

Раздел II Соединения деталей машин

2.1

Тема 2.1 Неразъемные соединения

2.1.1 Классификация

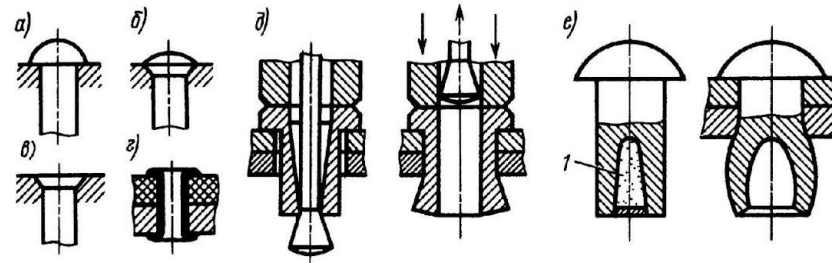
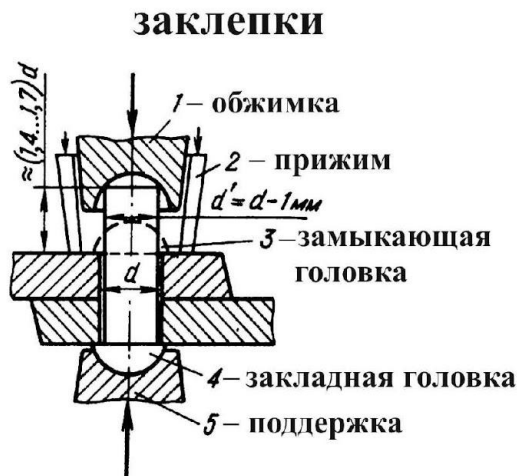


2.1.2 Заклепочные соединения

2.1.2.1 Конструкции, технологии, классификация, область применения

Расклепывание стержня

Типы заклепок



- a* — с полукруглой головкой; *б* — полупотайная;
- в* — потайная; *г* — трубчатая;
- д* — образуется прошивкой; *е* — образуется взрывом.

Применяют для деталей, материалы которых плохо свариваются, а также чтобы растянуть во времени развитие процесса разрушения соединения деталей машин!

2.1.2.2 Расчет на прочность элементов заклепочного шва

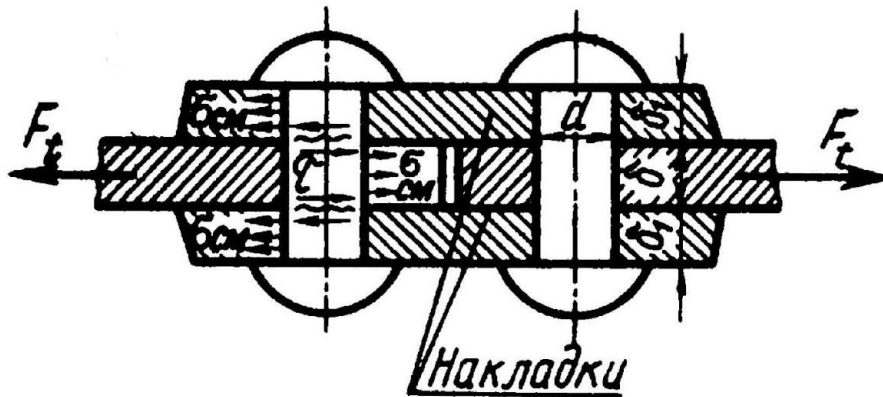
2.2

Расчетная схема

Условие прочности по напряжениям τ среза :

$$\tau = 4F_t / (\pi d^2 \cdot i), \leq [\tau]$$

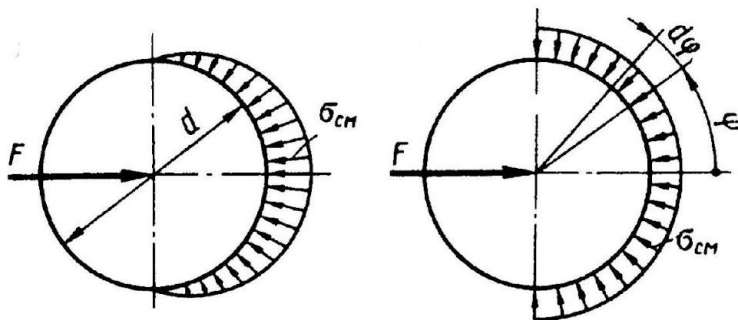
где i – число плоскостей среза.



Закон распределения напряжений $\sigma_{см}$ по цилиндрической поверхности трудно точно установить, поэтому расчет на смятие ведут по условным напряжениям.

Схема расчета напряжений смятия

$$F = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_{см} \delta \cdot 0,5d \cos \varphi d\varphi = \sigma_{см} \delta \cdot d,$$



Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = F_t / d \cdot \delta \leq [\sigma_{см}].$$

При расчете многорядных заклепочных соединений допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми заклепками! (!)

Размеры заклепок стандартизованы.

2.1.3.1 Общие сведения и применение

Соединение образуется путем сваривания материалов деталей и не требует никаких вспомогательных элементов



Преимущества и недостатки

Преимущества:

- соединение является наиболее совершенным, так как лучше других приближает составные детали к цельным;
- при сварном соединении проще обеспечивается условие равнопрочности;
- снижение веса и габаритов машин и механизмов;
- снижение себестоимости.

Недостатки:

- наличие зоны термического влияния снижает твердость и прочность материала соединяемых деталей;
- посттехнологические термические деформации вызывают коробление изделия;
- для исправления коробления изделий требуются дополнительные отделочные операции.

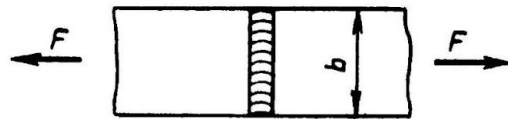
2.1.3.2 Конструкции сварных соединений и расчет их на прочность

2.4

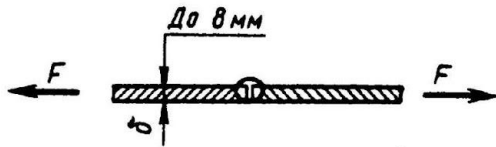
Стыковое соединение

Выполняется стыковым швом.

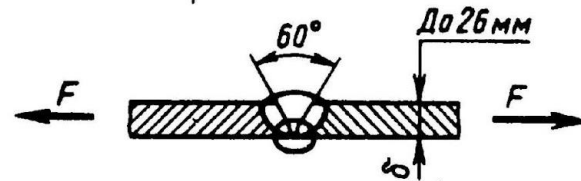
Рассчитывается по нормальным напряжениям σ (!)



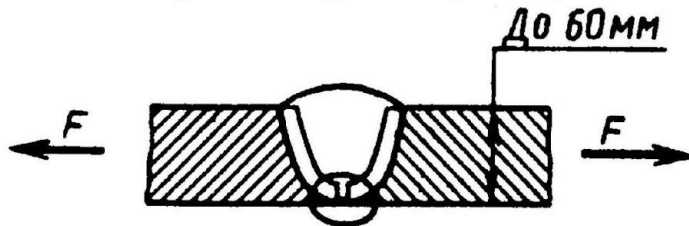
Без разделки кромок



V-образная разделка кромок



U-образная разделка кромок



Условия работоспособности:

при растяжении

$$\sigma = F/A = F/(\delta b) \leq [\sigma']$$

при изгибе

$$\sigma = M/W = 6M/(b\delta^2) \leq [\sigma']$$

Допускаемые напряжения:

$$[\sigma'] = \varphi[\sigma]_p$$

коэффициент — $\varphi = f$ (вид сварки).

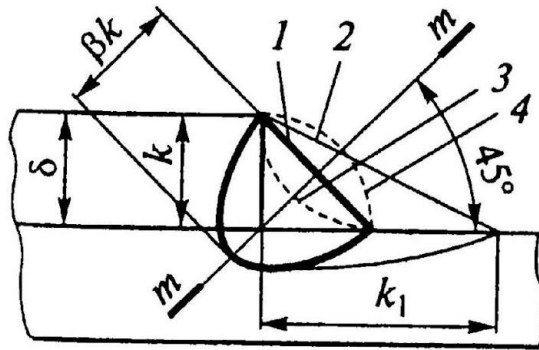
При переменных нагрузках

$$[\sigma'] = \varphi \cdot \gamma[\sigma]_p$$

γ — коэффициент переменности
режима нагружения

Нахлесточное соединение

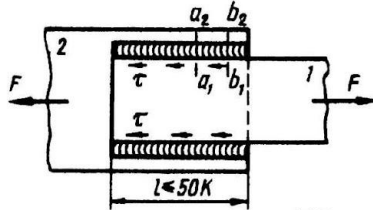
Выполняется с помощью угловых швов. Рассчитывается по касательным напряжениям τ (!) в сечении $m-m$



- 1 – нормальный шов
- 2 – улучшенный шов
- 3 – вогнутый
- 4 – выпуклый

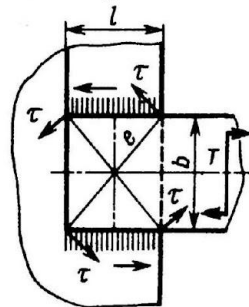
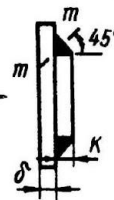
$$K = \delta_{\min} \geq 3 \text{ мм}; \beta \approx 0,7$$

Условие работоспособности для фланговых узлов



$$\tau = F / (2\beta \cdot K \cdot l) \leq [\tau']$$

$$[\tau'] = \varphi' \cdot [\sigma]_p$$

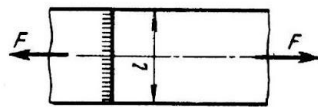
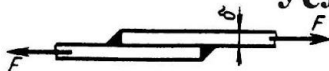


$$\tau = T / W_p$$

Для коротких швов ($l < b$)

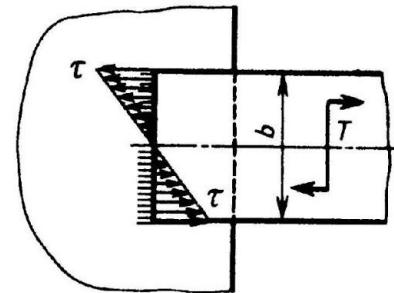
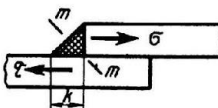
$$\tau = T / (\beta \cdot K \cdot l \cdot b) \leq [\tau']$$

Условие работоспособности лобовых швов

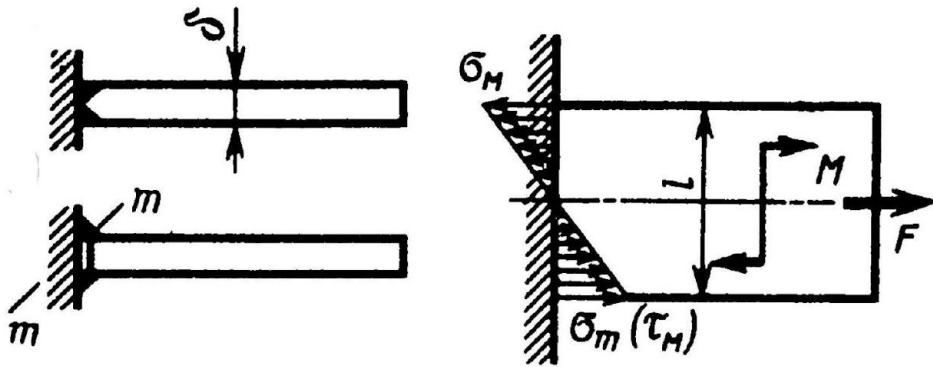


$$\tau = F / (\beta \cdot K \cdot l) \leq [\tau']$$

$$\tau = T / W = 6T / (\beta \cdot K \cdot b^2) \leq [\tau']$$



Тавровое соединение



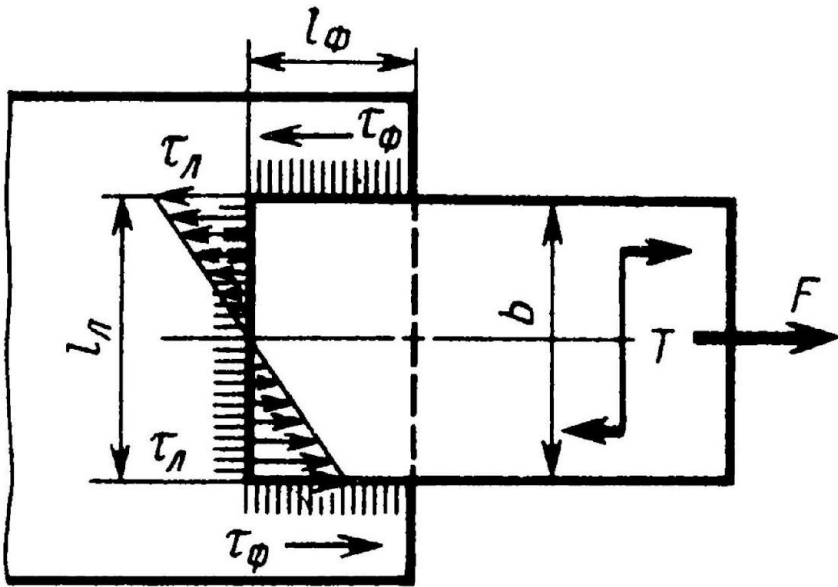
Для стыкового соединения

$$\sigma = 6M / \delta \cdot l^2 + F / \delta \cdot l \leq [\sigma']$$

Для угловых швов

$$\tau = 6M / (2l^2 \beta \cdot K) + F / (2l \beta \cdot K) \leq [\tau']$$

Условие работоспособности комбинированного соединения



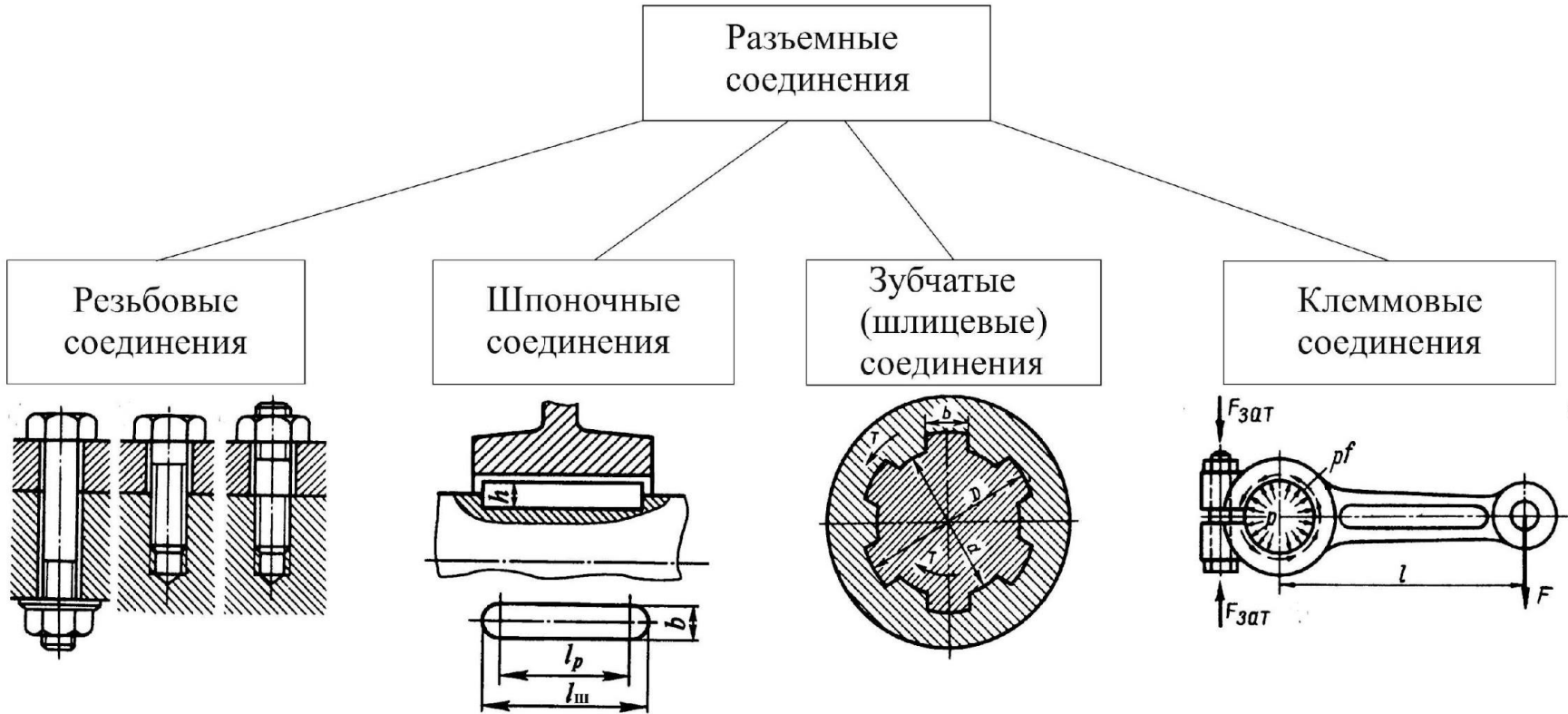
$$\tau = \tau_T + \tau_F \leq [\tau']$$

$$\tau_F = F / [\beta \cdot K (2l_\phi + l_\lambda)]$$

$$\tau_T = T / (\beta \cdot K l_\phi \cdot l_\lambda + \beta \cdot K \cdot l_\lambda^2 / 6)$$

Тема 2.2 Разъемные соединения

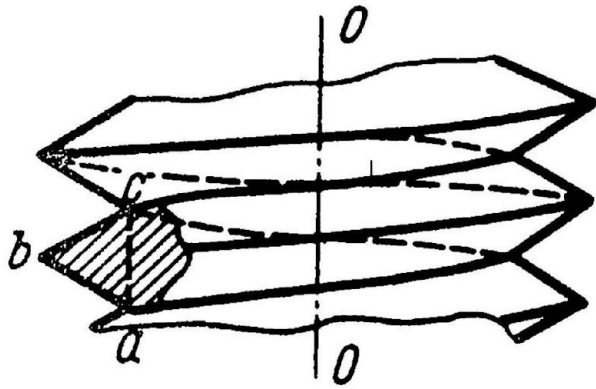
2.2.1 Классификация



2.2.2 Резьбовые соединения

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемных соединений. К ним относятся соединения с помощью болтов и гаек, винтов; шпилек и гаек, стяжек.

2.2.2.1 Резьба. Общие сведения



Резьба – выступы, образованные на основной поверхности винтов и гаек, и расположенные по винтовой линии.

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы.

Профиль резьбы – контур (например, *abc*) сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности.

По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапецидальные, круглые и др. резьбы. В крепежных соединениях применяются треугольные резьбы (!)

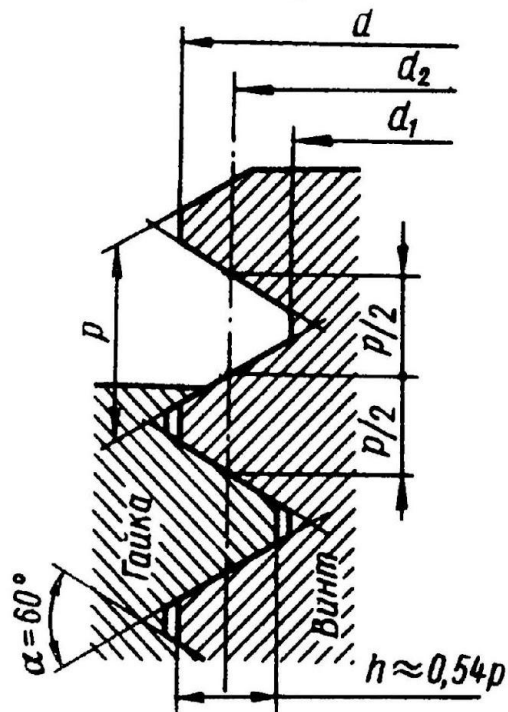
По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх (при рассмотрении с торца). По числу заходов различают одно-и многозаходную резьбы. Все крепежные резьбы однозаходные (!)

Методы изготовления резьб

1. Нарезка вручную метчиками или плашками (лерками, клуппом).
2. Нарезка на токарно-винторезных и специальных станках.
3. Фрезерованием на резьбофрезерных станках.
4. Накаткой на резьбонакатных станках-автоматах.
5. Литье (редко).
6. Выдавливанием (раскатка) внутренних резьб.

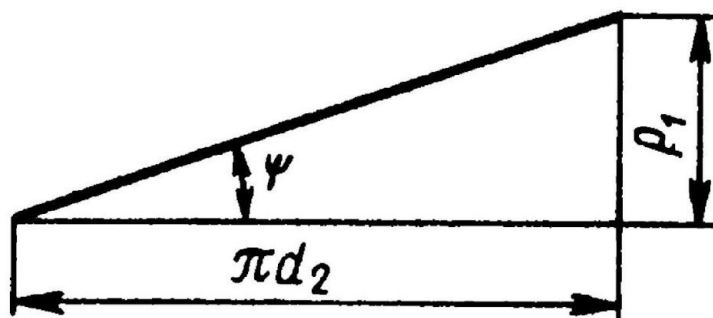
Геометрические параметры метрических крепежных резьб

2.9



d , d_1 и d_2 – соответственно наружный, средний и внутренний диаметры;
 h – рабочая высота профиля резьбы;
 p – шаг резьбы;
 p_1 – ход резьбы;
 у многозаходных резьб $p_1 = z \cdot p$,
 где z – число заходов;
 $\alpha = 60^\circ$ – угол профиля;
 ψ – угол подъема винтовой линии.

Развертка винтовой линии



$$\operatorname{tg} \psi = p_1 / (\pi d_2) = z \cdot p / \pi d_2$$

Все геометрические размеры резьбы и допуски стандартизованы. (!)

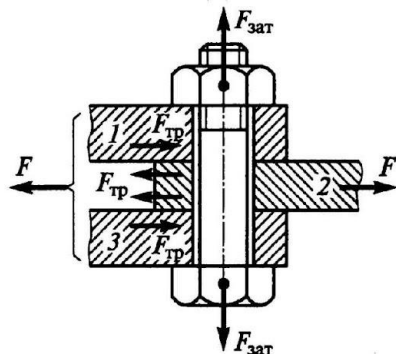
2.2.2.2 Основные типы крепежных резьбовых соединений и области их применения

2.10

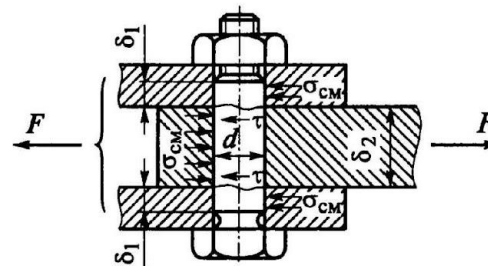
1. Болтовые соединения

Применяются для соединения тонкостенных деталей при частых сборках – разборках.

а) Болтовое соединение с зазором

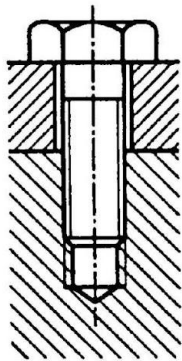


б) Болтовое соединение без зазора



Вариант а) имеет технологические преимущества, но дает увеличенные габариты с утяжелением конструкции.

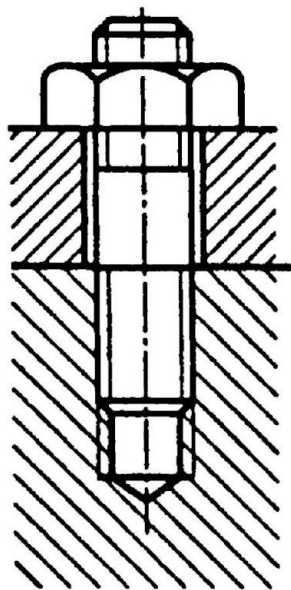
Вариант б) уменьшает габариты и облегчает конструкцию, но требует дополнительных технологических затрат на обеспечение посадки по d .



2. Винтовые соединения

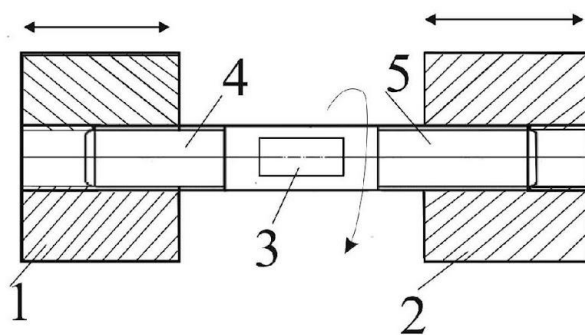
Применяются при нечастых сборках – разборках соединения, когда одна из соединений имеет толщину, достаточную для размещения 6-ти витков резьбы, а её материал обладает высокой прочностью. Конструкция получается облегченной из-за отсутствия гайки (!)

3. Соединение шпилькой



Применяется при частых сборках - разборках соединения, когда одна из соединяемых деталей имеет толщину, достаточную для размещения 6-витков резьбы, но материал которой имеет невысокую прочность (например, алюминиевый сплав).

4. Соединение стяжкой



1, 2 – соединяемые детали;
3 – место под гаечный ключ в стержне;
4, 5 – резьба противоположных направлений

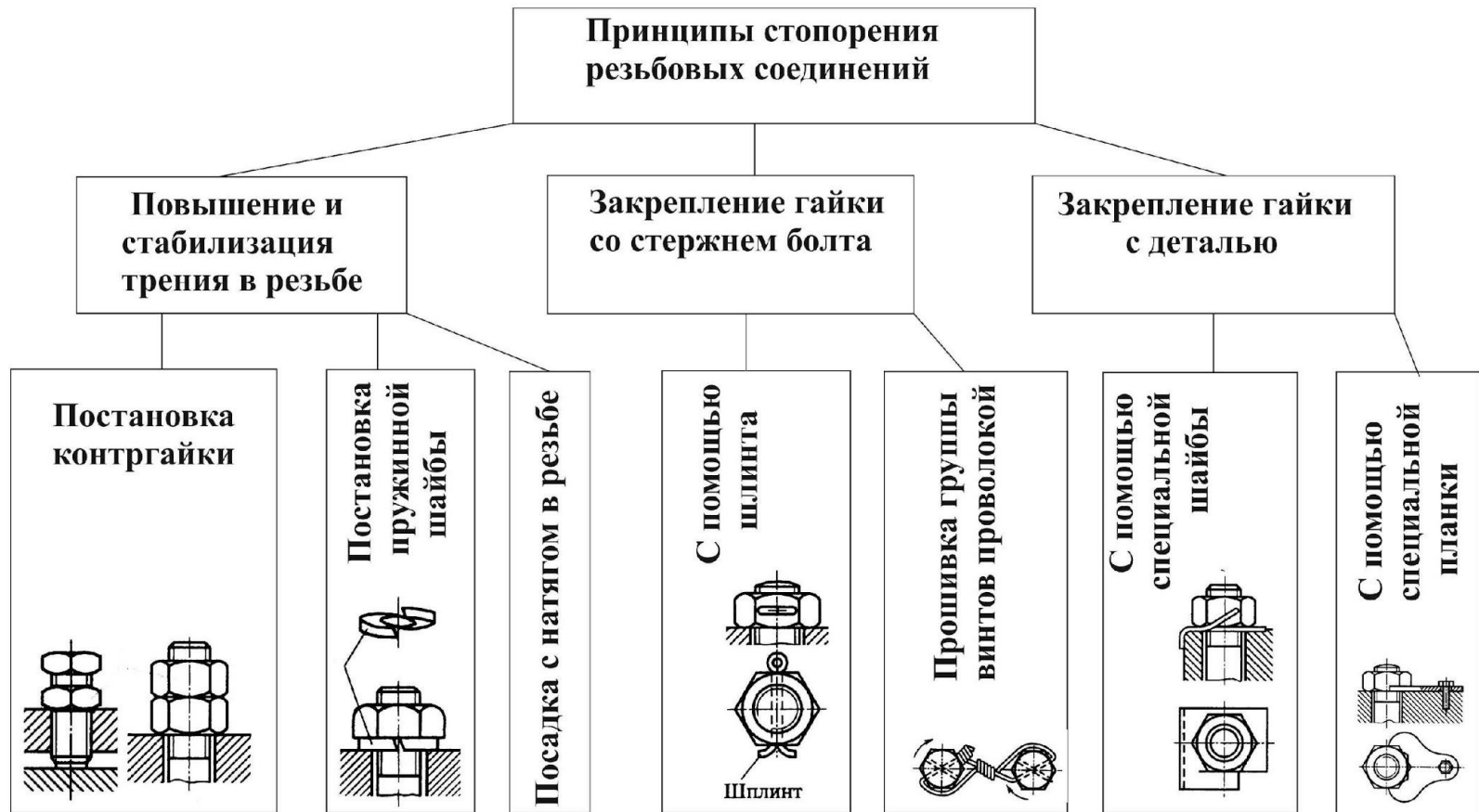
При вращении стержня соединяемые детали могут приближаться к друг другу, либо отдаляться.

Применяется в основном для натяжения тросов.

2.2.2.3 Способы стопорения резьбовых соединений

2.12

Самоотвинчивание разрушает соединение и может привести к аварии.
Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения



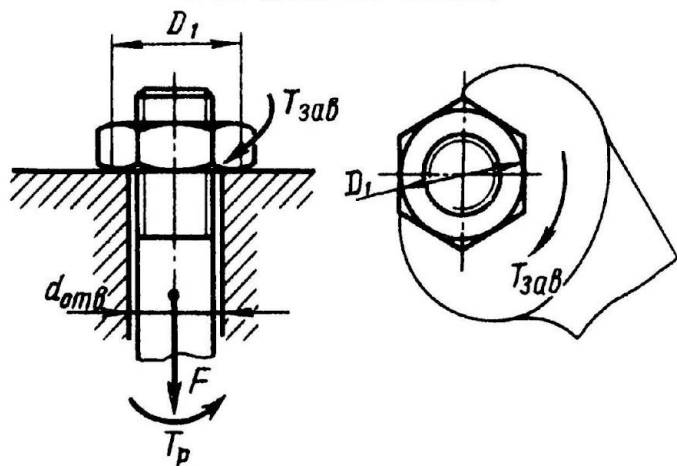
Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотвинчивания (!)

2.2.2.4 Теория винтовой пары

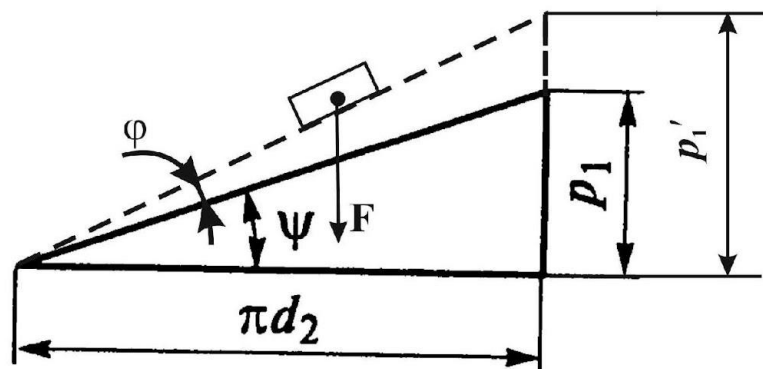
2.13

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой (затяжки) болта (винта)

Расчетная схема



Определение работы в резьбе



Уравнение работы за один оборот гаечного ключа

$$A_K = A_T + A_F + A_f, \text{ где } A_K = T_{\text{зав}} \cdot 2\pi;$$

$T_{\text{зав}}$ – момент завинчивания, приложенный к гайке,
 A_T – работа сил трения на торце гайки: $A_T = T_T \cdot 2\pi$,
 здесь T_T – момент трения на торце гайки:

$$T_T = F \cdot f \cdot (D_{\text{ср}}/2), \text{ где } D_{\text{ср}} = (D_1 + d_{\text{отв}})/2;$$

f – коэффициент трения на торце гайки.

$A_F + A_f$ – сумма работ на осевое перемещение гайки за один оборот гаечного ключа и преодоление сил трения в резьбе: $A_F + A_f = F \cdot p_1' = F \cdot \pi d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi)$,
 здесь φ – приведенный угол трения в резьбе:

$$\text{arctg} \varphi = f' = f_p / \cos \alpha/2;$$

f_p – коэффициент трения в резьбе.

Отсюда $T_{\text{зав}} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 [D_{\text{ср}}/2 \cdot f + \text{tg}(\psi + \varphi)]$,

$$T_{\text{зав}} = T_T + T_p,$$

здесь T_T – момент трения на торце гайки:

$$T_T = F \cdot f \cdot (D_{\text{ср}}/2)$$

T_p – реактивный момент трения в резьбе: $T_p = 0,5 \cdot d_2 \cdot F \text{tg}(\psi + \varphi)$

$F = F_{\text{зат}}$ – сила затяжки резьбового соединения (!)

Стержнем болта (винта) не только растягивается силой F , но и закручивается моментом T_p (!)

Самоторможение в резьбовых соединениях

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{отв} > 0$, где момент $T_{отв}$ отвинчивания с учетом трения на торце гайки равен:

$$T_{отв} = 0,5d_2 \cdot F[(D_{cp}/d_2)f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi)].$$

Рассматривая самоторможение только в резьбе (без учета трения на торце гайки), получим $\psi < \varphi$.

Все стандартные крепежные резьбы – самотормозящие (!)

Чем мельче шаг резьбы, тем надежнее самоторможение (!)

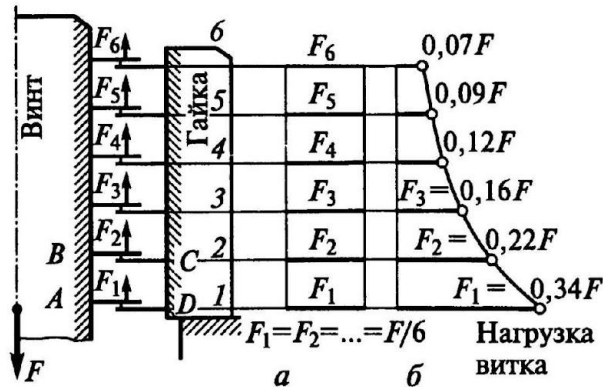
2.2.2.5 Расчет резьбовых соединений на прочность

2.15

При проектировании резьбовых соединений необходимо обеспечить:
прочность витков резьбы и прочность стержня.

2.2.2.5.1 Прочность витков резьбы Распределение нагрузки по виткам резьбы.

Схема нагружения витков резьбы

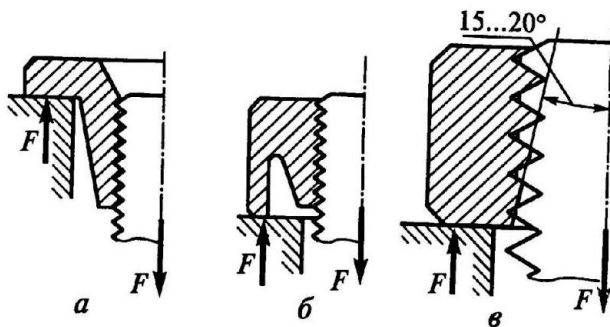


Одной из причин неравномерного распределения нагрузки в резьбе является **неблагоприятное сочетание деформаций стержня и гайки**: под действием силы F стержень расширяется, а гайка – сжимается. Наибольшую разность деформаций получает **первый виток**, поэтому он является наиболее нагруженным.

С него и начинается разрушение витков резьбы, затем второй виток становится первым и далее – как по цепной реакции.

Приближенно-равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы можно получить, только применяя **гайки специальной формы (!)**, а также в соединениях **стяжкой (!)**

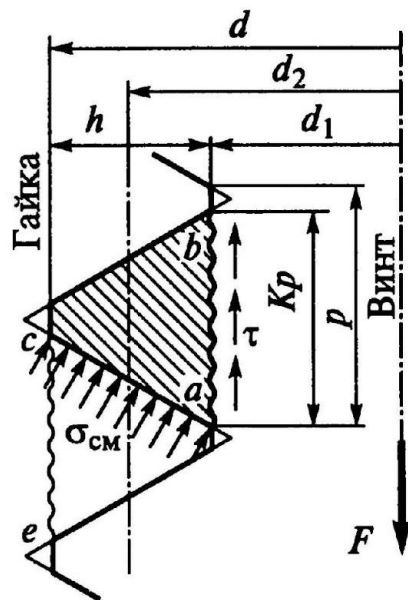
Гайки специальной формы



В практических расчетах **неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы** учитывают опытным коэффициентом K_m (!)

Критерии работоспособности витков резьбы

Основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб являются: прочность, связанная с напряжениями τ среза, а для ходовых резьб – износостойкость, связанная с напряжениями $\sigma_{см}$ смятия.



Условия прочности витков резьбы по напряжениям среза

$$\tau = F / (\pi d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m) \leq [\tau] \text{ – для винта (болта);}$$

$$\tau = F / (\pi d \cdot H \cdot K \cdot K_m) \leq [\tau] \text{ – для гайки.}$$

Здесь H – высота гайки или глубина завинчивания винта;

$K = ab/p$ или $K = ce/p$ – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы, (для треугольной резьбы $K = 0,87$; $K_m = 0,6 \dots 0,7$).

Высота гайки и глубина завинчивания определяется из условия равнопрочности витков резьбы и стержня:

$$\tau_T = 0,6 \sigma_T$$

$$\tau = F / (\pi d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m) = 0,6 \sigma_T = 0,6 F / [\pi d_1^2 / 4],$$

$$K = 0,87; K_m = 0,6; H \approx 0,8d_1$$

С учетом точности изготовления $H = 0,8d$ (если материалы одинаковые).

Если стержень стальной, а гайка чугунная, –

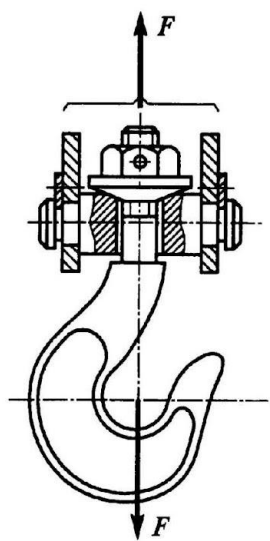
$$H = 1,5d (!)$$

Условие износостойкости по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = F / (\pi d_2 \cdot h \cdot z) \leq [\sigma_{см}].$$

Здесь $K_m = 1$, а величину $[\sigma_{см}]$ принимают согласно накопленному опыту эксплуатации

2.2.3.5.2 Расчет на прочность стержня болта (винта) при различных случаях нагружения



1. Стержень болта (винта) нагружен только внешней растягивающей силой (пример, крюковая подвеска крана)
 Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне:

$$\sigma = F / [(\pi / 4)d_1^2] \leq [\sigma]$$

Для проектного расчета: $d_1 \geq \sqrt{4F / (\pi[\sigma])}$

2. Болт (винт) затянут, внешняя нагрузка отсутствует (пример, герметичная крышка люков).

Напряжение растяжения от сил затяжки $F_{зат}$:

$$\sigma = F_{зат} / [(\pi / 4)d_1^2]$$

Напряжение кручения от момента T_p :

$$\tau = T_p / W_p = 0,5 \cdot F_{зат} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi) / (0,2d_1^3).$$

Требуемое значение силы $F_{зат}$ затяжки:

$$F_{зат} = A \cdot \sigma_{см},$$

где A – площадь стыка деталей, $\sigma_{см}$ – из условия герметичности

Эквивалентные напряжения:

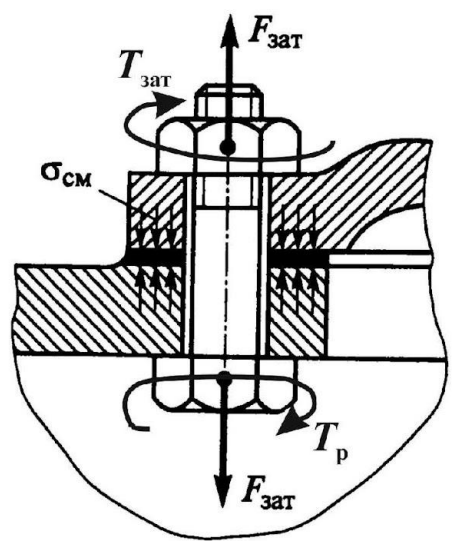
$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Для стандартных резьб $\sigma_{экв} \approx 1,3\sigma$, тогда условие прочности:

$$\sigma_{экв} = F_{зат} / [(\pi / 4)d_1^2] \leq [\sigma]$$

Для проектного расчета:

$$d_1 \geq \sqrt{5,2 \cdot F_{зат} / (\pi [\sigma])}$$

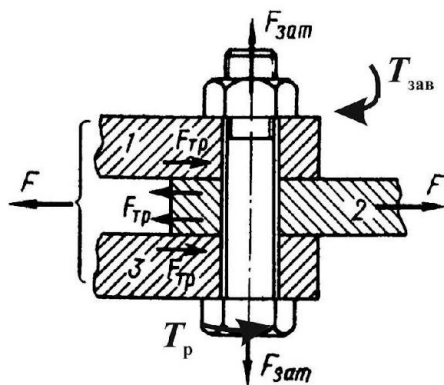


3. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке

2.18

Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке.

А. Болт поставлен с зазором.



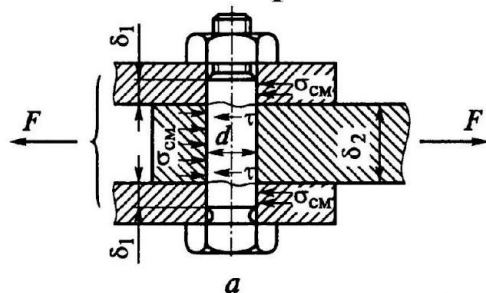
Внешняя нагрузка не передается на болт!
(зазор сохраняется)!

Б. Болт поставлен без зазора.

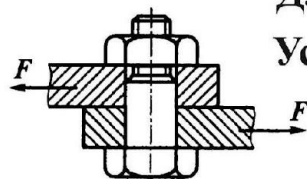
Такая установка болта в отверстие обеспечивает восприятие внешней нагрузки стержнем болта (!)

Условия прочности по напряжениям среза: $\tau = F / [(\pi/4)d_1^2 \cdot i] \leq [\tau]$

Для проектного расчета: $d_1 \geq \sqrt{4 \cdot F / i} \cdot (\pi[\tau])$



а



б

Условие работоспособности соединения:

$$i \cdot F_{\text{тр}} > F$$

$I \cdot F_{\text{зам}} \cdot f > F$ или $i \cdot F_{\text{зам}} \cdot f = K \cdot F$,
где K – коэффициент запаса ($K > 1$);

f – коэффициент трения;
 i – число плоскостей сдвига.

Тогда $F_{\text{зам}} = K \cdot F / (i \cdot f)$

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \cdot F_{\text{зам}} / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma]$$

Для проектного расчета:

$$d_1 \geq \sqrt{5,2 \cdot F_{\text{зам}} / \pi \cdot [\sigma]}$$

Условие прочности по напряжениям смятия:

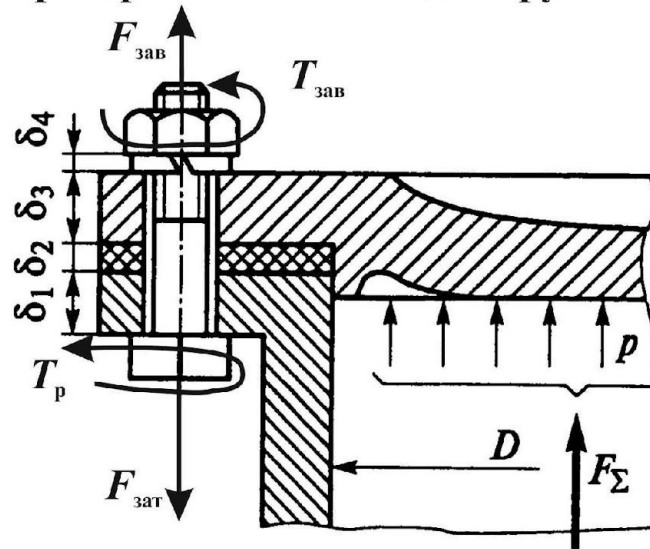
$$\sigma_{\text{см}} = F / 2d \cdot \delta_{\text{min}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Сравнение вариантов А и Б: $F_{\text{зам}} \approx 7,5F$,
поэтому $d_{1A} > d_{1B}$, но вариант А дешевле (!)

4. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

2.19

Затяжка болтов (винтов) должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой (например, крышка резервуара под давлением).



После приложения внешней нагрузки болт дополнительно растянется на величину Δ , а деформация сжатия деталей уменьшится на ту же величину, т.е.

$$\Delta = \chi \cdot F \cdot \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) \cdot F \cdot \lambda_{\text{ст}}; \quad F = F_{\Sigma} / z$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки;

$\lambda_{\text{б}}$ – податливость болта;

$\lambda_{\text{ст}}$ – податливость стыка.

Отсюда $\chi = \lambda_{\text{ст}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{ст}}) \leq (0,2 \dots 0,3)$

Тогда расчетная нагрузка на болт: $F_p = 1,3F_{\text{зат}} + \chi F.$

Сила остаточной затяжки стыка: $F_{\text{ст}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi)F > 0$

$$F_{\text{зат}} \geq (1 - \chi)F (!)$$

Условие прочности:

$$\sigma = F_p / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma]$$

Для проектных расчетов:

$$d_1 \geq \sqrt{4(1,3F_{\text{зат}} + \chi F) / \pi[\sigma]}$$

2.2.2.5.3 Расчет соединений, включающих группу болтов (винтов)

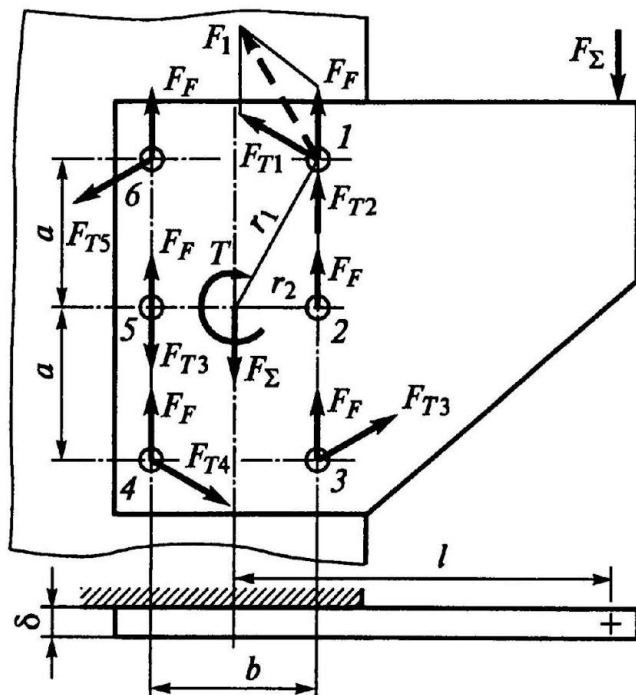
2.20

Основные допущения

1. Поверхности стыка остаются плоскими (недеформируемыми) при всех фазах нагружения.
2. Поверхности стыка имеют две оси симметрии, а болты (винты) расположены симметрично относительно этих осей.
3. Все болты (винты) соединения одинаковы, равно затянуты и соответствуют наиболее нагруженному болту (винту).

Таким образом, в начале определяют наиболее нагруженный болт (винт), затем его рассчитывают как одиночное соединение.

А. Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке.



1. Определяют центр тяжести площади стыка соединяемых деталей.
2. Приводят в центр тяжести все внешние силы.
3. Сдвигающая сила на один болт (винт): $F_F = F_\Sigma / Z$
4. Сдвигающие силы F_T от момента определяют из условия равновесия:

$$T = F_{T1} \cdot r_1 + F_{T2} \cdot r_2 + \dots + F_{Tz} \cdot r_z,$$

где $F_{T1}/F_{T2} = r_1/r_2$; $F_{T1}/F_{Tz} = r_1/r_z$.

Отсюда определяют F_{T1} , F_{T2} F_{Tz} (!)

5. Суммарная нагрузка каждого болта (винта) равна геометрической сумме сил F_F и F_T . За расчетную принимают F_{\max} .
6. Далее расчет ведут как одиночный болт (винт) по F_{\max} .

Б. Нагрузка соединения раскрывает и сдвигает стык деталей.

1. Раскладывают силы F на составляющие F_z и F_y .
2. Приводят силы F_z и F_y в центр тяжести площади стыка и получают: момент $M = F_y \cdot l_1 \pm F_z \cdot l_2$ и сила F_z – раскрывают стык, а сила F_y – сдвигает стык.

а. Расчет по условию нераскрытия стыка

3. До приложения нагрузки болты (винты) затягивают, на стыке возникают напряжения смятия: $\sigma_{зат} = F_{зат} \cdot z / A_{ст}$, где A – площадь стыка; z – число болтов (винтов).
4. Сила F_z растягивает (сжимает) дополнительно болты (винты), изменяя напряжения $\sigma_{зат}$ на величину: $\sigma_{Fz} = (F_z / A_{ст}) \cdot (1-\chi) \approx F_z / A_{ст}$
5. Напряжения от действия момента M : $\sigma_M \approx M / W_{ст}$, где $W_{ст}$ – момент сопротивления изгибу площади стыка.
6. Суммарные напряжения : максимальные – $\sigma_{max} = \sigma_{зат} \pm \sigma_{Fz} + \sigma_M$

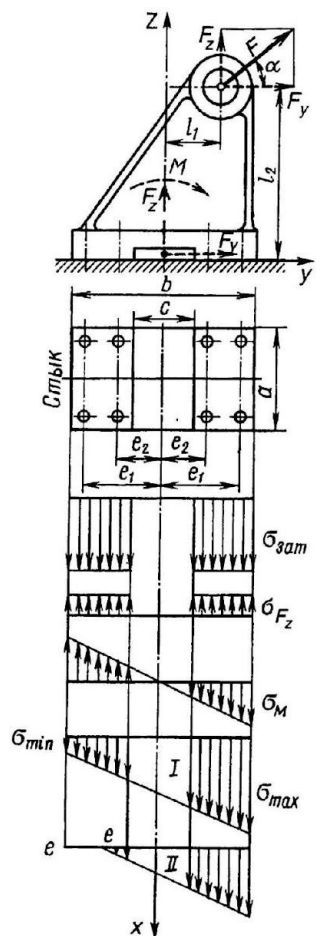
минимальные – $\sigma_{min} = \sigma_{зат} \pm \sigma_{Fz} - \sigma_M$

7. Условие нераскрытия стыка: $\sigma_{min} \geq 0$, отсюда $\sigma_{зат} = K (\pm \sigma_{Fz} + \sigma_M)$, K – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

8. Тогда $F_{зат} = \sigma_{зат} \cdot A_{ст} / z$
И далее рассчитывают как одиночное резьбовое соединение.
9. Проверка на отсутствие смятия на стыке $\sigma_{max} \leq [\sigma_{см}]$.

б. Расчет по отсутствию сдвига деталей на стыке

11. Детали не сдвигаются, если $[F_{зат} \cdot z \pm (1-\chi) \cdot F_z] \cdot f \geq K' \cdot F_y$, f – коэффициент трения на стыке; K' – коэффициент запаса по сдвигу.
12. Иначе определяют $F_{зат} = [K' \cdot F_y \pm (1-\chi) \cdot F_z \cdot f] / (z \cdot f)$ и далее как одиночное соединение.



Материалы деталей резьбовых соединений и допускаемые напряжения

Материалы резьбовых деталей по ГОСТ 1759 – 87

По ГОСТ 1759.5 – 87: Установлено 12 классов прочности, обозначается двумя

Материал	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1p} , МПа	Материал	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1p} , МПа
Ст3 и 10	340	200	160	35Х	800	640	280
20	400	240	170	30ХГСА	1000	900	300
35	500	300	180	ВГ16	1200	1100	350
45	600	360	240				

цифрами, между ними – точка.

1 цифра x 100 = σ_B МПа;

1 цифра x 2цифра x 10 = σ_T МПа

Например, класс прочности 3.6:

$\sigma_B = 300$ МПа; $\sigma_T = 180$ МПа

Допускаемые напряжения и запасы прочности

Вид нагрузки	Номер формулы	Рекомендуемые величины
Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов с затяжкой болтов	(1.16)	$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
	(1.19), (1.32)	Статическая нагрузка: $[\sigma_T]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[\sigma_T] = 1,5...2,5$ — контролируемая затяжка
	(1.34)	Переменная нагрузка: $[\sigma] \geq 2,5...4$, $[\sigma_T]$ по табл. 1.3 } неконтролируемая затяжка;
	(1.35)	$[\sigma] = 1,5...2,5$, $[\sigma_T] = 1,5...2,5$ } контролируемая затяжка
Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором болты поставлены без зазора	(1.19)	$[\sigma_T]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[\sigma_T] = 1,5...2,5$ — контролируемая затяжка
	(1.21)	$[\tau] = 0,4\sigma_T$ (статическая); $[\tau] = (0,2...0,3)\sigma_T$ (переменная)
	(1.22)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4...0,5)\sigma_B$ — чугун
Прочность деталей в стыке	(1.49)	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4\sigma_B$ — чугун; $[\sigma_{см}] = 1...2$ МПа — бетон; $[\sigma_{см}] = 2...4$ МПа — дерево

$$[\sigma] = \sigma_T / [S]$$

При неконтролируемой затяжке запасы прочности значительно увеличивают.

Предельный момент завинчивания ограничивается размерами гаечного ключа. (!)

Контроль затяжки ограничивают специальными техническими условиями и осуществляется специальными устройствами. (!)

Материал болта	$[\sigma_T]$ при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке при		
	М6...М16	М16...М30	М30...М60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

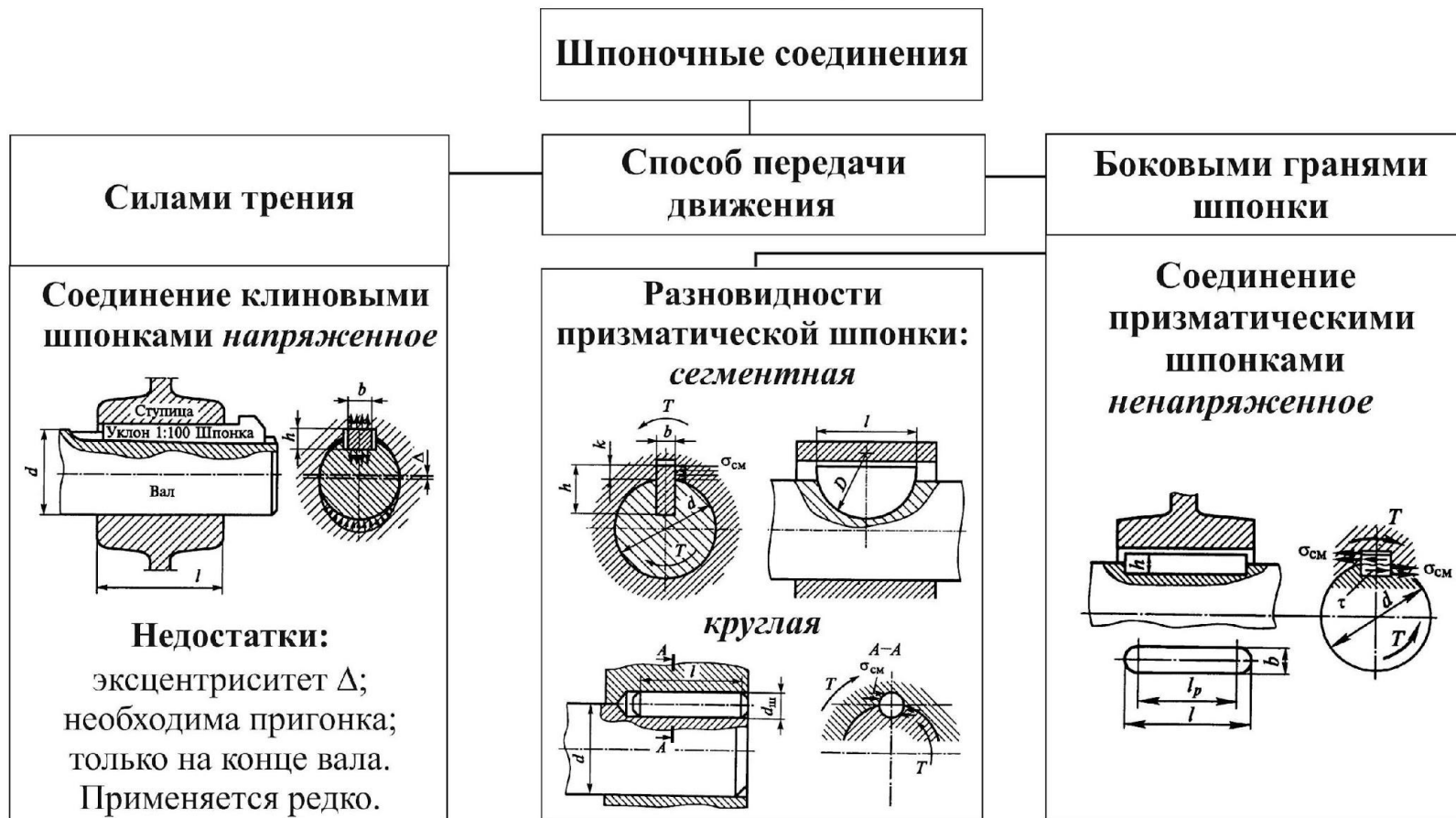
2.2.3 Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения

2.23

Служат для закрепления деталей на осях и валах.
Соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

2.2.3.1 Шпоночные соединения

2.2.3.1.1 Классификация



2.2.3.1.2 Расчет шпоночных соединений

Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы, выбираются по величине диаметра вала (оси). !

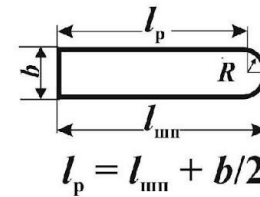
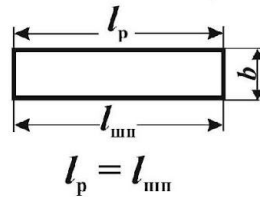
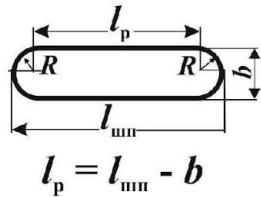
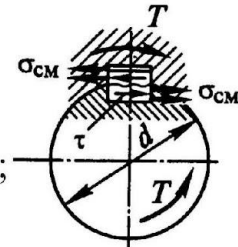
Условие прочности по напряжениям смятия: $\sigma_{см} = 4T / (h \cdot l_p \cdot d) \leq [\sigma_{см}]$.

Условие прочности по напряжениям среза: $\tau = 2T / (b \cdot l_p \cdot d) \leq [\tau]$.

Здесь: h – высота шпонки; b – ширина шпонки выбирается по диаметру d вала;

l_p – расчетная длина шпонки зависит от типа шпонки:

1 – тип (оба конца скругленные); 2 – тип (без скруглений); 3 – тип (скругление на одном конце)

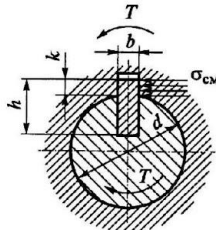


Длину шпонки необходимо согласовать с длиной $l_{ст}$ ступицы, насаживаемой на вал (ось) детали и с ГОСТ на шпонки (!)

Стандартные шпоночные соединения рассчитывают только по напряжениям $\sigma_{см}$ (!)

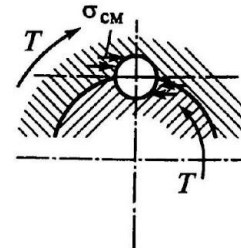
Условие прочности для сегментной шпонки:

$$\sigma_{см} = 2T / (K \cdot l \cdot d) \leq [\sigma_{см}].$$



Условие прочности для цилиндрической шпонки:

$$\sigma_{см} = 4T / (d_{ш} \cdot l \cdot d) \leq [\sigma_{см}].$$



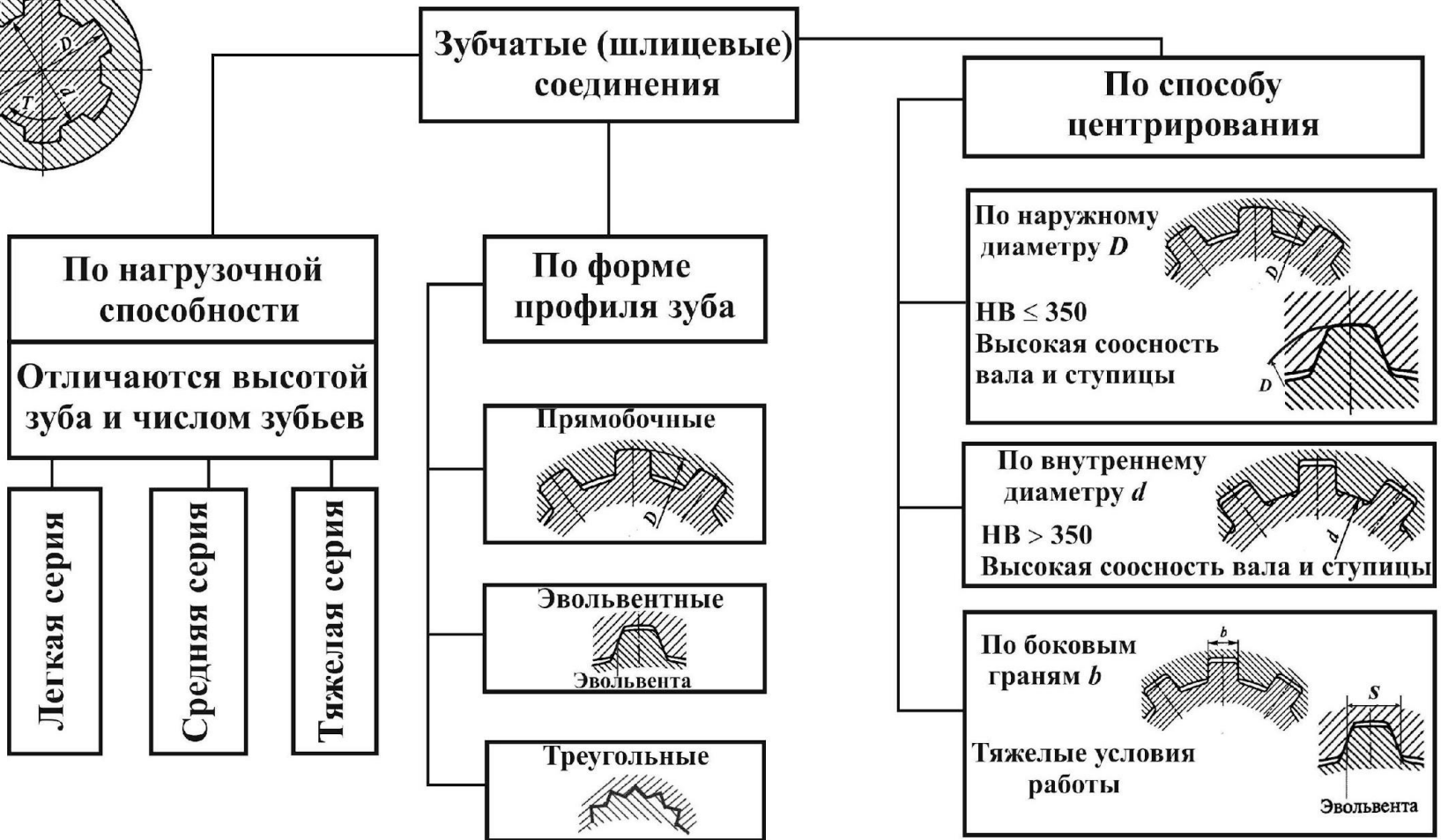
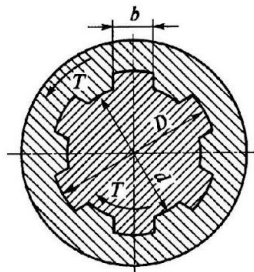
Величины $[\sigma_{см}]$ зависят от посадки и подвижности соединений (!)

2.2.4 Зубчатые (шлицевые) соединения

2.25

Зубчатые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстиях ступицы. Размеры зубчатых соединений стандартизованы и определяются величиной диаметра d вала.

2.2.4.1 Конструкция и классификация



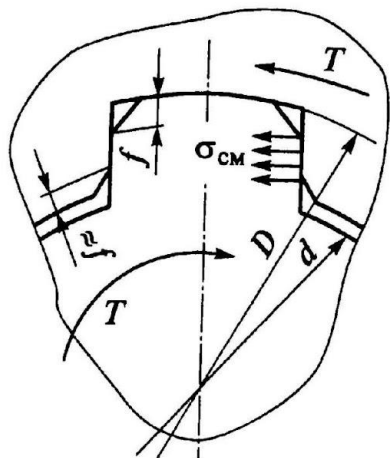
Основные критерии работоспособности и расчета зубчатых соединений

1. Сопротивление рабочих поверхностей смятию.

2. Сопротивление изнашиванию от фреттинг-коррозии.

2.2.4.2 Расчет зубчатых соединений

Упрощенный расчет на смятие



Условие прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{cm} = 2T / (K_z \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l) \leq [\sigma_{cm}].$$

Здесь: K_z – коэффициент неравномерности нагрузки; $K_z = 0,7 \dots 0,8$

z – число зубьев; l – рабочая длина зубьев; h – рабочая высота зубьев;

d_{cp} – средний диаметр.

$h = 0,5(D - d) - z \cdot f$; $d_{cp} = 0,5(D + d)$ – для прямобочных шлиц;

$h \approx m$; $d_{cp} = zm$ – для эвольвентных шлиц

Расчет на износ

Допускаемые напряжения $[\sigma_{cm}]$

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma_{cm}]$, МПа	
		$\leq \text{HB } 350$	$\geq \text{HRC } 40$
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоростей)	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	а	—	3...10
	б	—	5...15
	в	—	10...20

Условие расчета на износ:

$$\sigma_{cm} = 2T / (z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l) \leq [\sigma_{cm}]_{изн}$$

Допускаемое напряжение по износу:

$$[\sigma_{cm}]_{изн} = [\sigma_{cm}]_{усл} \cdot K'_z \cdot K_{пр} \cdot K_{н} \cdot K_{ц} \cdot K_c \cdot K_{ос},$$

$[\sigma_{cm}]_{усл}$ – допускаемое условное

давление при $N = 10^8$ циклов (из таблиц);

K'_z – коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на износ;

$K_{н}$ – коэффициент режима работы;

$K_{пр}$ – коэффициент продольной концентрации;

$K_{ц}$ – коэффициент долговечности $K_{ц} = \sqrt[3]{N/10^8} \geq 1$; $N = 60 \cdot t \cdot n$

K_c – коэффициент смазки; $K_{ос}$ – коэффициент подвижности соединения

Оценка и применение шпоночных и зубчатых (шлицевых) соединений

Преимущества шпоночных соединений: Преимущества зубчатых соединений:

- простота конструкции;
- низкая стоимость изготовления.
- высокая нагрузочная способность;
- лучшая центрация и направление движения ступицы на валу;
- полная взаимозаменяемость .

Недостатки шпоночных соединений:

- ослабление вала и ступицы;
- наличие концентратора напряжений;
- трудность обеспечения взаимозаменяемости (необходима пригонка при сборке)

Не применяется в массовом и крупносерийном производстве (!)

Недостатки зубчатых соединений:

- для изготовления требуется специальные технологический инструмент и оборудование;
- высокая стоимость изготовления.

Применяется в высоконагруженных машинах и в условиях крупносерийного и массового производства (!)