approx 9550 \cdot \frac{P}{n}, \text{Н} \cdot \text{м},$$

где P – мощность, кВт;

n – частота вращения, об/мин.

Примеры решения задач

Задача 1.

Колесо автомобиля при движении по дороге с постоянной средней скоростью вращается с частотой 500 об/мин. Диаметр колеса 1 м. Какое расстояние проедет автомобиль за 30 мин?

Решение.

Определим угловую скорость вращения колеса:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 500}{30} = 52{,}33 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Определим окружную скорость:

$$v_t = \omega R = \omega \cdot \frac{d}{2} = 52{,}33 \cdot \frac{1}{2} = 26{,}17 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определим пройденный путь:

$$S = v_t \cdot t = 26{,}17 \cdot 30 \cdot 60 = 47110 \text{ м} \approx 47{,}1 \text{ км}.$$

Задача 2.

Определить перемещение каната лебедки, представленной на рис. 2.7, за время t = 10 с, если диаметр барабана D = 200 мм, частота вращения барабана n = 60 об/мин.

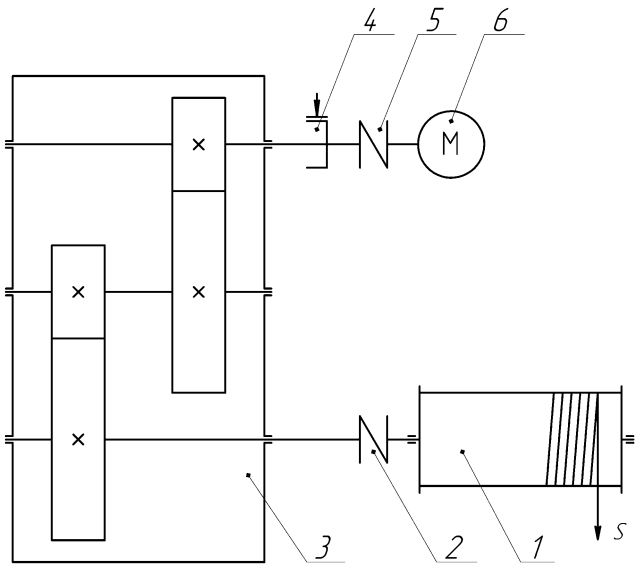


Рис. 2.7. Кинематическая схема лебедки:
1 – барабан; 2, 5 – муфта; 3 – цилиндрический редуктор;
4 – тормоз; 6 – электродвигатель

Решение.

Определим угловую скорость барабана:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 60}{30} = 6{,}28 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Определим окружную скорость барабана:

$$v_t = \frac{\omega d}{2} = \frac{6{,}28 \cdot 0{,}2}{2} = 0{,}628 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определим перемещение каната за 10 с:

$$S = v_t \cdot t = 0{,}628 \cdot 10 = 6{,}28 \text{ м}.$$

2.3. Передаточное отношение и коэффициент полезного действия

Передаточное отношение

Передаточное отношение механической передачи – это отношение частоты вращения ведущего вала ($n_{\text{вх}}$) к частоте вращения ведомого вала ($n_{\text{вых}}$).

$$i = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вых}}}.$$

Передаточное отношение гидродинамической передачи –это отношение частоты вращения ведомого ($n_{вых}$) вала к частоте вращения ведущего вала ($n_{вх}$).

$$i_г = \frac{n_{вых}}{n_{вх}} = \frac{\omega_{вых}}{\omega_{вх}}.$$

Передаточное число зубчатой передачи – это отношение числа зубьев большего зубчатого колеса ($z_б$) к числу зубьев меньшего зубчатого колеса ($z_м$).

$$u = \frac{z_б}{z_м}.$$

Как правило, меньшее зубчатое колесо называют шестерней. Однако встречается замена термина зубчатое колесо на термин шестерня независимо от соотношений размеров зубчатых колес.

Стоит отметить, что передаточное число всегда больше единицы. Передаточное отношение механической передачи может быть как больше единицы (редуктор), так и меньше единицы (мультипликатор). **Редуктор** позволяет увеличить передаваемый крутящий момент на выходе механической передачи ценой снижения выходной частоты вращения вала. **Мультипликатор** является ускоряющей передачей, которая увеличивает частоту вращения выходного вала по отношению к частоте вращения входного вала ценой снижения крутящего момента на выходе.

Определим передаточное отношение трехступенчатой зубчатой передачи (рис. 2.8). Для этого запишем передаточные отношения каждой ступени:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2};$$

$$i_{23} = \frac{n_2}{n_3};$$

$$i_{34} = \frac{n_3}{n_4},$$

где i_{12}, i_{23}, i_{34} – передаточные отношения между первым и вторым, вторым и третьим, третьим и четвертым валами соответственно;

$n_1 - n_4$ – частоты вращения соответствующих валов.

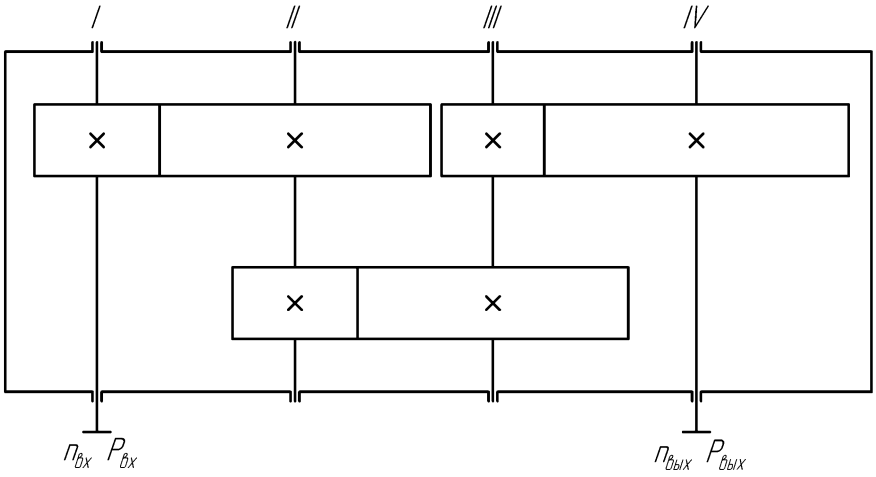


Рис. 2.8

Запишем передаточное отношение рассматриваемой трехступенчатой передачи и выполним некоторые преобразования:

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}.$$

Таким образом, общее **передаточное число многоступенчатой передачи** равно произведению частных передаточных отношений.

Коэффициент полезного действия

Коэффициент полезного действия – это отношение полученной мощности на выходе $P_{\text{вых}}$ к затраченной на входе $P_{\text{вх}}$.

$$\eta = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}}.$$

Рассмотрим к.п.д. трехступенчатой зубчатой передачи (рис. 2.8). Запишем предварительно к.п.д. каждой ступени:

$$\eta_{12} = \frac{P_2}{P_1};$$

$$\eta_{23} = \frac{P_3}{P_2};$$

$$\eta_{34} = \frac{P_4}{P_3}.$$

Запишем к.п.д. трехступенчатого редуктора и выполним некоторые простые преобразования:

$$\eta = \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \frac{P_4}{P_3} = \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{34},$$

где P_1 – P_4 – мощности на соответствующих валах.

Таким образом, **коэффициент полезного действия многоступенчатой передачи** равен произведению частных коэффициентов полезного действия.

Учитывая, что в каждой ступени часть энергии тратится как минимум на преодоление сопротивления трению в подшипниках и трению между зубьями, приняв во внимание все вышеизложенное, можно записать общую формулу к.п.д. многоступенчатой зубчатой передачи с конструктивно одинаковыми ступенями:

$$\eta = \eta_{\text{пп}}^{m} \cdot \eta_{\text{з}}^{k},$$

где $\eta_{\text{пп}}$ – к.п.д. пары подшипников;

$\eta_{\text{з}}$– к.п.д. зубчатой передачи;

m– количество пар подшипников;

k– количество зубчатых передач одного типа.

Для примера определим коэффициент полезного действия трехступенчатого редуктора, построенного на косозубом цилиндрическом зацеплении. Принимая к.п.д. пары подшипников качения равным 0,99, а к.п.д. зубчатой передачи 0,97, получим:

$$\eta = 0{,}99^4 \cdot 0{,}97^3 = 0{,}88.$$

Таким образом, к.п.д. трехступенчатого редуктора составил 88 %. Стоит заметить, что в данном случае не рассматривается сопротивление, вызванное маслом, которым может быть заполнен редуктор.

Вывод: с увеличением количества ступеней механической передачи общий к.п.д. снижается.

2.4. Зубчатые передачи

Классификация зубчатых передач

1. По расположению валов.
   1.1.С параллельными валами.
      1.1.1. Прямозубые цилиндрические.
      1.1.2. Косозубые цилиндрические.

1.1.3. Шевронные.

1.2.С пересекающимися валами.

1.2.1. Конические прямозубые.

1.2.2. Конические косозубые.

1.2.3. Конические с круговыми зубьями.

1.3.С перекрещивающимися (скрещивающимися) валами.

1.3.1. Червячные.

1.3.2. Гипоидные

1.3.3. Винтовые.

2. По форме профиля зуба.

2.1.Эвольвентные (Эйлера).

2.2.Круговые (Новикова).

2.3.Прочие.

Геометрические параметры зубчатых передач

Основной закон зацепления

Для постоянства передаточного отношения необходимо, чтобы линия, перпендикулярная к профилям зубьев в точках их контакта, делила межцентровое расстояние в отношении обратном передаточному отношению. Такую линию называют линией зацепления (*MN*).

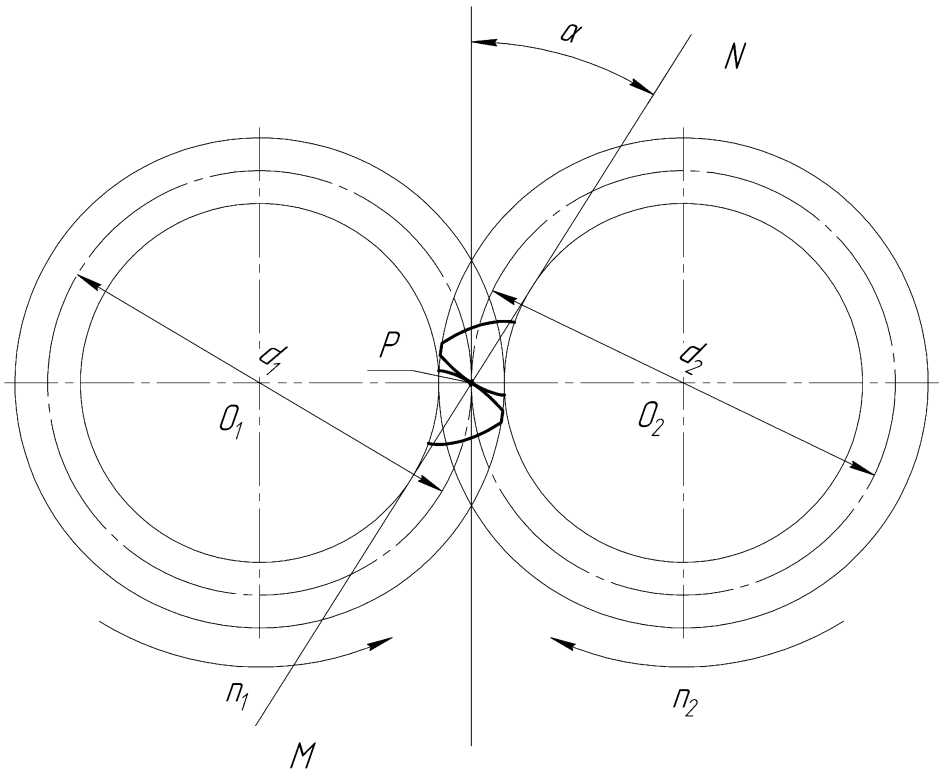


Рис. 2.9

Начальные окружности – это окружности, перекатываемые друг по другу без скольжения.

Делительные окружности – это окружности, разделяющие зубья на головку и ножку. Делительные окружности – это базовые окружности для определения всех параметров зубчатых колес.

В нормальном зацеплении начальные и делительные окружности совпадают. В корригированном (улучшенном) – нет.

Угол α между линией зацепления и общей касательной к начальным окружностям называется **углом зацепления**.

Прямозубые цилиндрические передачи

Основные параметры зубчатого колеса

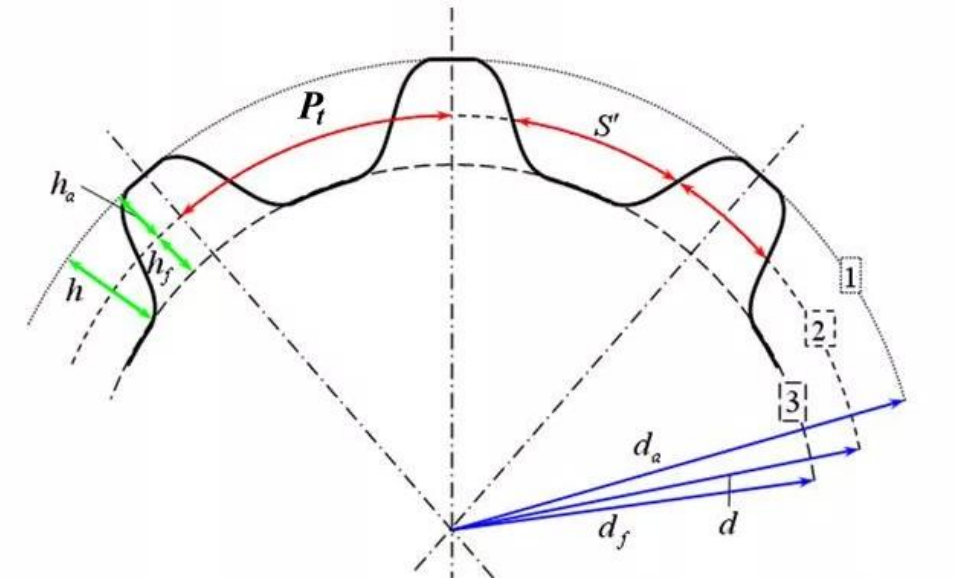


Рис. 2.10

P_t – окружной шаг (расстояние между одноименными точками, замеренное по дуге делительной окружности).

d – диаметр делительной окружности.

d_a – диаметр окружности вершин зубьев.

d_f – диаметр окружности впадин зубьев.

h – высота зуба.

h_a – высота головки зуба.

h_f – высота ножки зуба.

Выразим длину делительной окружности через окружной шаг:

$$L = P_t \cdot z,$$

где z – число зубьев.

Выразим длину делительной окружности через ее диаметр:

$$L = \pi \cdot d.$$

Приравняем:

$$P_t \cdot z = \pi \cdot d.$$

Выполним преобразование и введем обозначение $d/z = m$:

$$\frac{P_t}{\pi} = \frac{d}{z} = m.$$

Модуль зацепления (m) – это часть диаметра делительной окружности, приходящийся на один зуб.

Для зубчатых колес, находящихся в зацеплении, величина модуля должна быть одинакова. Нетрудно заметить, что единица измерения модуля – мм. Выделен ряд стандартных модулей.

Таблица 1

Стандартные модули цилиндрических передач

1-й ряд	**2-й ряд**	**1-й ряд**	**2-й ряд**
0,05	0,055	2,5	2,75
0,06	0,07	3	3,5
0,08	0,09	4	4,5
0,1	0,11	5	5,5
0,12	0,14	6	7
0,15	0,18	8	9
0,2	0,22	10	11
0,25	0,28	12	14
0,3	0,35	16	18
0,4	0,45	20	22
0,5	0,55	25	28
0,6	0,7	32	36
0,8	0,9	40	45
1	1,125	50	55

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1,25	1,375	60	70
1,5	1,75	80	90
2	2,25	100	

Примечание. Первый ряд предпочтительней.

При изготовления зубчатых колес нормального зацепления обычно принимают:

$$h_a = m; h_f = 1{,}25m.$$

Таким образом, высота зуба напрямую зависит от модуля.

Получим геометрические параметры прямозубого зубчатого колеса:

$$d = mz;$$

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m = mz + 2m = m(z + 2);$$

$$d_f = d - 2h_f = d - 2{,}5m = mz - 2{,}5m = m(z - 2{,}5).$$

Определим межосевое (межцентровое) расстояние:

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2).$$

Косозубые цилиндрические передачи

В косозубом зацеплении выделяют окружной (P_t) и нормальный (P_n) шаг зубьев.

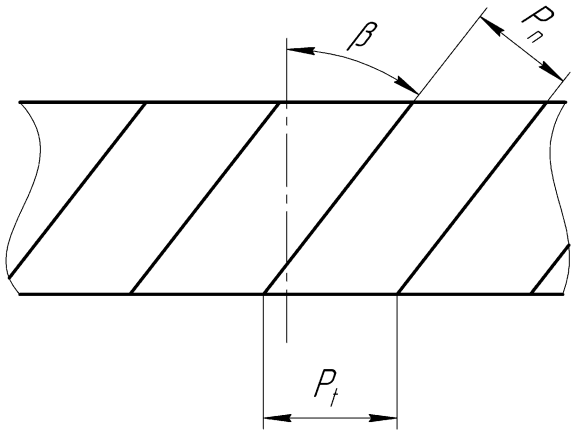


Рис. 2.11

Для косозубого зацепления справедливы зависимости:

$$P_t = \frac{P_n}{\cos\beta};$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta};$$

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}; m_n = \frac{P_t}{\pi},$$

где β – угол наклона зуба;

m_t – окружной (торцевой) модуль;

m_n – нормальный модуль.

Нормальный модуль является основным параметром зубчатого колеса и его индекс опускают.

Диаметры косозубого зубчатого колеса:

$$d = m_t z = \frac{mz}{\cos\beta};$$

$$d_a = d + 2h_a = \frac{mz}{\cos\beta} + 2m = m\left(\frac{z}{\cos\beta} + 2\right);$$

$$d_f = d - 2h_f = \frac{mz}{\cos\beta} - 2{,}5m = m\left(\frac{z}{cos\beta} - 2{,}5\right),$$

где m – нормальный модуль.

Межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2cos\beta}(z_1 + z_2).$$

Соотношения между высотами головки и ножки зуба и модулем приняты аналогично цилиндрическим прямозубым зубчатым колесам.

Косозубые зубчатые колеса от прямозубых отличаются лучшей плавностью хода, повышенной долговечностью, лучшей прирабатываемостью. К недостаткам относится возникновение осевой силы, взывающей дополнительную нагрузку на подшипники.

Однако этот недостаток не перекрывает указанных достоинств косозубых передач. Эти передачи получили наибольшее распространение среди цилиндрических.

Передаточное отношение цилиндрической передачи

Выразим передаточное отношение нормальной цилиндрической передачи через диаметры делительных окружностей:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2v_t d_2}{2d_1 v_t} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Конические передачи

Конические передачи применяют если необходимо передавать момент под углом. Наиболее распространен вариант передачи момента под углом 90^0. Рассмотрим именно такую передачу.

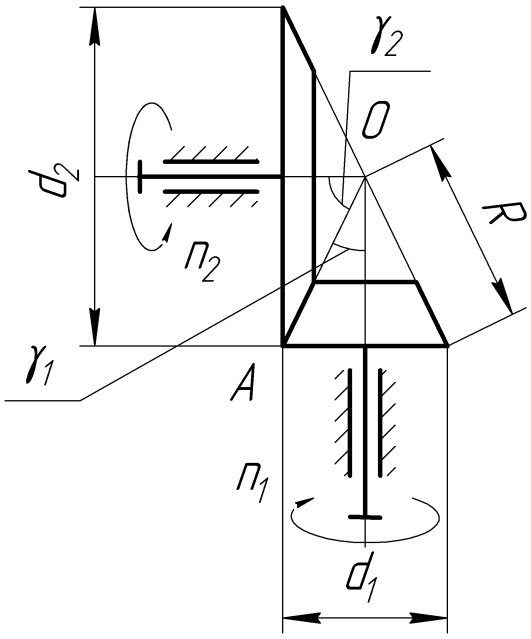


Рис. 2.12

Представленные на рисунке конусы называют начальными. Поскольку начальные конусы движутся без скольжения, то скорости в точке у них будут равны между собой:

$$v_{A_1} = v_{A_2} = v_A.$$

Выполним некоторые преобразования:

$$v_A = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2;$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin\gamma_2}{\sin\gamma_1} = \frac{\sin\gamma_2}{\cos\gamma_2} = tg\,\gamma_2;$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

При рассмотрении конических зубчатых колес выделяют несколько делительных окружностей: среднюю и внешнюю. Средняя применяется при расчете зубчатых колес на прочность, внешняя при исследовании габаритов.

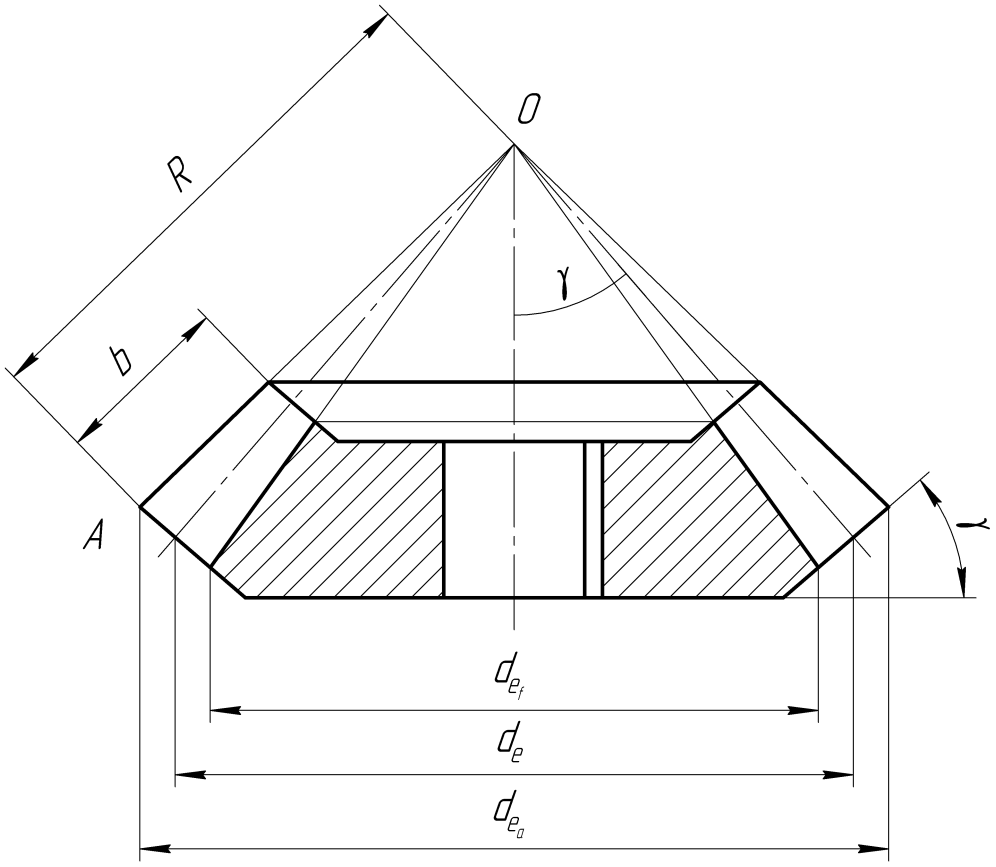


Рис. 2.13

При определении геометрических параметров конического зубчатого колеса выделяют средний модуль (m_m) и внешний модуль (m_e).

Рассмотрим геометрические параметры колеса по внешней делительной окружности:

$$d_e = m_e z;$$

$$d_{a_e} = d_e + 2m_e \cos\gamma = m_e z + 2m_e \cos\gamma = m_e(z + 2\cos\gamma);$$

$$d_{f_e} = d_e - 2{,}5m_e \cos\gamma = m_e z - 2{,}5m_e \cos\gamma = m_e(z - 2{,}5\cos\gamma).$$

Геометрические размеры по средней делительной окружности определяются аналогично.

Определим конусное расстояние:

$$R = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{m_e z_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{m_e z_2}{2}\right)^2} = \frac{m_e}{2}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Пример решения задачи

Определить линейную скорость шлифовального круга диаметром d = 200 мм заточного станка, если количества зубьев зубчатых колес: z_1 = 96 и z_2 16, число оборотов приводной рукоятки n_1 = 100 мин$^{-1}$(рис. 2.14).

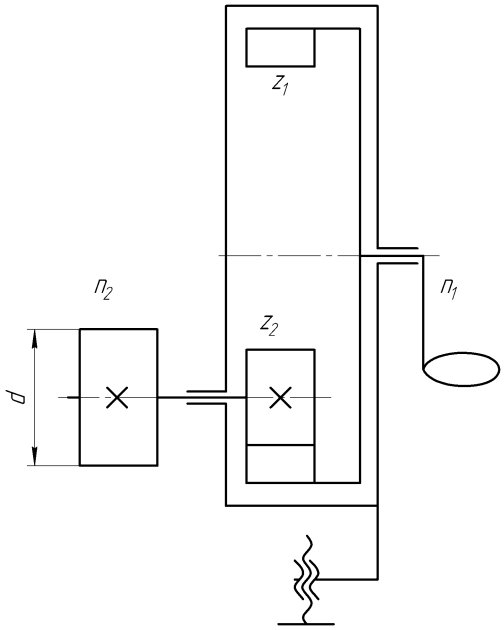


Рис. 2.14

Решение

Определим передаточное отношение цилиндрической передачи:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{16}{96} = \frac{1}{6} = 0{,}1667.$$

Определим число оборотов ведомого вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{100}{0{,}1667} = 100 \cdot 6 = 600 \text{ мин}^{-1}.$$

Определим угловую скорость вращения выходного вала совместно со шлифовальным кругом:

$$\omega_2 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 600}{30} = 62{,}8\ c^{-1}.$$

Определим линейную скорость шлифовального круга:

$$v_t = \frac{\omega_2 d}{2} = \frac{62{,}8 \cdot 0{,}200}{2} = 6{,}28\,\frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Ответ: линейная скорость шлифовального круга 6,28 м/с.