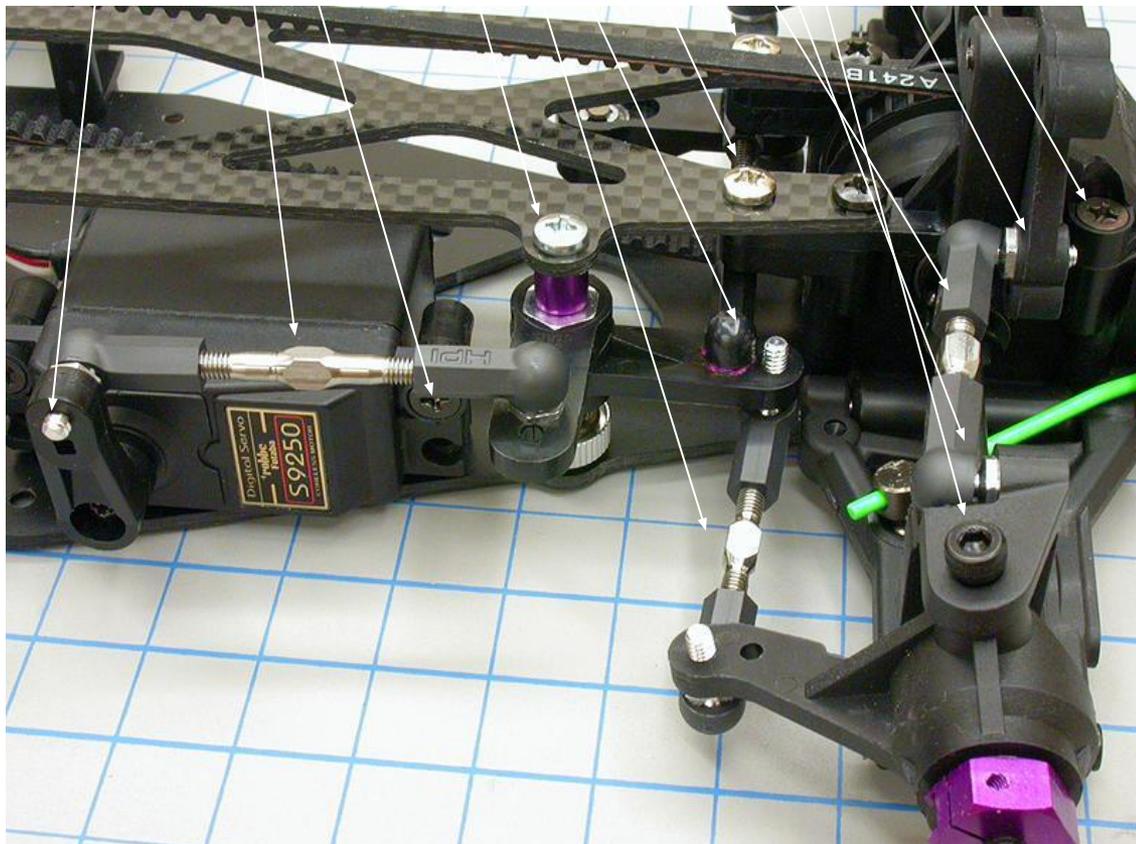
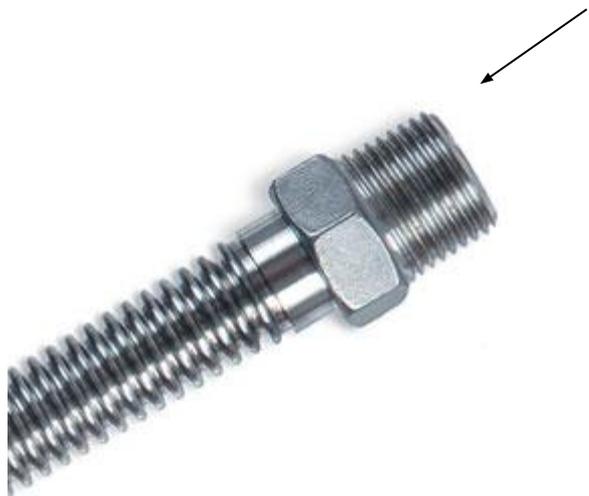


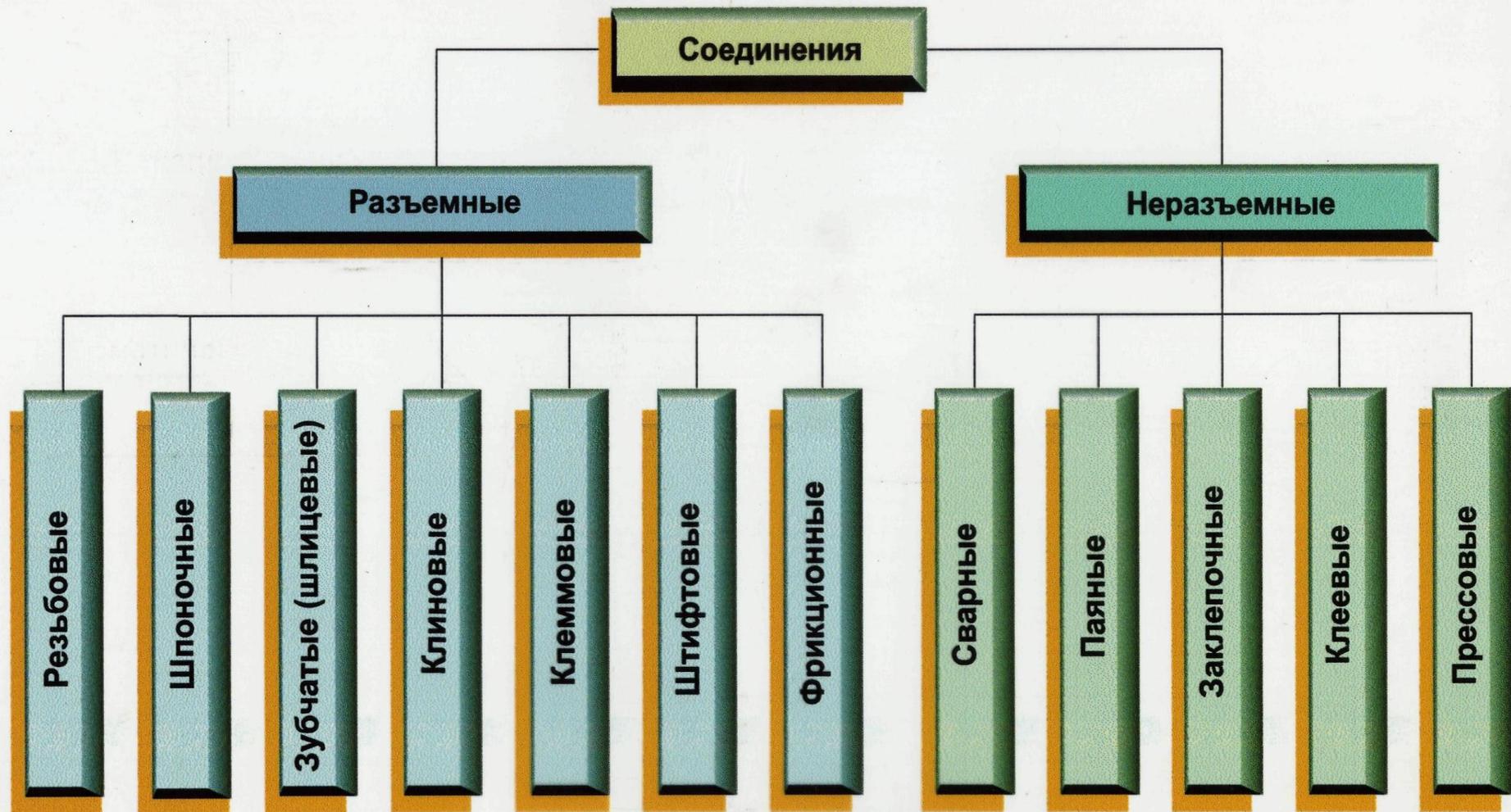
Резьбовые соединения



Резьбовое соединение — разъёмное соединение деталей машин при помощи винтовой или спиральной поверхности

60% всех соединений

КЛАССИФИКАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ



Неподвижные связи в технике называют соединениями.

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения.

Неразъемные соединения не позволяют разъединять детали без их повреждения.

Основным критерий работоспособности и расчета соединений - прочность.

Соединение должно быть **равнопрочным** с соединяемыми элементами.

Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, 0,8 от прочности самих деталей, свидетельствует о том, что 20% нагрузочной способности этих деталей или соответствующая часть металла конструкции не используется.

Соединения элементов сосудов и трубопроводов, содержащим газы или жидкости, должны удовлетворять условиям **плотности (герметичности)**. Для этого контактирующие поверхности должны быть сжаты давлением, существенно превышающим давление среды.

В связи с необходимостью сохранения точности под нагрузкой соединения должны удовлетворять условию **жесткости**.

Желательно, чтобы соединение **не искажало** форму изделия.

Разбиение конструкции на детали, выбор их числа и форм определяется технологическими возможностями и минимизацией затрат на изготовление, сборку и последующее техническое обслуживание всей системы.

Резьбовые соединения – разъемные.

+ удобны при сборке и разборке, технологичны, стандартизированы и взаимозаменяемы, доступны, позволяют легко регулировать плотность соединения.

- необходимость увеличения размеров соединяемых деталей для размещения резьбовых деталей (например, выполнение фланцев), необходимость разработки конструкции с учетом свободного доступа инструмента (рожковых или торцевых ключей), возможность самоотвинчивания (опасность наступления которого возрастает при вибрациях, циклическом силовом и температурном нагружении).

Принцип работы: при затяжке соединения происходит преобразование вращательного движения в поступательное.

Рабочей нагрузкой является усилие затяжки, т.е. осевая сила, появляющаяся при заворачивании резьбовой детали при приложении к ней внешнего крутящего момента (“момента на ключе”).

Особенности конструкции резьбового соединения состоят:

- в реализации максимально возможного передаточного числа (для получения наибольшего выигрыша в силе затяжки);
- в наличии самоторможения.

Резбовыми соединениями называют разъемные соединения деталей с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями – винтами, болтами, шпильками, гайками.

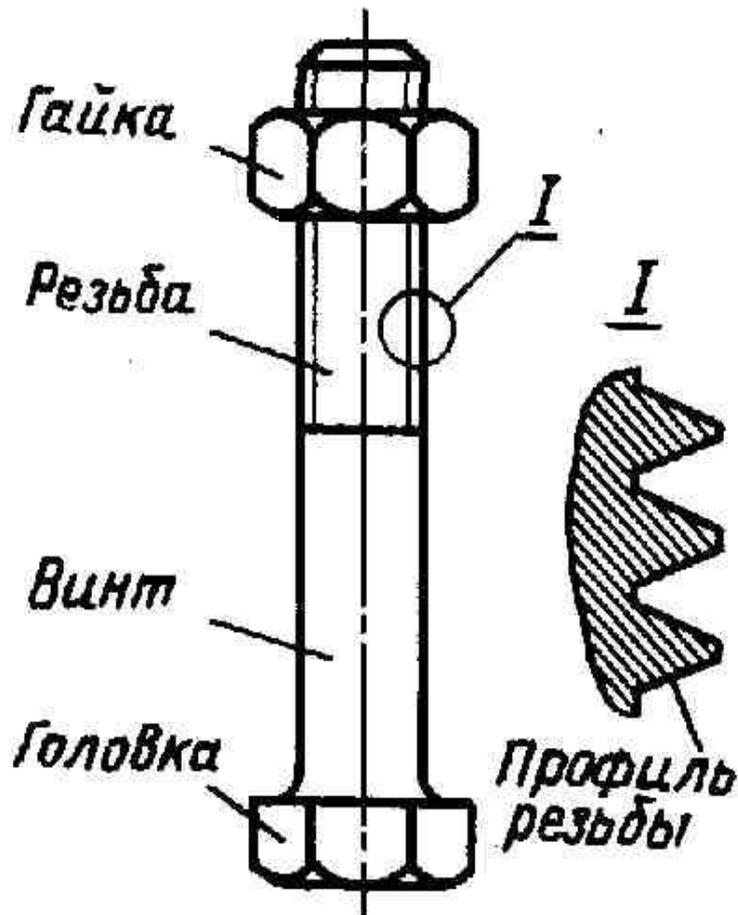
Резьба – это выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы.

Образованные таким образом выступы носят название витков.

Термин винт послужил основой для целого ряда других терминов: винтовое движение, винтовая линия, винтовая поверхность.

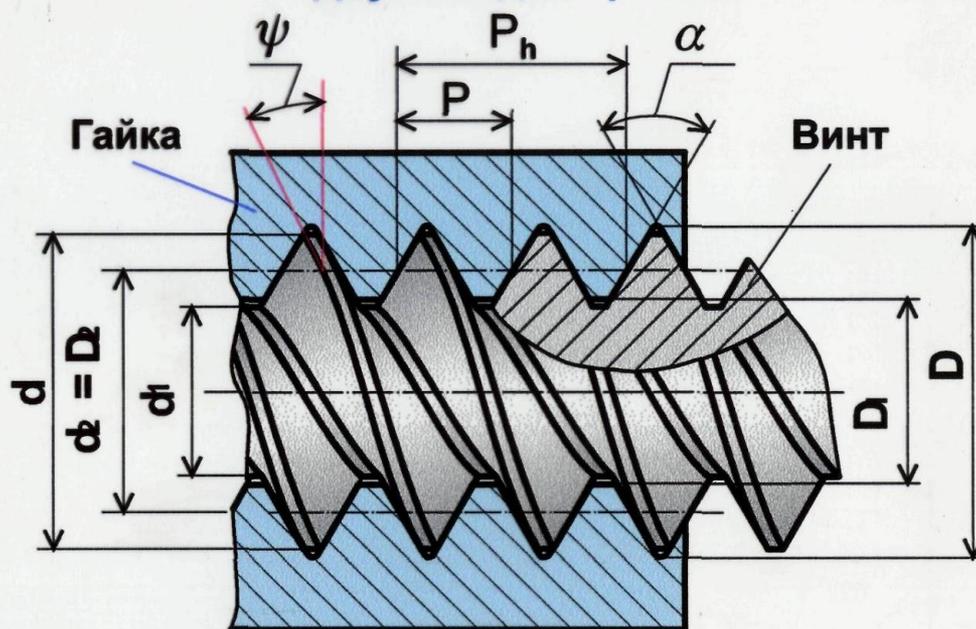
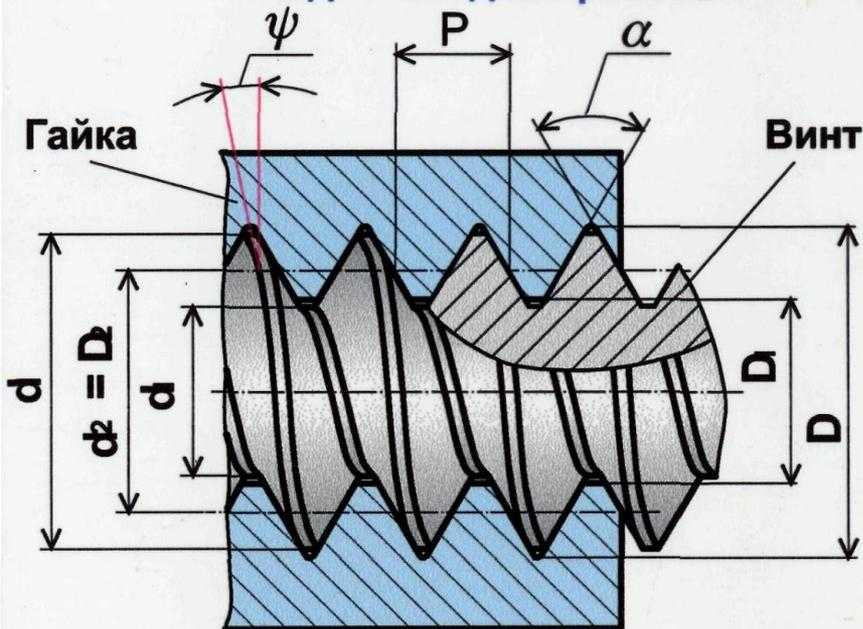
Термин резьба произошел от технологического процесса ее изготовления – нарезания.



ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Однозаходная резьба

Двухзаходная резьба



Параметры резьбы винта:

- d - наружный диаметр, мм;
- d_1 - внутренний диаметр, мм;
- d_2 - средний диаметр, мм.

Общие параметры резьбы:

- P - шаг, мм;
- $P_h = P \cdot n$ - ход, мм;
- n - число заходов;
- α - угол профиля, °;
- ψ - угол подъема, °;
- $\operatorname{tg} \psi = P_h / (\pi \cdot d_2)$.

Параметры резьбы гайки:

- D - наружный диаметр, мм;
- D_1 - внутренний диаметр, мм;
- D_2 - средний диаметр, мм.

- 1. Нарезкой вручную метчиками или плашками.** Способ малопроизводительный. Его применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.
- 2. Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.**
- 3. Фрезерованием** на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.).
- 4. Накаткой** на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.
- 5. Литьем** на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.
- 6. Выдавливанием** на тонкостенных давленых и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т.д.

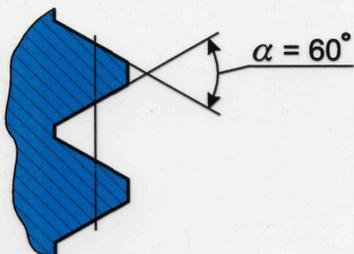
Резьбонакатной станок



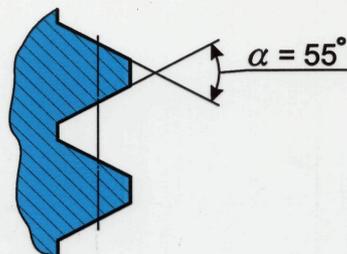
ТИПЫ РЕЗЬБ

Треугольные

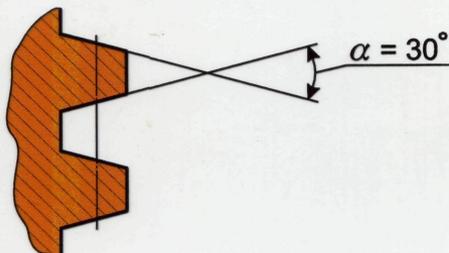
метрическая



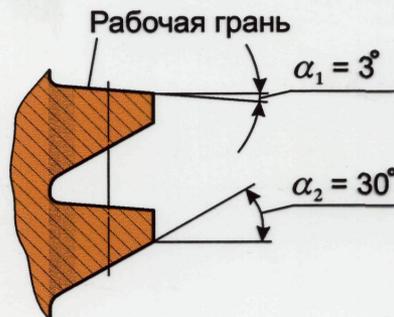
дюймовая



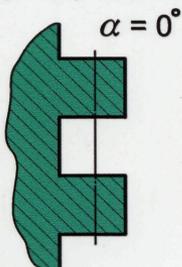
Трапецидальная



Упорная (односторонняя)



Прямоугольная



Круглая



Треугольный профиль. Наиболее распространен, поскольку технологичен и стандартизован (самый первый в мире стандарт – на дюймовые резьбы, был разработан в Англии Витвортом в 1840 году). Ему свойственно повышенное трение между витками и, как следствие, – склонность к самоторможению. Различают два основных вида треугольных резьб – метрическая и дюймовая.

Метрическая резьба. Характеризуется углом профиля $\alpha = 60^\circ$, срезом по прямой вершин профиля резьбы винта исходного треугольника резьбы.

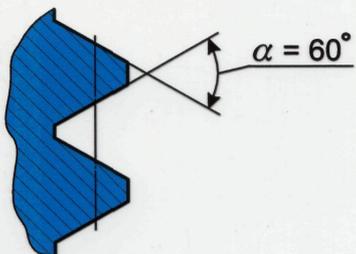
Дюймовая резьба. Характеризуется углом профиля $\alpha = 55^\circ$ и числом витков резьбы на один дюйм. Используется в деталях из стран, в которых действует дюймовая система мер, либо в деталях старых машин, и в трубной резьбе.

Трапецидальный профиль. Стандартизован, технологичен, обладает улучшенными кинематическими и прочностными характеристиками. Является основной резьбой для передач винт-гайка. Имеет меньшие потери на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочна, чем прямоугольная резьба.

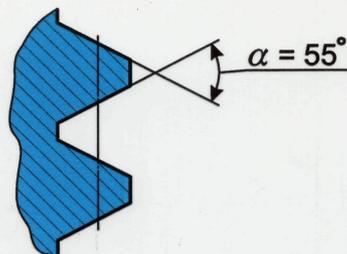
ТИПЫ РЕЗЬБ

Треугольные

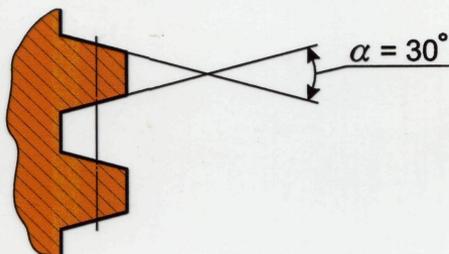
метрическая



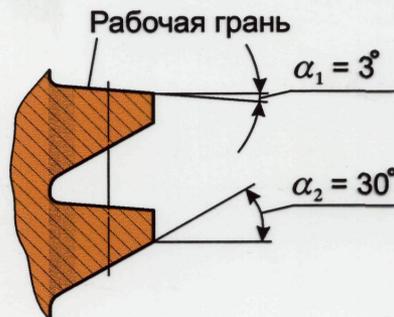
дюймовая



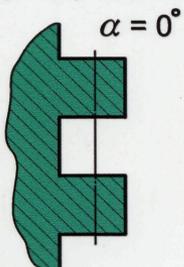
Трапецеидальная



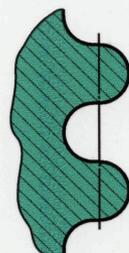
Упорная (односторонняя)



Прямоугольная



Круглая



Упорный профиль. Стандартизован, но по сравнению с трапецеидальным профилем несколько сложнее в изготовлении. Позволяет сочетать повышенную прочность витков и невысокие потери на трение.

Используют для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой в прессах, нажимных устройствах прокатных станков, в грузовых крюках и др.

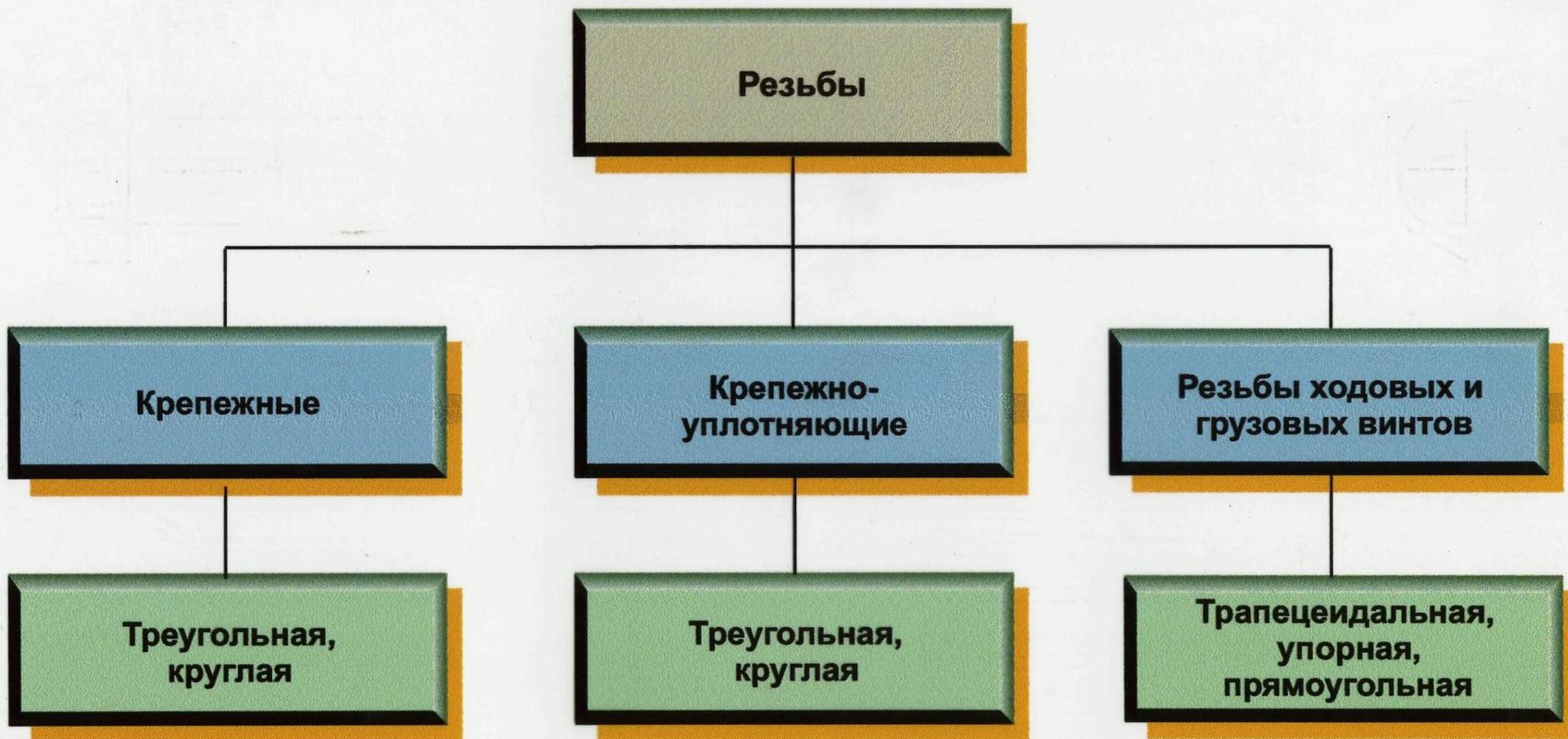
Трубный профиль. Применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов.

Трубная резьба представляет собой мелкую дюймовую резьбу, которая выполняется с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам для лучшего уплотнения.

Прямоугольный профиль. Нестандартизован, сложен в изготовлении, форма профиля по высоте не является равнопрочной, но способен обеспечить наивысший из всех профилей КПД резьбовой передачи и хорошее взаимное центрирование винта и гайки.

Круглый профиль. Нестандартизован, сложен в изготовлении, но позволяет существенно снизить концентрацию напряжений в резьбе и резьбовых деталях.

Конические резьбы. Обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений; их применяют для соединения труб, установки пробок, масленок и т.п.

КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ ПО НАЗНАЧЕНИЮ

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, важнейшие из которых **прочность, технологичность и силы трения в резьбе.**

крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания.

Резьбы винтовых механизмов должны быть с малыми силами трения, чтобы повысить КПД и уменьшить износ.

$$F_{mp} = F_n f = F f / \cos \gamma = F f_{np}$$

где f — действительный коэффициент трения;

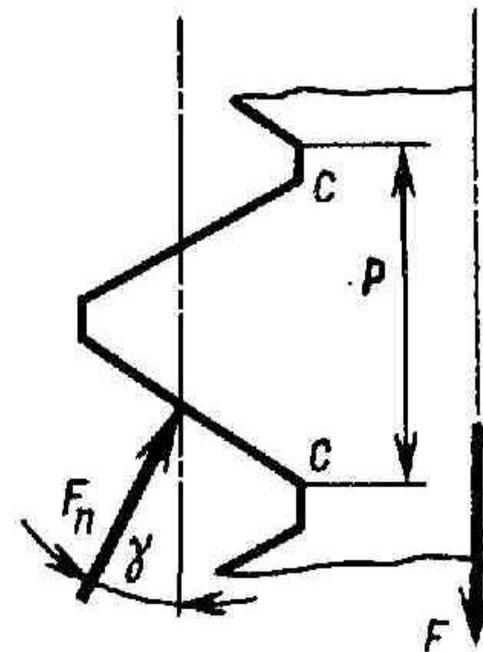
f^f — фиктивный, или приведенный, коэффициент трения в резьбе:

для крепежной метрической резьбы $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$ и $f_{np} = 1,15$; для ходовой

трапецеидальной симметричной резьбы $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$ и $f_{np} = 1,03$; для ходовой

упорной резьбы $\gamma = 3^\circ$ и $f_{np} \approx f$; для прямоугольной резьбы $\gamma = 0^\circ$ и $f_{np} = f$. Таким

образом, в крепежной метрической резьбе силы трения на 15...12% больше, чем в ходовых резьбах.



Прочность резьбы на срез рассчитывают по сечению с — с.

Для треугольной резьбы с — с равно $0,85p$, трапецеидальной — $0,65p$, прямоугольной — $0,5p$.

Следовательно, при одном и том же шаге резьбы p **треугольная резьба примерно в два раза прочнее прямоугольной.**

Учитывая это обстоятельство, основные крепежные резьбы выполняют с треугольным профилем, а ходовые — с прямоугольным или близким к нему.

Резьба метрическая. Вершины витков и впадин притуплены по прямой или по дуге окружности.

Стандарт предусматривает метрические резьбы с *крупным и мелким шагом*.

При уменьшении шага соответственно уменьшаются высота резьбы и угол подъема резьбы, а внутренний диаметр d_1 увеличивается. Увеличение диаметра d_1 повышает прочность стержня винта, а уменьшение угла подъема увеличивает самоторможение в резьбе.

В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы, как менее чувствительные к износу и ошибкам изготовления.

Резьбы трубные применяются для герметичного соединения труб и арматуры.

Трубная резьба имеет мелкий шаг. Для лучшего уплотнения трубную резьбу выполняют без зазоров по выступам и впадинам и с закруглениями профиля.

Резьба круглая удобна для изготовления способом литья на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием.

Резьба винтов для дерева или других малопрочных материалов.

Конструкция этих резьб обеспечивает равнопрочность резьбы в деталях из разнородных материалов. Например, для резьбы деревянной детали расчетным размером на срез является p , а для резьбы металлического винта— p' . При этом $p > p'$.

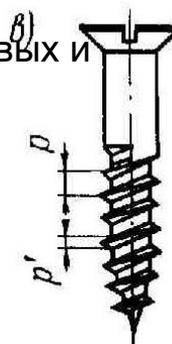
Резьба прямоугольная широко применявшаяся ранее в винтовых механизмах, в настоящее время не стандартизована и почти вытеснена трапецеидальной.

Прямоугольную резьбу изготовляют резцами на токарно-винторезных станках. Этот способ имеет низкую производительность.

Резьба трапецеидальная изготавливается с симметричным и несимметричным профилями.

Несимметричная резьба предназначена для одностороннего движения под нагрузкой и называется упорной резьбой. Она применяется для винтов-домкратов, прессов и т.п.

Закругление впадин уменьшает концентрацию напряжений. Малый угол наклона (3°) упорной стороны профиля резьбы позволяет уменьшить потери на трение и в то же время изготовлять винты на резьбофрезерных станках.



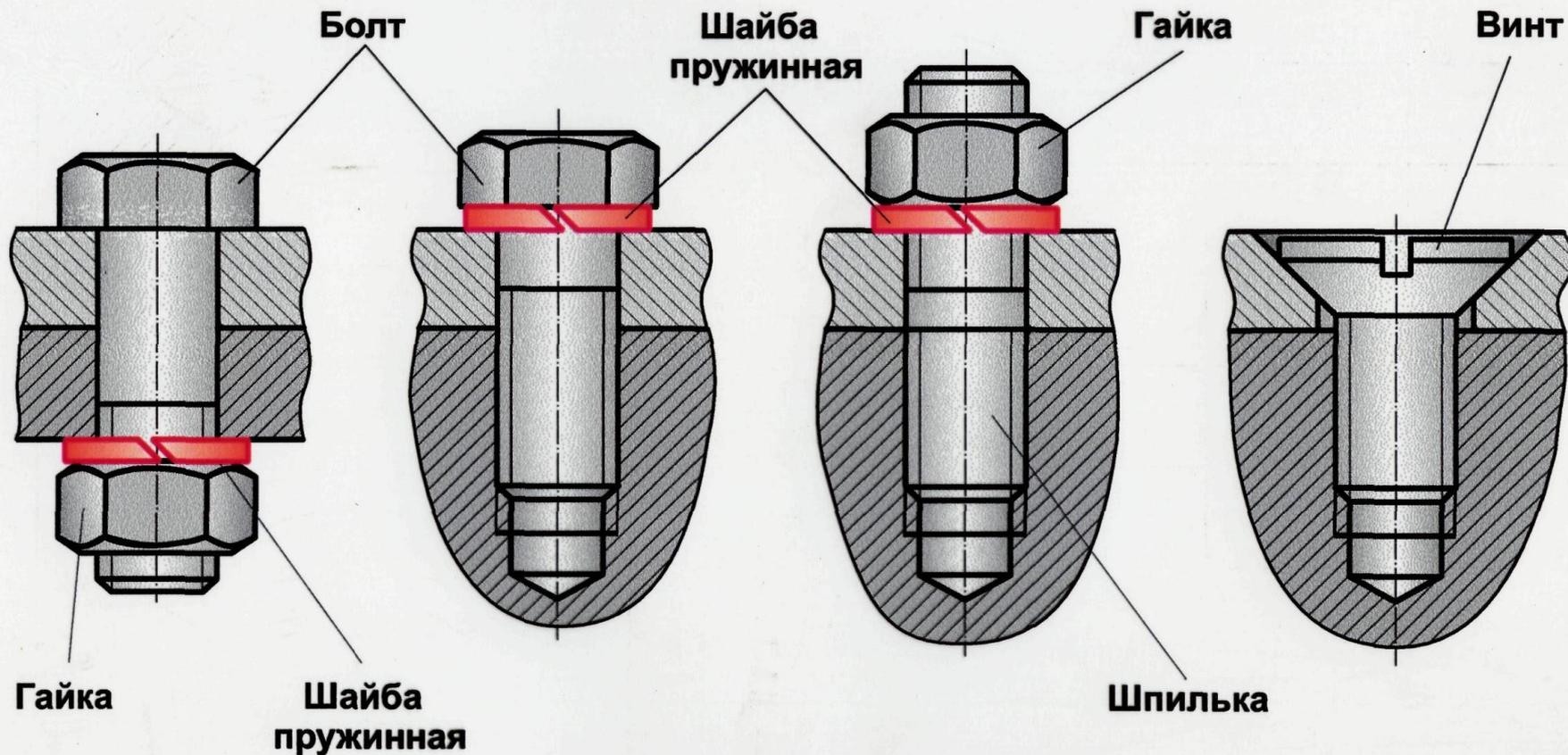
ОСНОВНЫЕ ТИПЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Крепление деталей болтом и гайкой

Крепление деталей ввинчиванием болта в одну из деталей

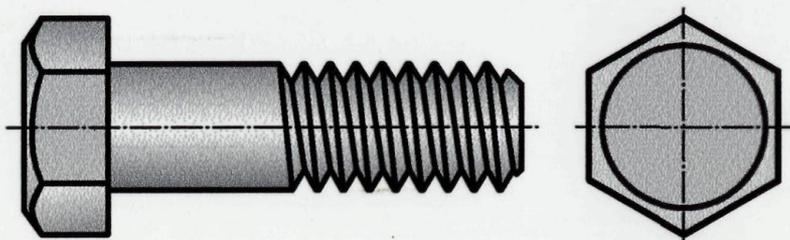
Крепление деталей шпилькой и гайкой

Крепление деталей винтом

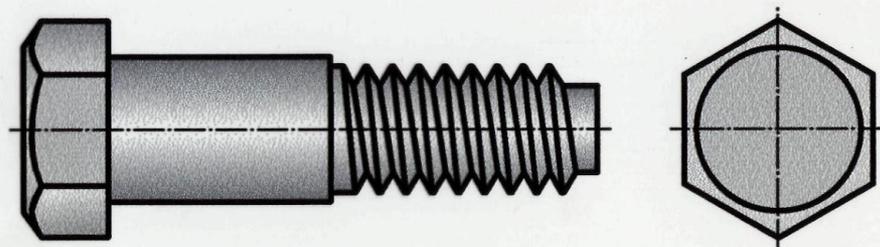


КОНСТРУКЦИИ БОЛТОВ

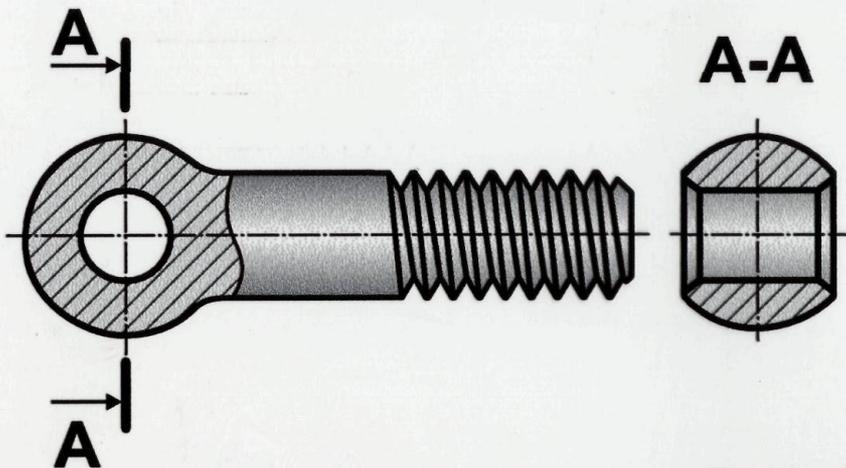
**Болт с шестигранной головкой
общего назначения**



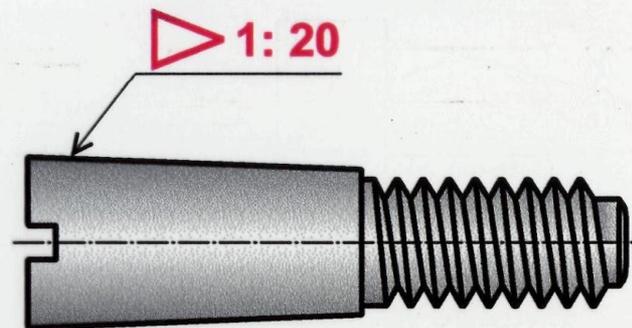
Болт для отверстий из под развертки



Болт откидной

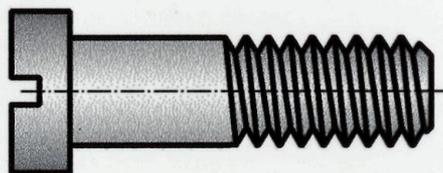


Болт конический

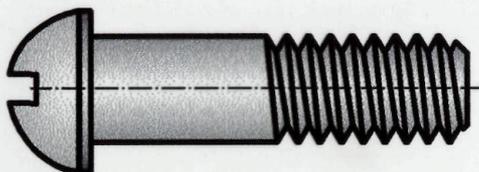


КОНСТРУКЦИИ КРЕПЕЖНЫХ ВИНТОВ

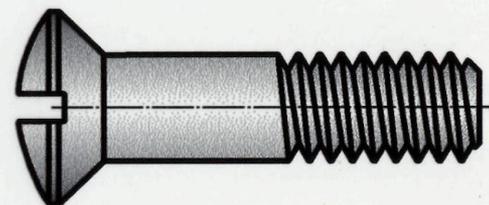
Винт с цилиндрической головкой



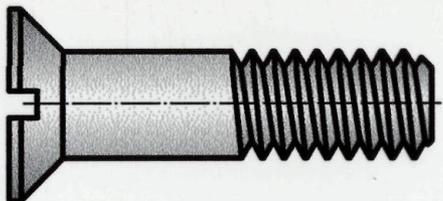
Винт с полукруглой головкой



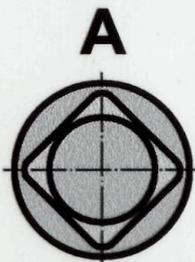
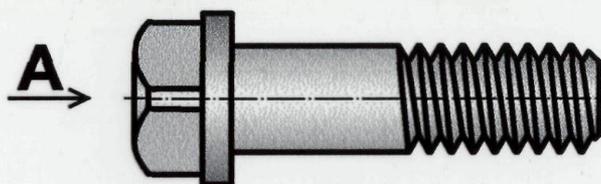
Винт с полупотайной головкой



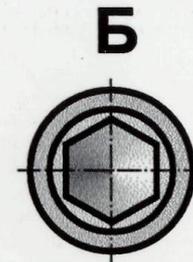
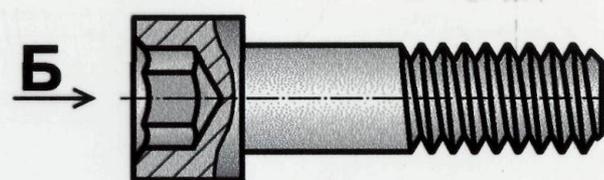
Винт с потайной головкой



Болт с квадратной головкой и буртиком



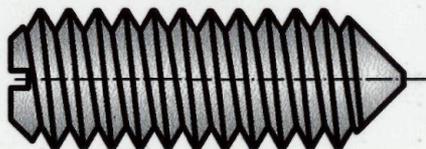
Болт с цилиндрической головкой и шестигранным углублением



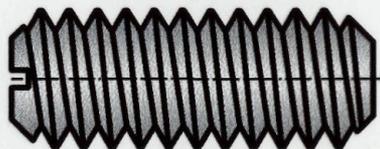
КОНСТРУКЦИИ УСТАНОВОЧНЫХ ВИНТОВ

Винты с прямым шлицем

с коническим
концом



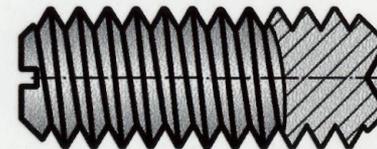
с плоским
концом



с цилиндрическим
концом

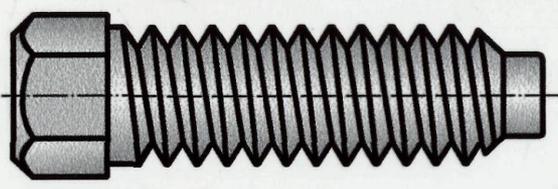


с засверленным
концом

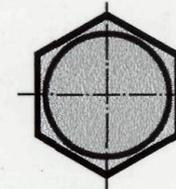
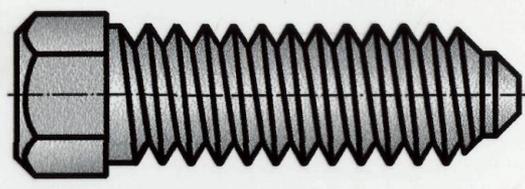


Винты с шестигранной головкой

с цилиндрическим концом

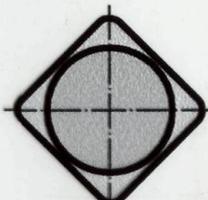
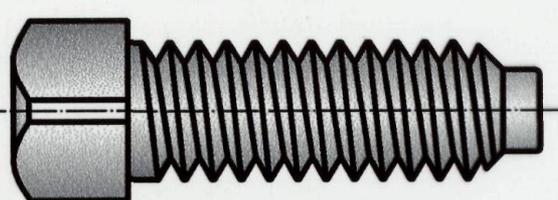


со ступенчатым концом

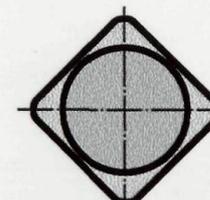
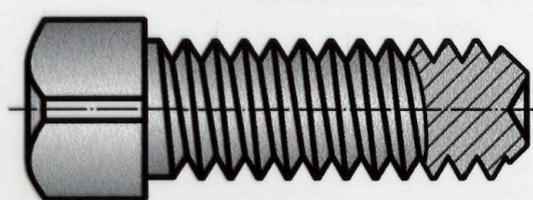


Винты с квадратной головкой

с цилиндрическим концом



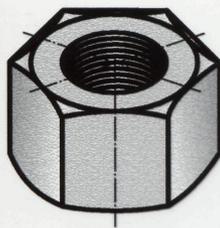
с засверленным концом



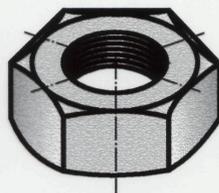
КОНСТРУКЦИИ ГАЕК

Гайки шестигранные

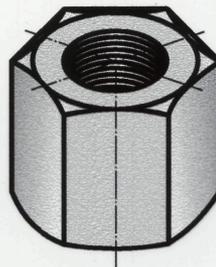
нормальная



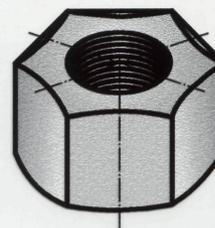
низкая



высокая

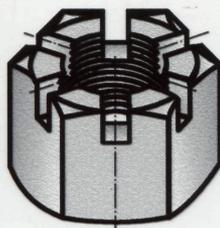


со сферическим торцом

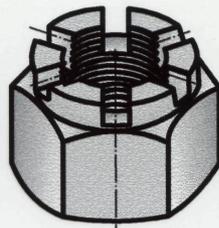


Гайки шестигранные

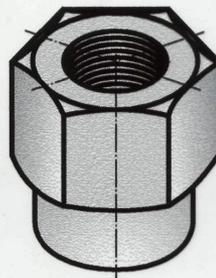
прорезная



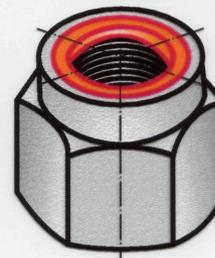
корончатая



колпачковая

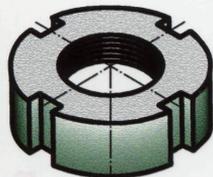


самотормозящая с нейлоновым кольцом

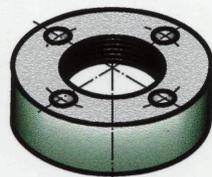


Гайки круглые

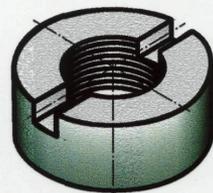
шлицевая



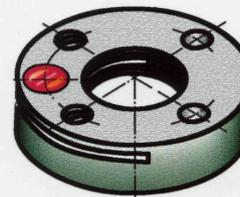
с отверстиями на торце под ключ



со шлицем на торце

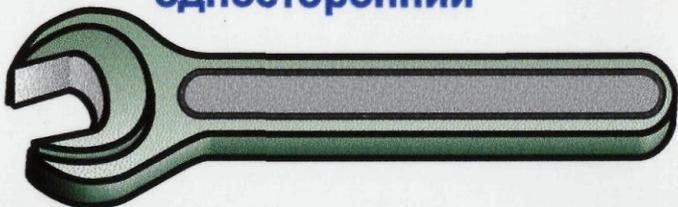


с контрящим винтом

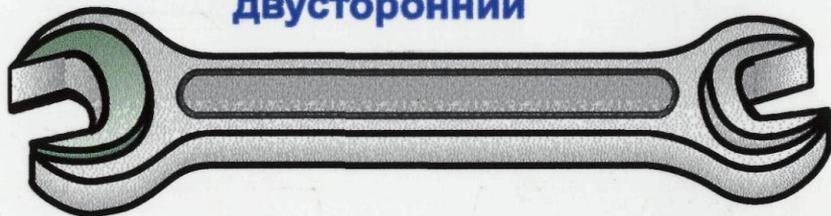


КОНСТРУКЦИИ ГАЕЧНЫХ КЛЮЧЕЙ

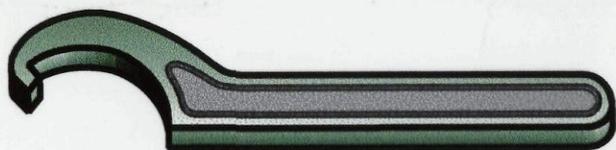
Ключ гаечный с открытым зевом
односторонний



Ключ гаечный с открытым зевом
двусторонний



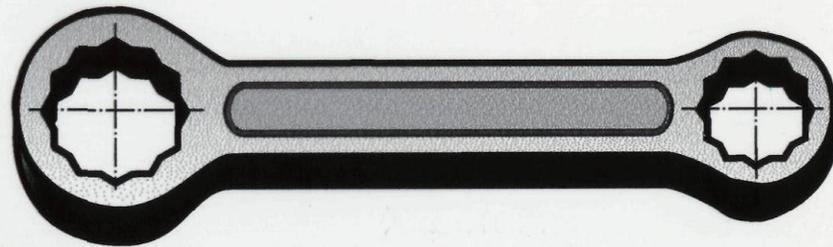
Ключ для круглых шлицевых гаек



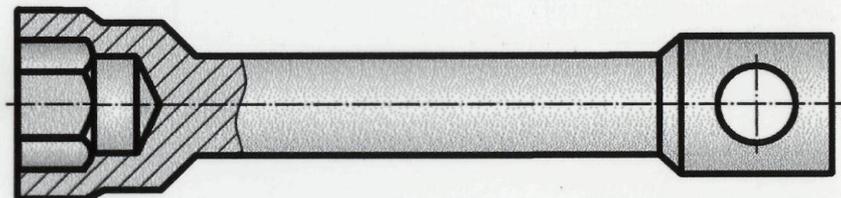
Ключ для круглых гаек с отверстиями
на торце



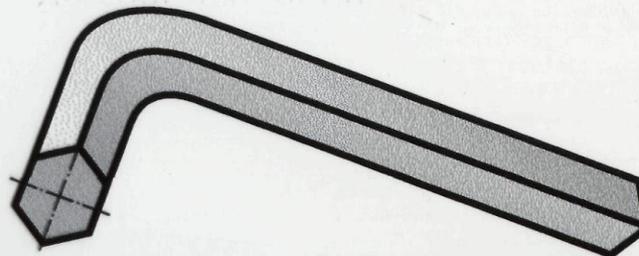
Ключ гаечный кольцевой двусторонний



Ключ гаечный торцовый с внутренним
шестигранником односторонний

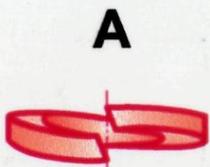
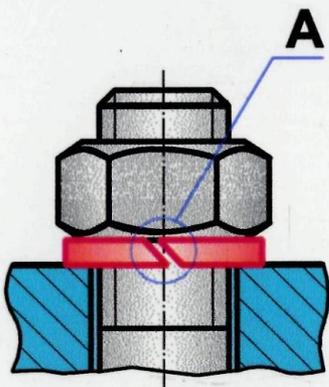


Ключ гаечный торцовый в виде
шестигранника

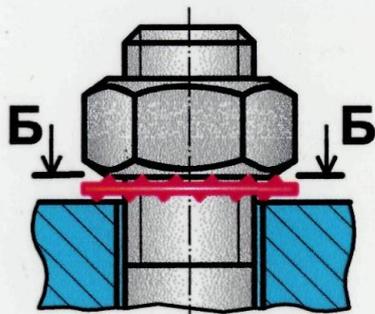


**СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ,
ОСНОВАННЫЕ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ТРЕНИИ**

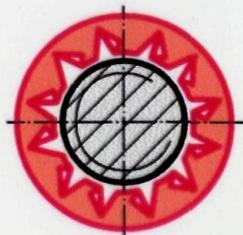
Пружинной шайбой



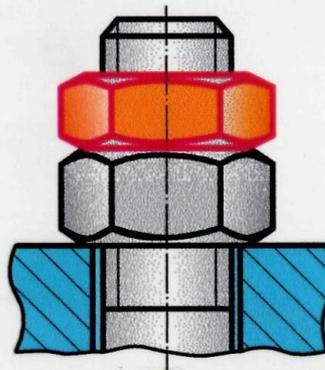
Осесимметричной пружинной шайбой



Б-Б

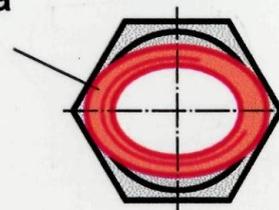
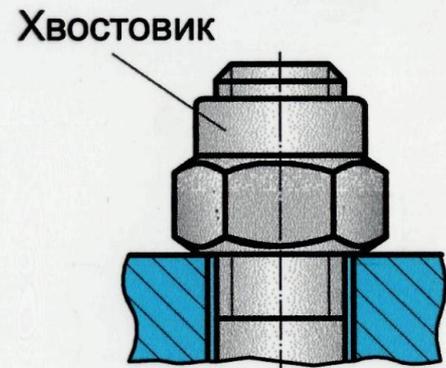


Контргайкой



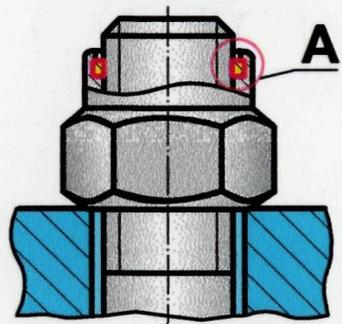
Форма хвостовика до завинчивания

Овальным обжатием цилиндрического хвостовика гайки



СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ОСНОВАННЫЕ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ТРЕНИИ

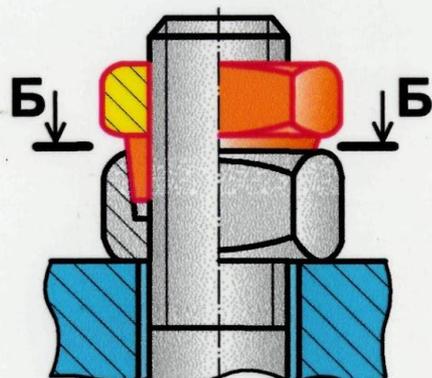
Самотормозящая гайка с полиамидным кольцом



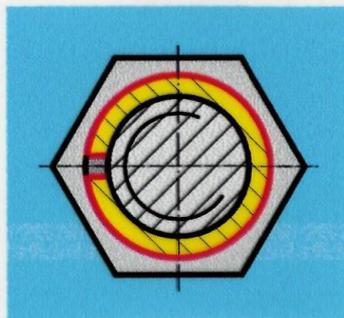
А (Увеличено)



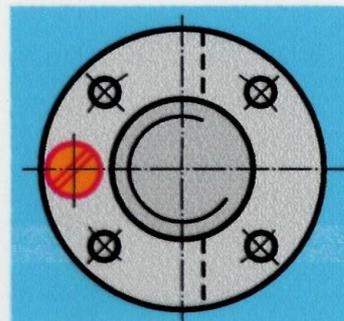
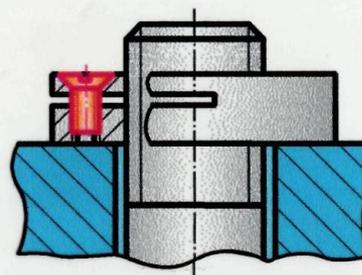
Разрезной контргайкой



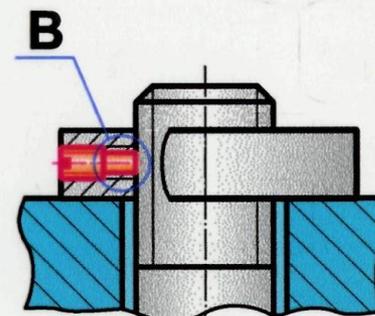
Б-Б



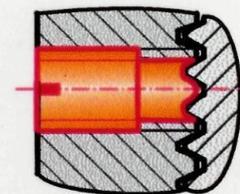
Гайкой с контрящим винтом



Стопорным винтом с мягкой прокладкой

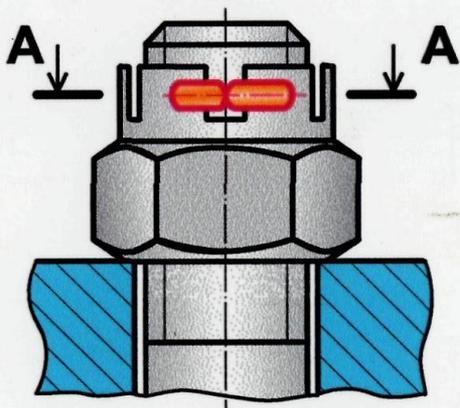


В (Увеличено)

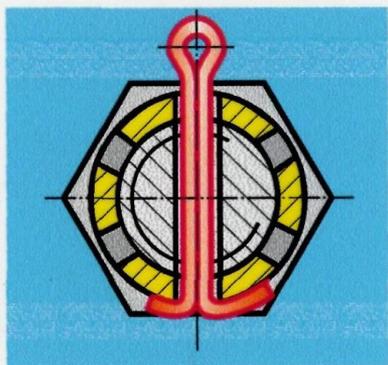


СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

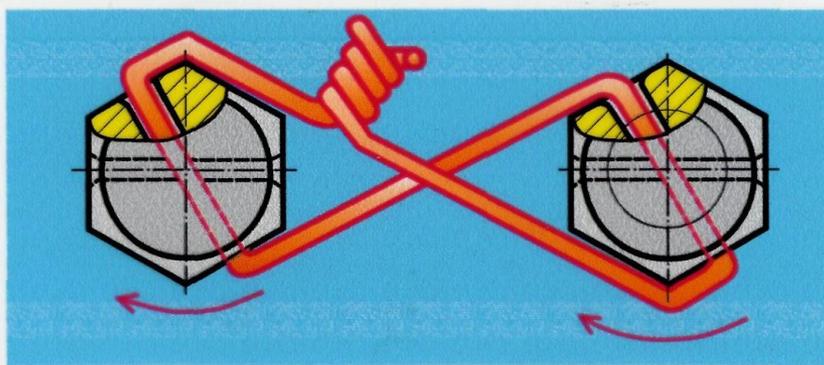
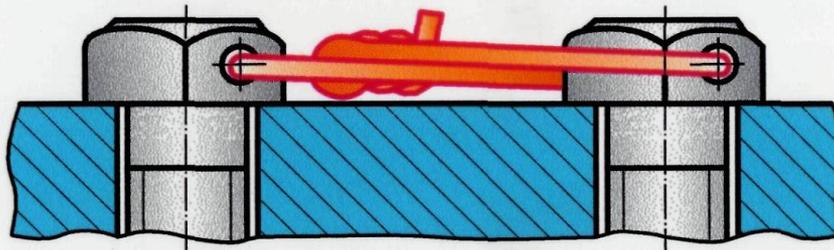
Шплинтом



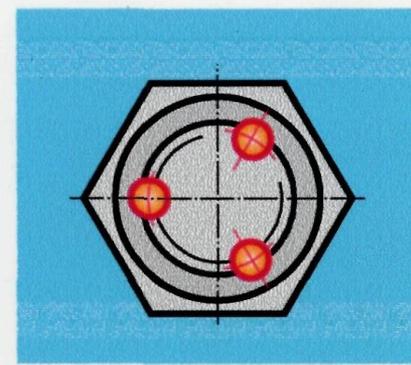
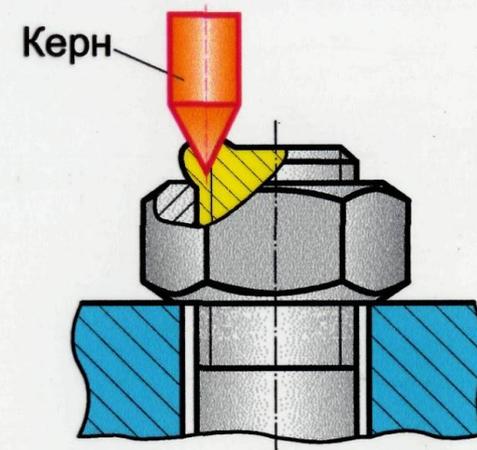
A-A



Обвязкой проволокой

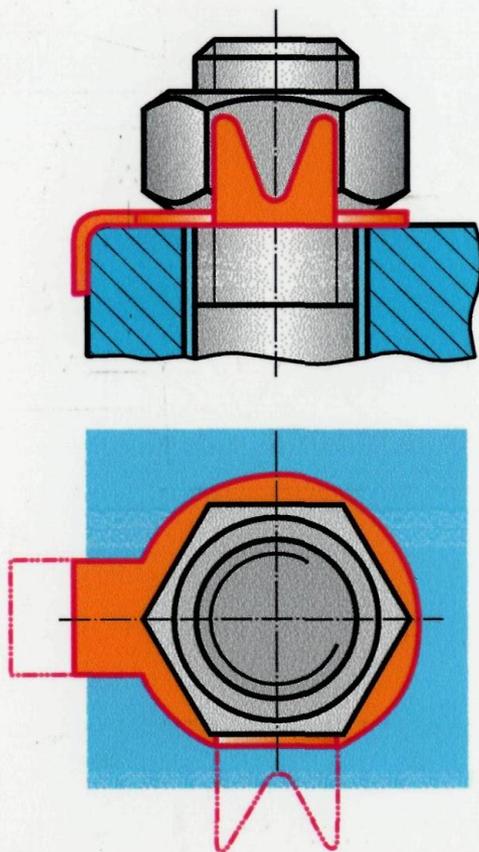


Кернение резьбы

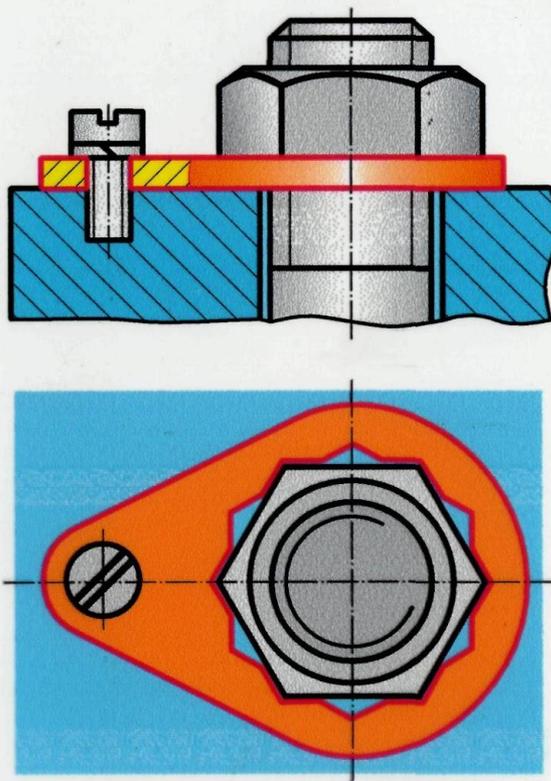


СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

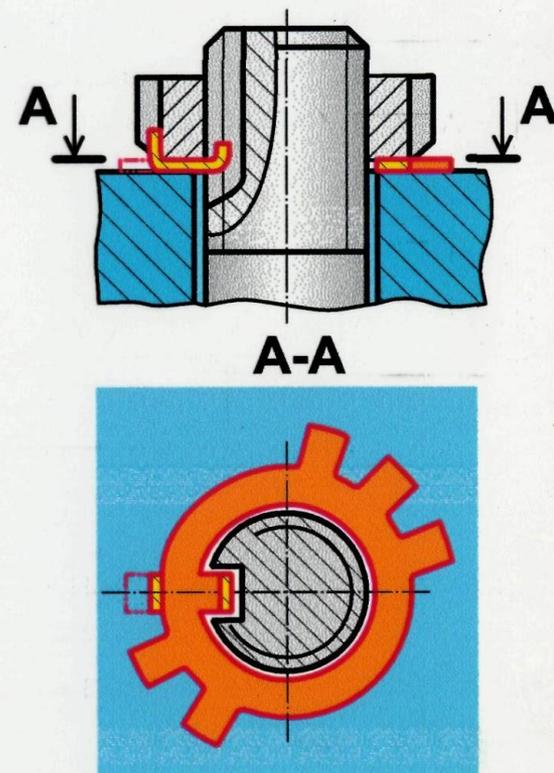
Стопорной шайбой с лапкой



Накладкой, надеваемой на гайку



Шайбой многолапчатой

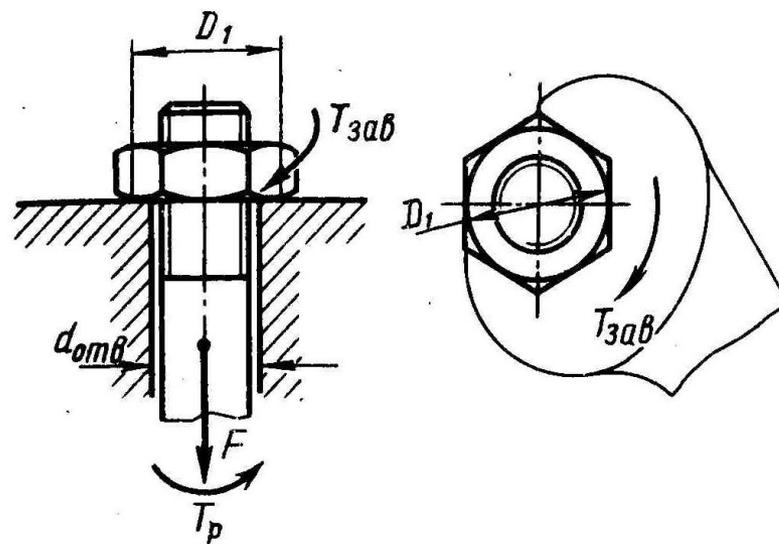


Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта.

Если винт нагружен осевой силой F , то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент T_3 , а к стержню винта — реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения:

$$T_3 = T_p + T_T.$$

где T_T — момент сил трения на опорном торце гайки; T_p — момент сил в резьбе.



Примем, что сила трения на торце гайки действует на приведенном радиусе $D_{cp}/2$, тогда

$$T_T = Ff(D_{cp} / 2),$$

где $D_{cp} = (D_1 + d_{омв})/2$; D_1 — наружный диаметр опорного торца гайки; $d_{омв}$ — диаметр отверстия под винт; f — коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил в резьбе T_p .

Гайка рассматривается как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости.

Ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ .

В данном случае внешними являются осевая сила F и окружная сила $F_t = 2T_p/d_2$,

где $T_p = T_3 - T_m$.

Из условия равновесия сил

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi).$$

Тогда

$$T_p = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$$

где ψ – угол подъема резьбы

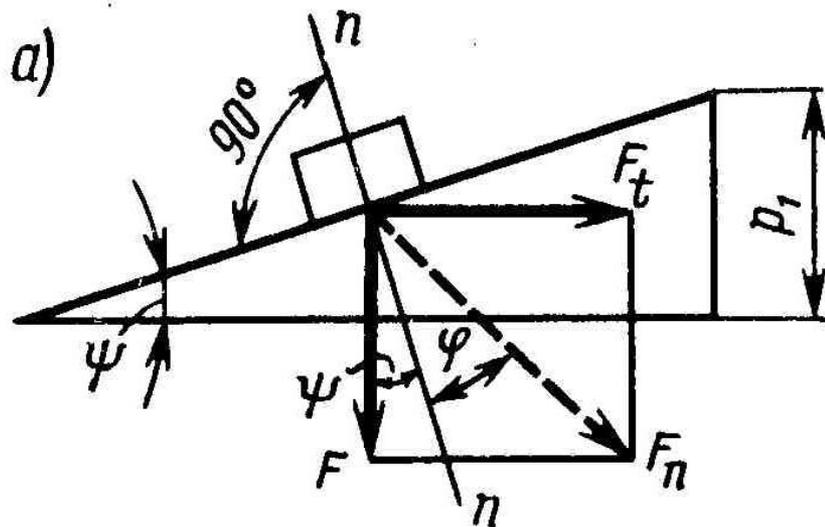
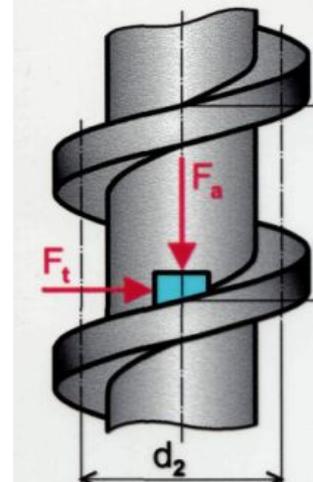
$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p \cdot n}{\pi d_2}; \quad \varphi = \operatorname{arctg} f_{np};$$

φ – угол трения в резьбе

f_{np} – приведенный коэффициент трения.

Тогда момент завинчивания

$$T_3 = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right].$$



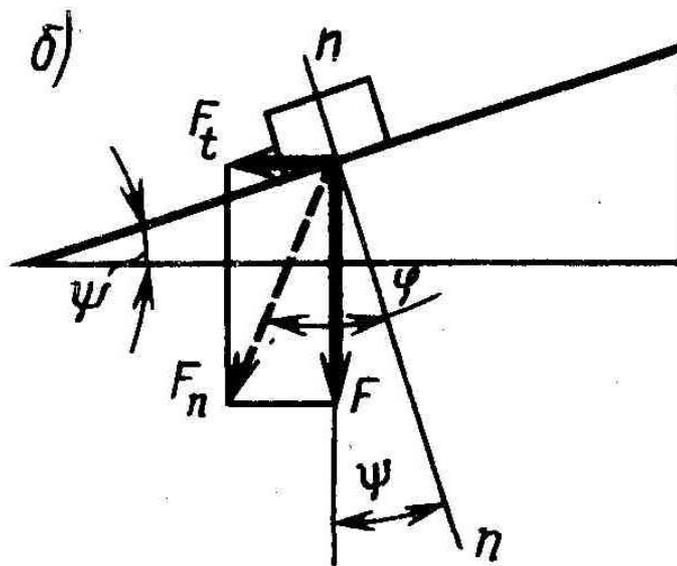
При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление.

При этом

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi).$$

Тогда момент отвинчивания

$$T_{\text{отв}} = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right].$$



Самоторможение.

Условие самоторможения заключается в том, чтобы момент отвинчивания гайки был больше нуля. Рассматривая самоторможение только в резьбе ($f=0$), получим

$$T_{отв} = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right] \Rightarrow T_{отв} = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi - \varphi) \right] \Rightarrow \operatorname{tg}(\psi - \varphi) \Rightarrow \psi < \varphi,$$

т.е. условие самоторможения сводится к тому, чтобы угол подъема резьбы был меньше угла трения.

КПД винтовой пары определяется как отношение работы, затрачиваемой на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения.

Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота, т.к. углы поворота равны в том и в другом случае, то КПД равняется отношению моментов завинчивания

$$T_3^{(f, \varphi=0)} / T_3 ;$$

$$T_3^{(f, \varphi=0)} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi), \quad T_3 = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right].$$

Тогда КПД собственно винтовой пары (без учета потерь на торце гайки $f=0$)

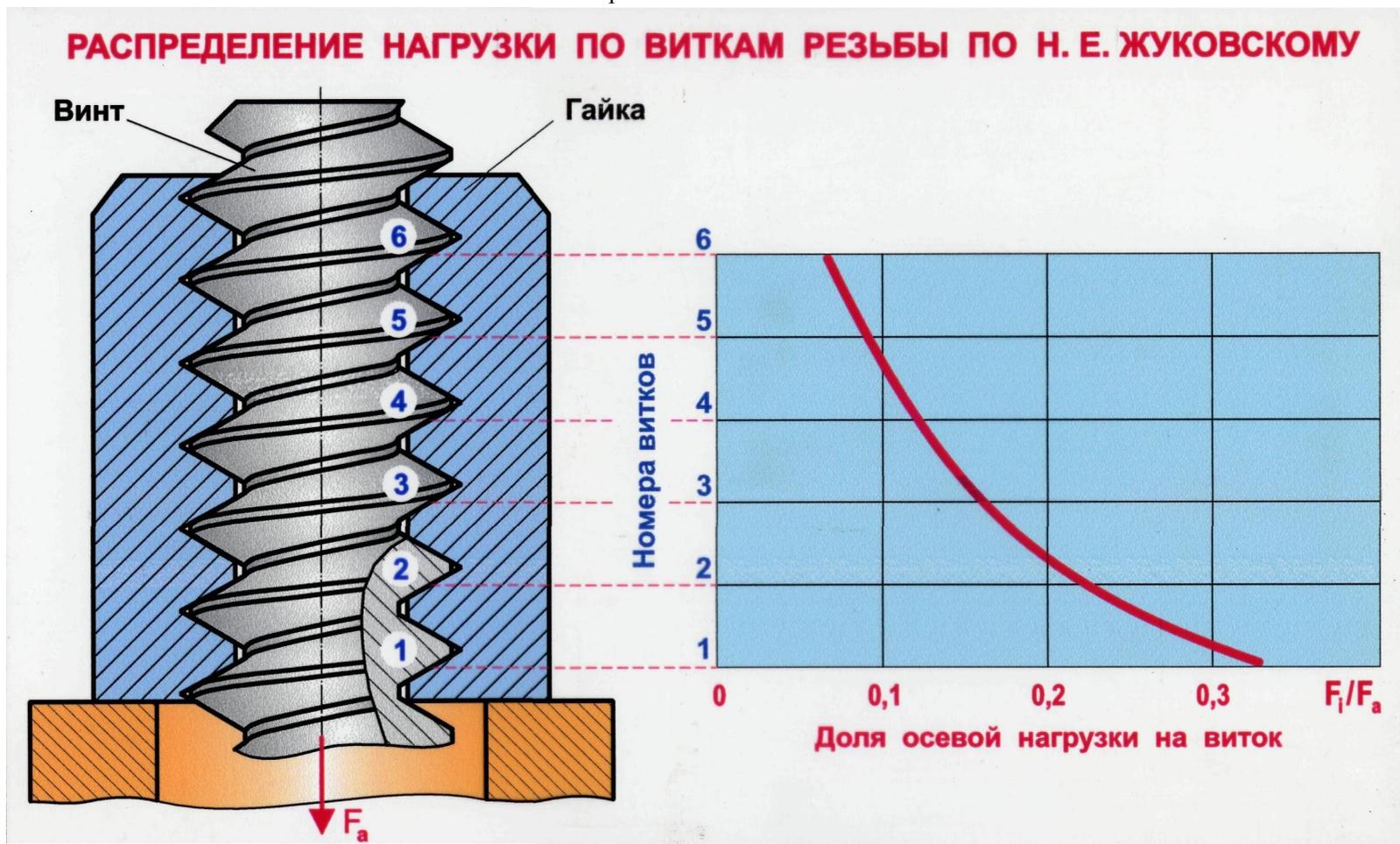
$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}.$$

Осевая нагрузка винта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией ее опоры. Каждый виток резьбы нагружается соответственно силами F_1, F_2, \dots, F_z , где z – число витков гайки. То есть выполняется условие

В общем случае F_i не равны между собой. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Для ее решения уравнения равновесия дополняют уравнениями деформаций. Впервые она была решена Н. Е. Жуковским в 1902 г.

$$\sum_1^z F_i = F.$$

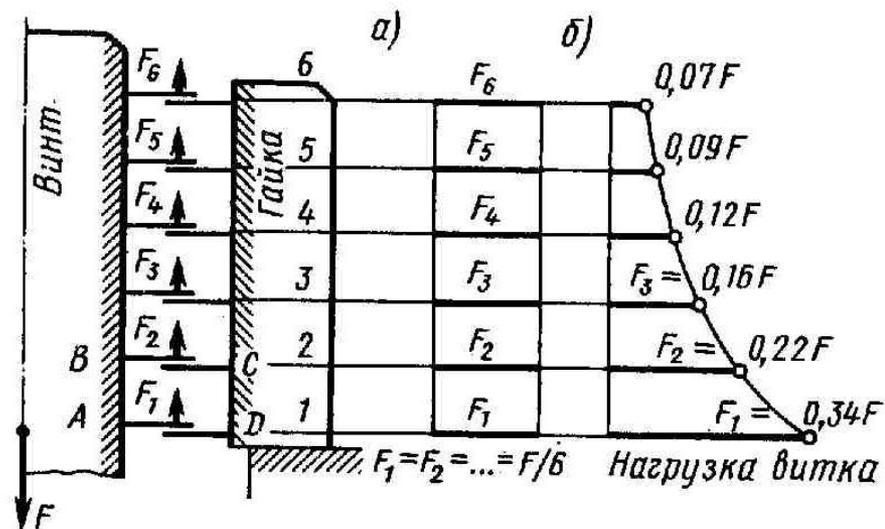
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ПО Н. Е. ЖУКОВСКОМУ



Не излагая это сравнительно сложное решение, ограничиваемся качественной оценкой причин неравномерного распределения нагрузки. В первом приближении полагаем, что стержень винта и гайка абсолютно жесткие, а витки резьбы податливые. Тогда после приложения нагрузки F все точки стержня винта (например, A и B) сместятся одинаково относительно соответствующих точек гайки (например, C и D). Все витки получат равные прогибы, а следовательно, и равные нагрузки (рис.а). Во втором приближении полагаем стержень винта упругим, а гайку оставляем жесткой. Тогда относительное перемещение точек A и D будет больше относительного перемещения точек B и C на значение растяжения стержня на участке AB .

Так как нагрузка витков пропорциональна их прогибу или относительному перемещению соответствующих точек, то нагрузка первого витка больше второго и т.д.

В действительности все элементы винтовой пары податливы, только винт растягивается, а гайка сжимается. Перемещения точки D меньше перемещений точки C на значение сжатия гайки на участке CD . Сжатие гайки дополнительно увеличит разность относительных перемещений точек A и D , B и C и т.д., а следовательно, и неравномерность нагрузки витков резьбы.



Обозначим $\Delta_A, \Delta_B, \Delta_C, \Delta_D$ перемещения соответствующих точек. Вследствие растяжения участка АВ винта $\Delta_B < \Delta_A$, а вследствие сжатия участка CD гайки $\Delta_D < \Delta_C$.

Относительное перемещение точек А и D, В и С

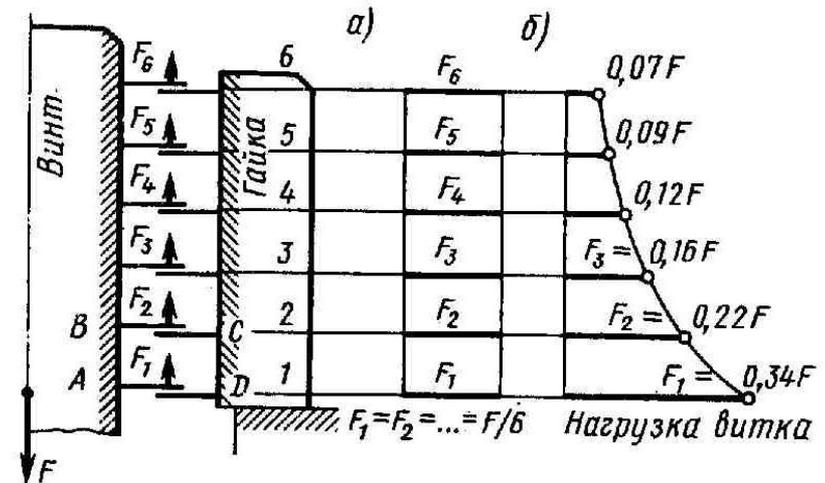
$$\Delta_{AD} = \Delta_A - \Delta_D, \quad \Delta_{BC} = \Delta_B - \Delta_C.$$

Учитывая предыдущие неравенства, находим $\Delta_{AD} > \Delta_{BC}$.

Следовательно, нагрузка первого витка больше нагрузки второго и т. д.

График распределения нагрузки по виткам, полученный на основе решения системы уравнений для стандартной шестивитковой гайки высотой $H = 0,8d$, изображен на рис.б.

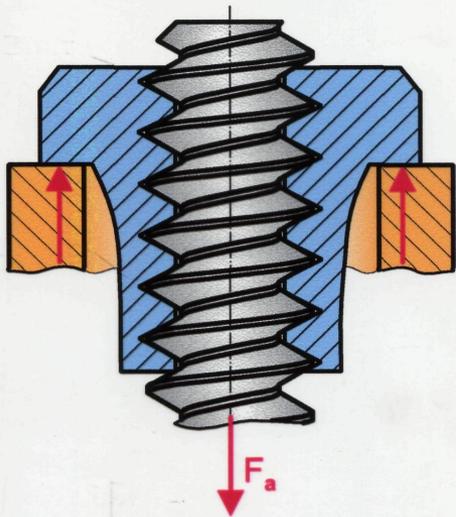
В дальнейшем решение Н. Е. Жуковского было подтверждено экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. График свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как последние витки мало нагружены. По этому условию нецелесообразно применение мелких резьб (при высоте гайки $H = \text{const}$).



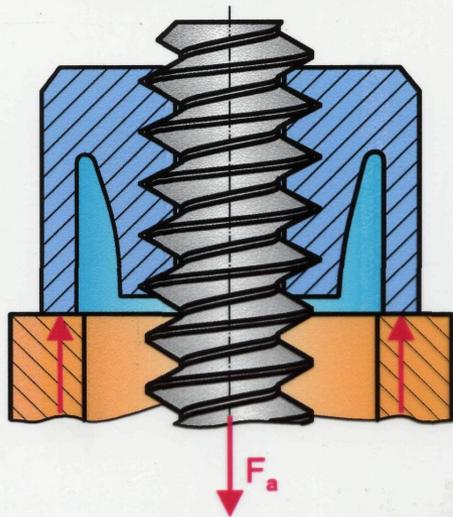
СПОСОБЫ ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ

Повышение податливости тела гайки

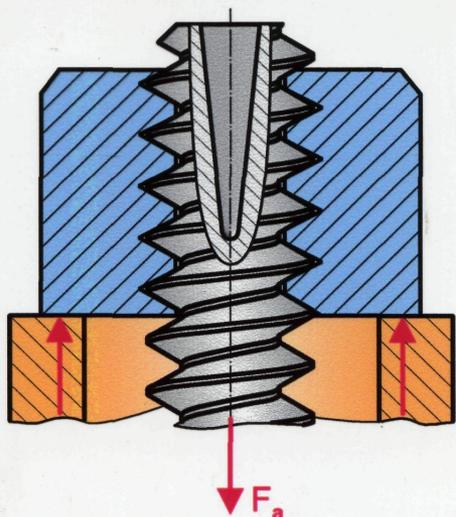
Висячая гайка



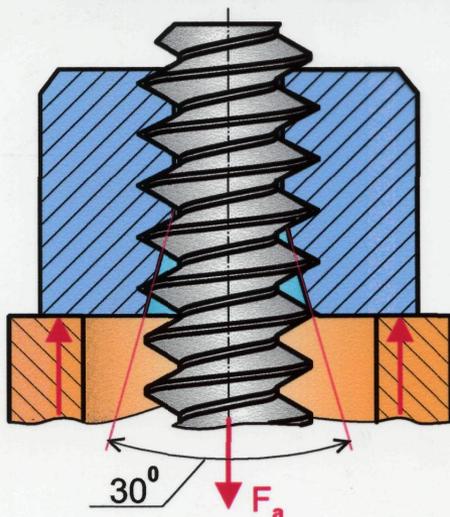
Гайка с поднутрением



Повышение податливости тела винта

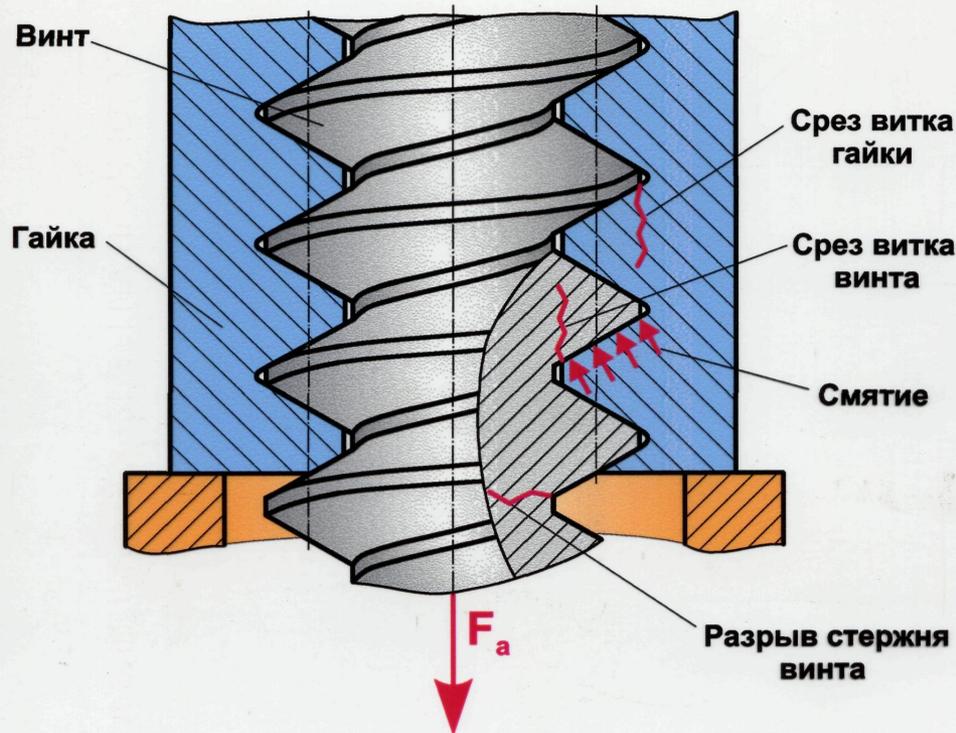


Повышение податливости витков винта посредством среза вершин нижних витков гайки



Специальные гайки особенно желательно применять для соединений, подвергающихся действию переменных нагрузок. Разрушение таких соединений носит усталостный характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего (наиболее нагруженного) витка резьбы. Опытом установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на **20...30%**.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ



Назначение резьбы	Критерии работоспособности
Крепежные	Смятие рабочих поверхностей витков
	Срез витков резьбы
	Разрыв стержня
Ходовые и грузовые винты	Износ резьбы

Критерии работоспособности.

Крепежные резьбы – срез витков (прочность по напряжениям среза τ);
ходовые винты – износ витков (прочность по напряжениям смятия $\sigma_{см}$).

Условие прочности резьбы по напряжениям среза

$$\tau_1 = F / (\pi d_1 H K K_m) \leq [\tau] \quad \text{для винта,}$$

$$\tau_2 = F / (\pi d H K K_m) \leq [\tau] \quad \text{для гайки,}$$

где H – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь;

K – коэффициент полноты резьбы;

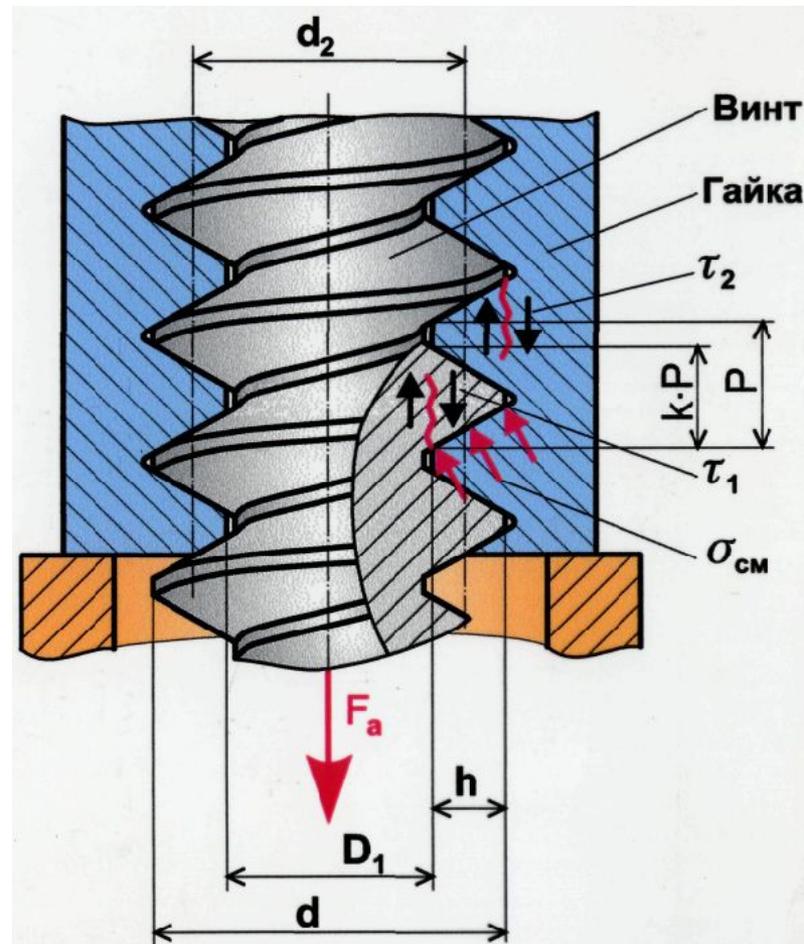
K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Если материалы гайки и винта одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, т.к. $d_1 < D$.

Условие износостойкости ходовой резьбы

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

где F – расчетная осевая сила, действующая на винт;
 d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля:
для трапециидальной и прямоугольной резьбы равной $0.5P$, для упорной $0.75P$,
для треугольной метрической резьбы $0.54P$,
где P шаг резьбы;
 $z = H/P$ – число витков резьбы на высоте гайки H .



Профиль резьбы	Коэффициент полноты резьбы k
Прямоугольная	0,5
Трапециидальная	0,65
Упорная	0,75
Треугольная	0,87

Высота гайки и глубина завинчивания. *Равнопрочность резьбы и стержня винта* является одним из условий назначения высоты стандартных гаек.

Т.е. для крепежных резьб напряжения среза по виткам резьбы должны равняться напряжениям растяжения.

Так, например, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и сдвиг и учитывая, что $\tau_T = 0.6\sigma_T$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

$$\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) \quad \sigma = 4F / (\pi d_1^2)$$

$$F / (\pi d_1 H K K_m) = 0.6 F / (\pi d_1^2)$$

$$\text{при } K = 0.87 \text{ и } K_m \approx 0.6$$

$$H \approx 0.8 d_1.$$

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек принимают **$H \approx 0.8d$** .

Кроме *нормальных* стандартом предусмотрены *высокие* **$H \approx 1.2d$** и *низкие* гайки **$H \approx 0.5d$** .

Так как **$d > d_1$** (например, для крепежной резьбы **$d \approx 1.2d_1$**), то прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта.

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные **$H_1 \approx d$** ; в чугунные и силуминовые **$H_1 \approx 1.5d$** .

Стальные болты, винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759–70 изготавливают 12 классов прочности. Класс прочности обозначается двумя числами. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности (МПа), второе, деленное на 10, указывает отношение предела текучести к пределу прочности, а следовательно, их произведение, умноженное на 10 представляет собой предел текучести.

КЛАССЫ ПРОЧНОСТИ ВИНТОВ И ГАЕК ПО ГОСТ 1759 - 82

Механические свойства болтов, винтов и шпилек

Класс прочности	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
Твердость НВ, не менее	90	110		140		170			225	280	330	390
Примеры марок сталей	Ст 3, 10	20	10	30, 35	10, 20	35, 45, 40Г	20		35Х, 45Г	40Х, 30ХГСА	30ХГСА	40ХНМА

Механические свойства гаек

Класс прочности	4	5	6	8	10	12	14	
Твердость НВ, не менее	302				353		375	
Примеры марок сталей	Ст 3	10; 20	Ст 3; 15; 35	20; 35; 45		35Х	40Х; 30ХГСА	35ХГСА; 40ХНМА

Примеры расшифровки обозначений классов:

болтов

гаек

Класс 5.8: $\sigma_b \geq 500$ МПа, $\sigma_T / \sigma_b = 0,8$

класс 5: $\sigma_b \geq 500$ МПа.

ПОЛЯ ДОПУСКОВ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ПО ГОСТ 16093-81

Класс точности резьбы	Поле допусков резьб	
	болтов	гаек
Точный	4h	4H5H
Средний	6h; 6g*; 6e; 6d	5H6H; 6H*; 6G
Грубый	8h; 8g*	7H*; 7G

Примечание. * - поля допусков предпочтительного применения.

УСЛОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ БОЛТОВ, ВИНТОВ И ШПИЛЕК КЛАССОВ ПРОЧНОСТИ 3.6...6.9 И ГАЕК КЛАССОВ ПРОЧНОСТИ 4...8

Примеры:

Болт М12 - 6g x 60.58 ГОСТ 7798 - 70;

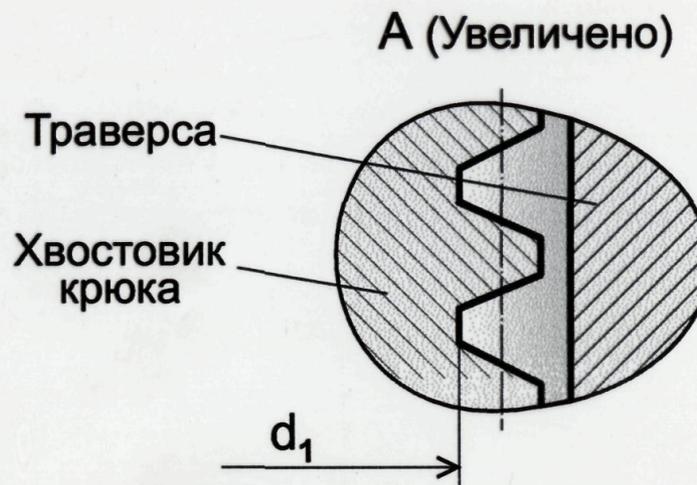
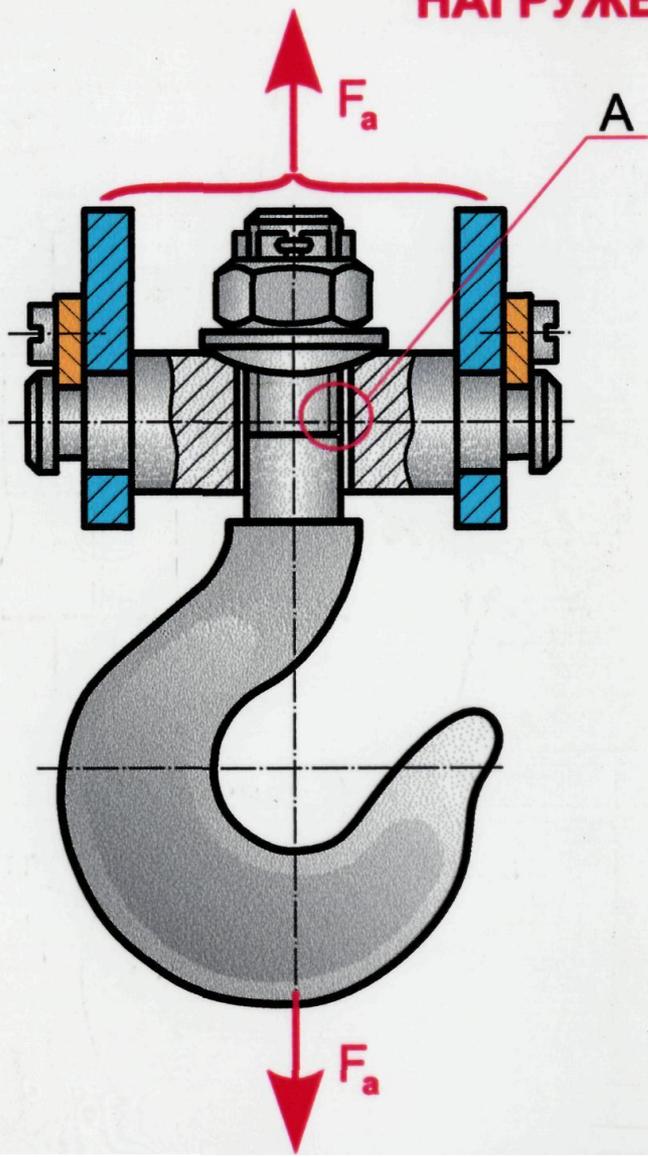
Болт 2М12 x 1,25 - 6g x 40.58. С. 029 ГОСТ 7696 - 70;

Гайка М16 - 7Н. 5. 065 ГОСТ 5915 - 70

Схема обозначения



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ



Напряжения в стержне болта

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi \cdot d_1^2) \leq [\sigma]_p$$

Внутренний диаметр болта определяют из расчета на растяжение

$$d_1 \geq \sqrt{4F_a / (\pi \cdot [\sigma]_p)}$$

ЗАТЯНУТОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

При затяжке соединения болт испытывает сложное напряженное состояние - растяжение с кручением.

Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_p.$$

Напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_p = 4F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_1^2).$$

Напряжения кручения при затяжке соединения моментом

$$\tau_k = T / W_p,$$

$$\text{где } T = 0,5 F_{\text{зат}} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \rho');$$

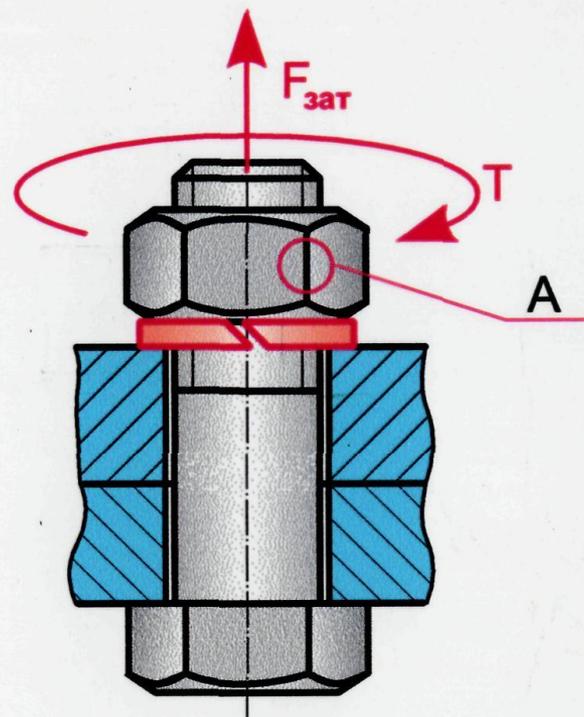
$$W_p = \pi \cdot d_1^3 / 16;$$

ψ - угол подъема витка винтовой линии резьбы, °;
 ρ' - приведенный угол трения в резьбе, °.

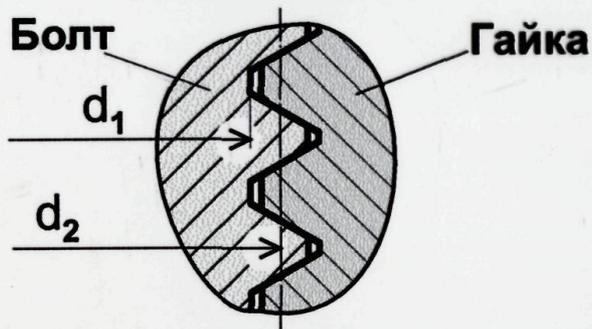
Для геометрически подобных резьб

$$\sigma_{\text{э}} = \beta \cdot \sigma_p,$$

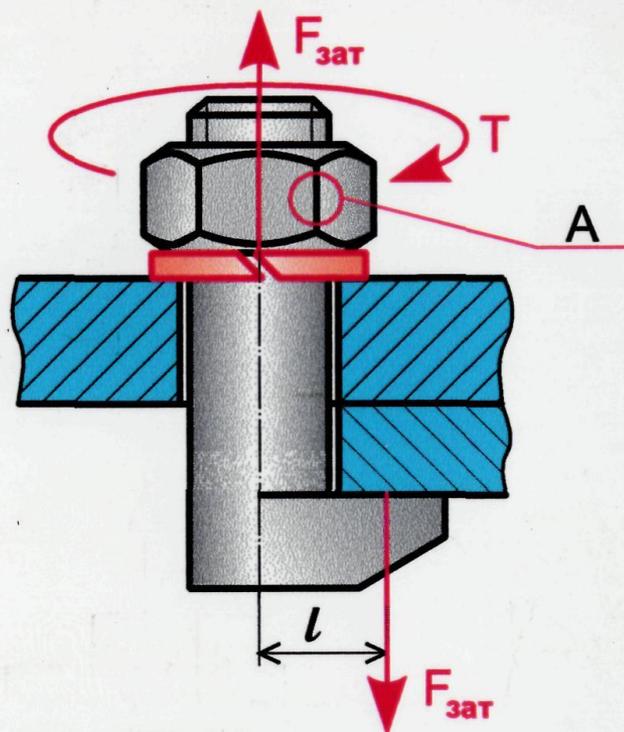
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.



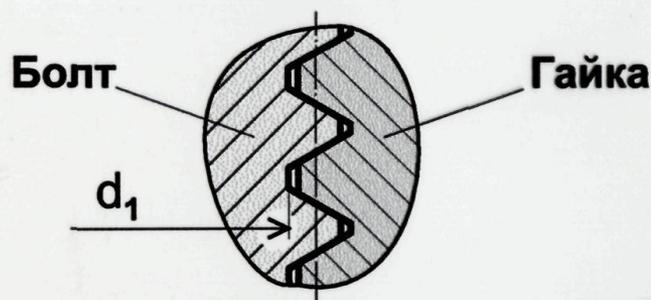
А (Увеличено)



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЭКСЦЕНТРИЧНОЙ НАГРУЗКОЙ



А (Увеличено)



Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{э}} = \beta \cdot \sigma_{\text{p}} + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma]_{\text{p}};$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке;

σ_{p} - напряжения растяжения от силы затяжки;

$\sigma_{\text{и}}$ - напряжения изгиба от действия эксцентричной нагрузки.

Напряжения растяжения

$$\sigma_{\text{p}} = 4F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_1^2).$$

Напряжения изгиба

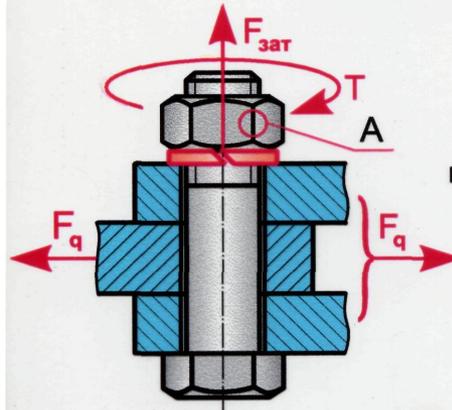
$$\sigma_{\text{и}} = M/W_{\text{x}} = F_{\text{зат}} \cdot l / (\pi \cdot d_1^3 / 32).$$

При $l = d_1$ $\sigma_{\text{и}} = 8 \cdot \sigma_{\text{p}}$, $\sigma_{\text{э}} = \sigma_{\text{p}}(\beta + 8)$;

$$\sigma_{\text{э}} \gg \sigma_{\text{p}}.$$

**БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ,
НАГРУЖЕННОЕ ПОПЕРЕЧНОЙ СИЛОЙ**

Болт установлен с зазором



Потребная сила затяжки болта

$$F_{зат} = k \cdot F_q / f \cdot i,$$

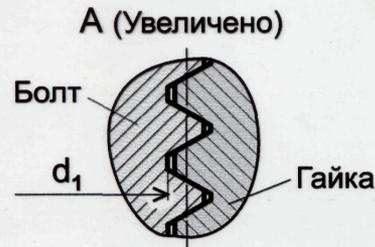
где $k = 1,5 \dots 2,0$ - запас сцепления;
 f - коэффициент трения в стыке;
 $i = 2$ - число стыков в соединении.

Внутренний диаметр болта

из расчета на растяжение с учетом скручивания при затяжке

$$d_1 \geq \sqrt{4\beta \cdot F_{зат} / (\pi \cdot [\sigma]_p)},$$

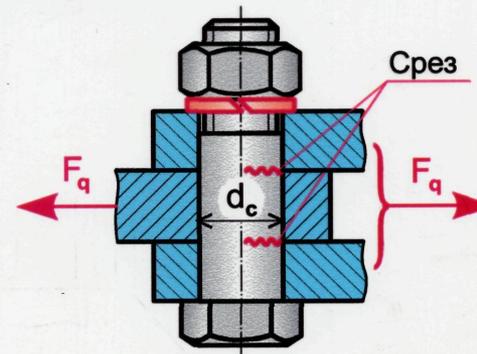
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.



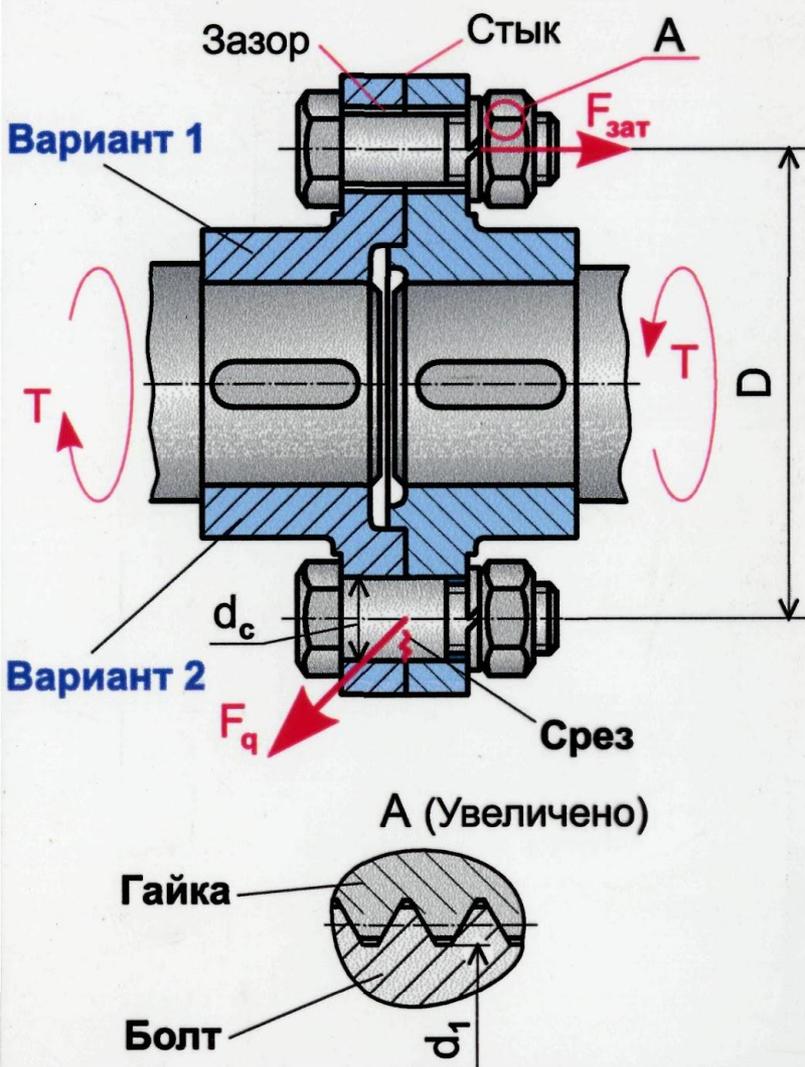
Болт установлен без зазора

Диаметр стержня болта
из расчета на срез

$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi \cdot [\tau]_c \cdot i)}$$



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА



Вариант 1 - болт в отверстие установлен с зазором

В соединении с зазором момент передается силами трения в стыке

$$T = 0,5F_{\text{зат}} \cdot f \cdot z / (k \cdot D),$$

откуда усилие затяжки

$$F_{\text{зат}} = 2k \cdot T / (D \cdot f \cdot z)$$

и диаметр болта из расчета на растяжение

$$d_1 \geq \sqrt{4\beta \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot [\sigma]_p)},$$

где $k = 1,5 \dots 2,0$ - запас сцепления;

f - коэффициент трения в стыке;

z - число болтов;

$\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Вариант 2 - болт в отверстии установлен без зазора

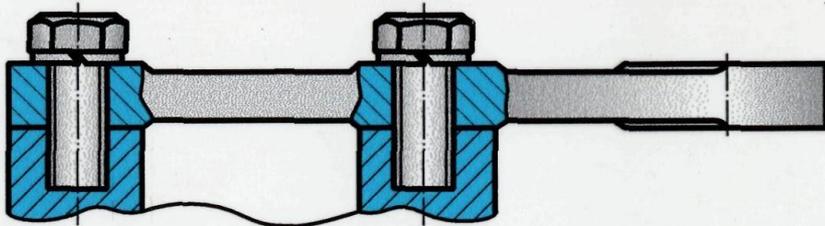
В соединении без зазора болт воспринимает поперечную (срезающую) нагрузку

$$F_q = 0,5T / (D \cdot z).$$

Диаметр стержня болта определяют из расчета на срез

$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi \cdot [\tau]_c)}.$$

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ СИЛОЙ И МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА



Действие силы F на плече L заменяют сдвигающей силой F_q , приложенной в центре масс стыка, и моментом

$$T = F \cdot L.$$

Сдвигающая сила, действующая на i -й болт

$$F_{qi} = F_q / z,$$

где z - количество болтов;

i - номер болта.

Условие равновесия стыка от момента

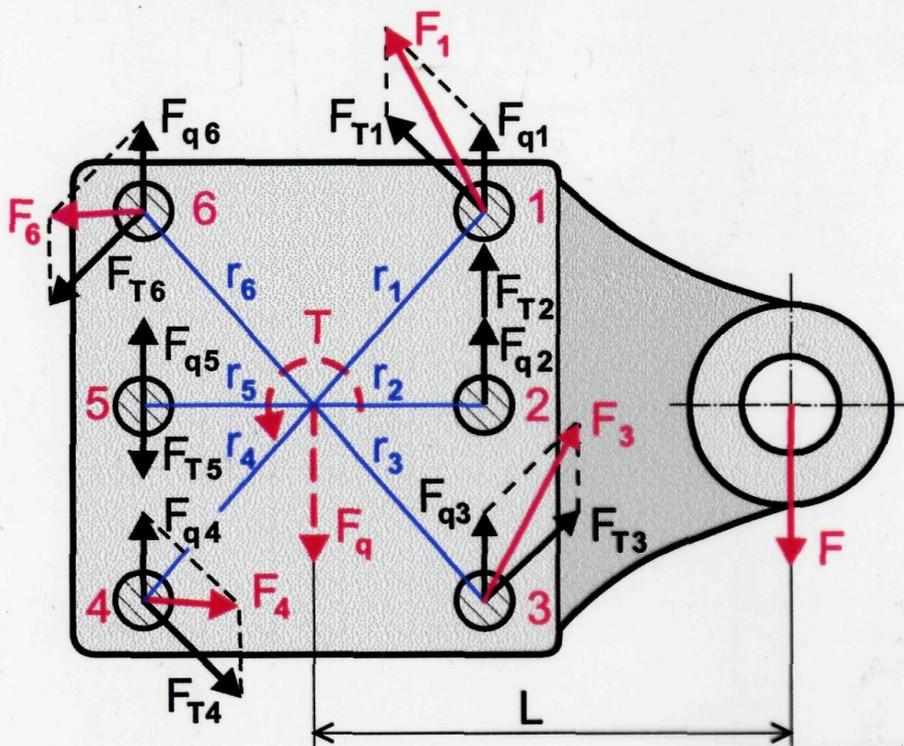
$$T = \sum_{i=1}^z F_{Ti} \cdot r_i.$$

Сила, действующая на i -й болт от момента

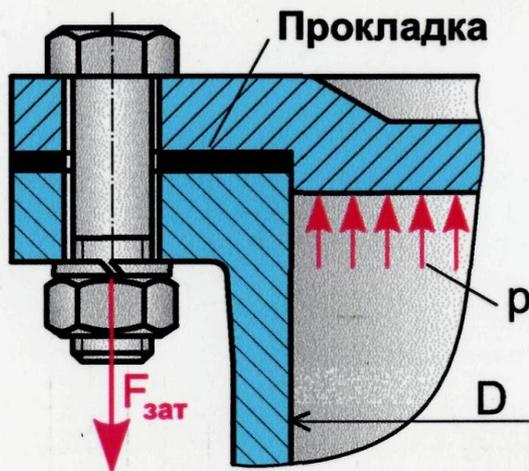
$$F_{Ti} = T \cdot r_i / \sum_{i=1}^z r_i^2.$$

Суммарная нагрузка на каждый болт (в векторной форме)

$$\bar{F}_i = \bar{F}_{qi} + \bar{F}_{ti}.$$



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ, РАСКРЫВАЮЩЕЙ СТЫК ДЕТАЛЕЙ



Внешняя нагрузка на болт

$$F = p \cdot \pi \cdot D^2 / (4z),$$

где p - давление в резервуаре; z - число болтов.

Наибольшая нагрузка на болт

$$F_{\max} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F,$$

где $\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$ - коэффициент внешней нагрузки; λ_d - податливость деталей стыка; λ_b - податливость болта. Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Усилие затяжки болта из условия нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi)F,$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки.

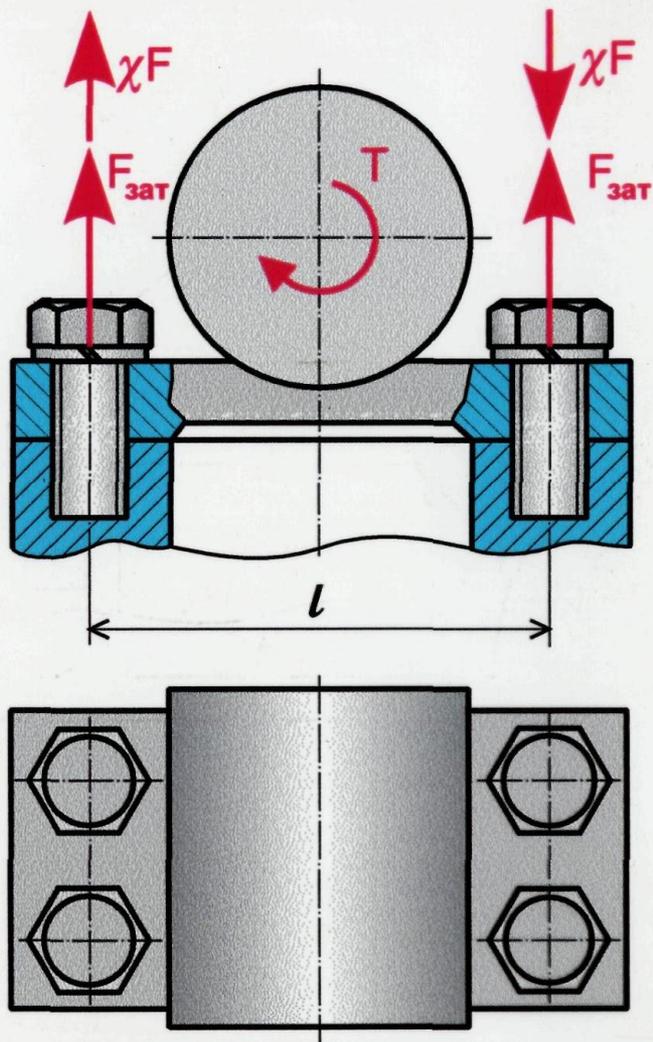
Расчетная нагрузка болта

$$F_p = \beta \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F,$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Диаграмма сил в болтовом соединении



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОПРОКИДЫВАЮЩИМ МОМЕНТОМ

Внешняя нагрузка на болт

$$F = T/(2l).$$

Усилие затяжки болта из условия нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = k \cdot (1 - \chi) \cdot F,$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки;

$\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}})$ - коэффициент внешней нагрузки;

$\lambda_{\text{д}}$ - податливость деталей стыка;

$\lambda_{\text{б}}$ - податливость болта.

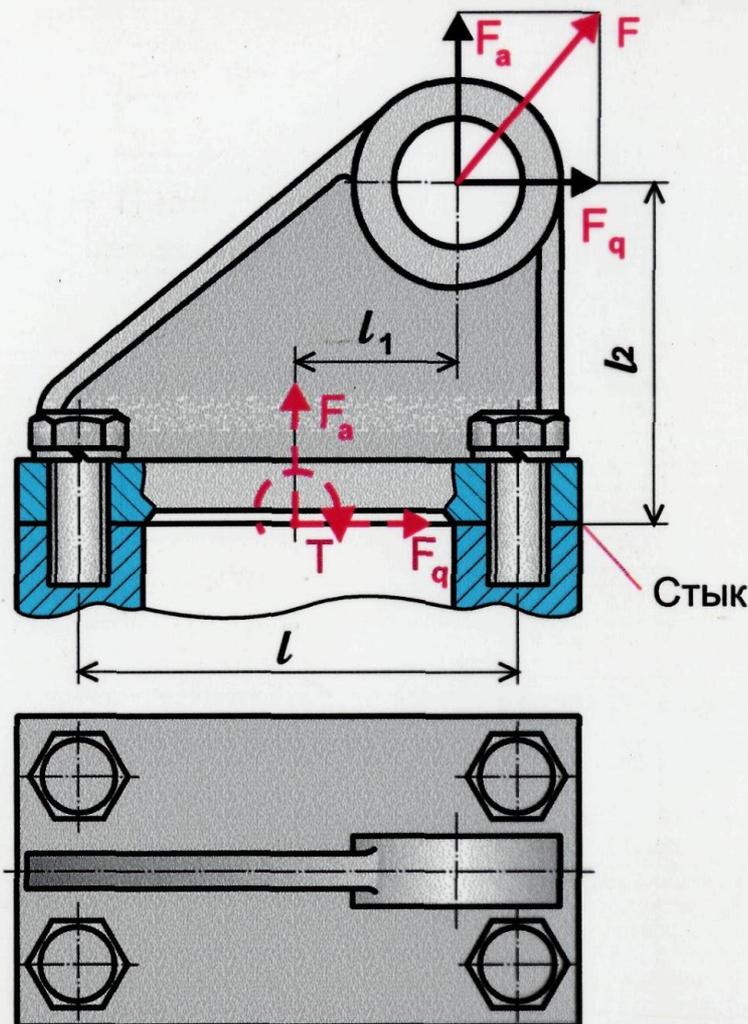
Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Расчетная нагрузка на болт

$$F_{\text{р}} = \beta \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F,$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ СИЛОЙ И МОМЕНТОМ, РАСКРЫВАЮЩИМИ СТЫК



Внешняя осевая нагрузка на каждый из четырех болтов крепления кронштейна:

от отрывающей силы

$$F_{ai} = F_a / 4,$$

от опрокидывающего момента

$$F_{Ti} = T / (2l),$$

$$\text{где } T = F_q \cdot l_2 - F_a \cdot l_1.$$

**Усилие затяжки болта
из условия нераскрытия стыка**

$$F_{зат} = k \cdot (1 - \chi) \cdot (F_{ai} + F_{Ti}),$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки;

$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$ - коэффициент внешней нагрузки; λ_d - податливость деталей

стыка; λ_b - податливость болта.

Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Расчетная осевая нагрузка на болт

$$F_p = \beta \cdot F_{зат} + \chi (F_{ai} + F_{Ti}),$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

Несущие конструкции служат опорами узлов и механизмов машин, аппаратов и приборов, т.е. воспринимают действующие на них нагрузки. При этом понятие **“опора”** имеет широкий смысл, а конкретный вид такой **“опоры”** определяется теми или иными условиями применения. Для поддержания устройств или частей машин, оказывающих преимущественно нормальное давление на опорную поверхность, служат **плиты**. Если же действуют не только нормальные, но и сдвигающие нагрузки, то используют **основания и фундаменты**.

Несущие конструкции, которые наряду с опиранием обеспечивают нужное взаимное расположение (базирование) устройств или частей машин, относят к **станинам** либо, если это стержневая конструкция, – к **рамам**.

Конструкциями широкого назначения являются **корпуса и крышки**: они поддерживают и базируют устройства или части машин, защищают и предохраняют (изолируют) их от неблагоприятных или нежелательных воздействий со стороны внешней среды, человека, других устройств или узлов этой же системы (либо наоборот – защищают внешнюю среду от воздействия на нее устройств или машин).

Несущие элементы конструкций могут соседствовать с такими взаимосвязанными элементами, как **кожухи**, служащими для защиты и изоляции устройств или частей машин.

Отдельную группу конструкций, являющихся в основном частью аппаратов, составляют **сосуды и контейнеры**. Они служат емкостями для хранения различных веществ. Часть объема корпуса тоже может использоваться как емкость, но для жидкой смазки, откуда она подается к узлам машины. Это – **картер**.

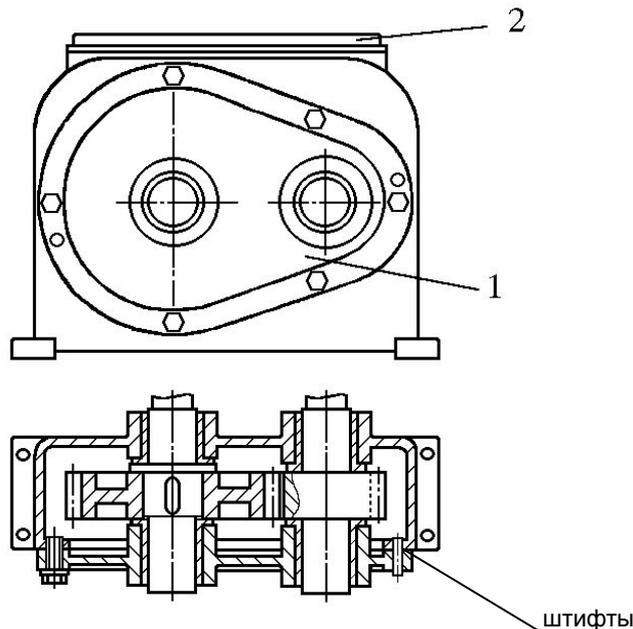
Форма конструкции корпусов сильно зависит от системы их сборки и характера монтажа внутренних узлов и деталей.

В машине или ином устройстве, заключенном в корпус, можно выделить продольное (осевое) и поперечное (радиальное) направления осей координат.

Если сборка изделия ведется перемещением деталей и узлов на их посадочные места в осевом направлении и/или корпус имеет осевые разъемы (соединения по плоскостям, перпендикулярным продольной оси корпуса), то такая конструкция образует **осевую систему сборки**.

При осевой системе сборки корпусные детали технологичны в изготовлении (имеют простые формы, обрабатываемые поверхности – замкнутые), обладают хорошей жесткостью, что в итоге позволяет получить легкую и прочную конструкцию.

Недостатком является повышенная трудоемкость монтажа – сложность сборки и регулировки положения деталей.

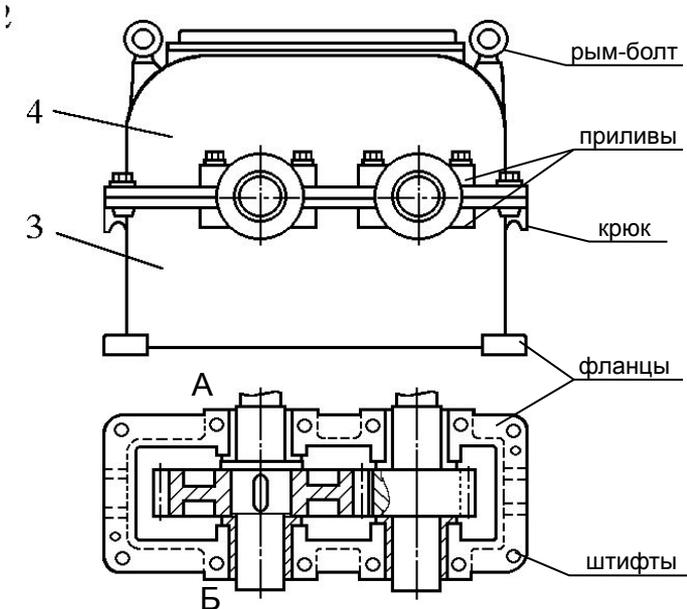


Процесс сборки.

Зубчатое колесо собирается на валу. Затем этот узел, а также вал-шестерня, осевой подачей вставляются в корпус через отверстие с одной его стороны. Накладывается отъемная крышка (1), закрепляемая винтами. Для проверки правильности зацепления колес и контроля их текущего состояния сверху предусмотрена крышка смотрового люка (2). Валы базируются по посадочным поверхностям в отверстиях корпусных деталей, а отъемная крышка относительно корпуса – посредством центрирующих элементов (на рисунке – парой штифтов).

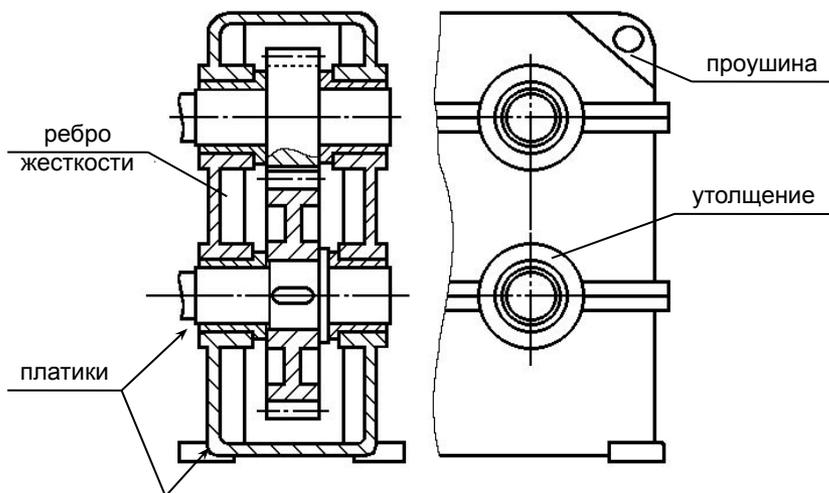
В конструкции с **радиальной системой сборки** разъем лежит в плоскости, совпадающей с осью монтируемого узла.

При радиальной системе сборки упрощается монтаж и обслуживание, но повышается трудоемкость изготовления – детали следует обрабатывать в сборе, плоскости разъема – хорошо притирать, необходимо введение в конструкцию базирующих элементов. Корпусу свойственна неодинаковая жесткость: в плоскости стыка она меньше, чем в поперечном направлении. Для повышения жесткости приходится усложнять конструкцию и вводить жесткостные элементы.



Процесс сборки.

Корпус состоит из верхней (4) и нижней (3) частей с горизонтальной плоскостью разъема, совпадающей с плоскостью расположения осей валов и колес. При сборке, сначала, валы устанавливаются в нижней части корпуса (3) и, затем, накрывают верхней частью корпуса (4). Обе корпусные части крепятся винтами и центрируются штифтами. Плоскости стыка частей корпусов должны быть хорошо притерты. Посадочные отверстия под подшипники валов обрабатываются "в сборе", т.е. в предварительно собранном и взаимно отцентрированном корпусе. При уплотнении стыка применение прокладок недопустимо, так как это нарушает цилиндричность посадочных гнезд под подшипники. Для этих целей используют герметики. Опорами передачи являются подшипники скольжения с вкладышем. В опоре Б вкладыш выполнен в виде цельной втулки и установлен на валу посредством осевой сборки. В опоре А вкладыши состоят из двух половинок, которые устанавливаются посредством радиальной сборки. Поскольку на рисунке плоскость разъема корпуса совпала с плоскостью стыка половинок вкладыша, то на чертеже вкладыш не заштрихован.



С целью упрощения обработки поверхностей стыков их желательно располагать параллельно или перпендикулярно плоскости базирования детали или траектории движения инструмента. Поэтому для передачи с вертикальным расположением осей валов при радиальной системе сборки будет две плоскости разъема корпуса, а сам корпус – состоять из трех частей.