

Тема: РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОЕДИНЕНИЯХ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Классификация резьб

Геометрические параметры резьбы

Основные типы резьб

Способы изготовления резьб. Конструктивные формы резьбовых соединений.

Стандартные крепёжные детали

СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

МОМЕНТ ЗАВИНЧИВАНИЯ

САМОТОРМОЖЕНИЕ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

К.П.Д. ВИНТОВОЙ ПАРЫ

МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ГАЙКИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОЕДИНЕНИЯХ

В процессе изготовления машины некоторые ее детали соединяют между собой, при этом образуются неразъемные или разъемные соединения.

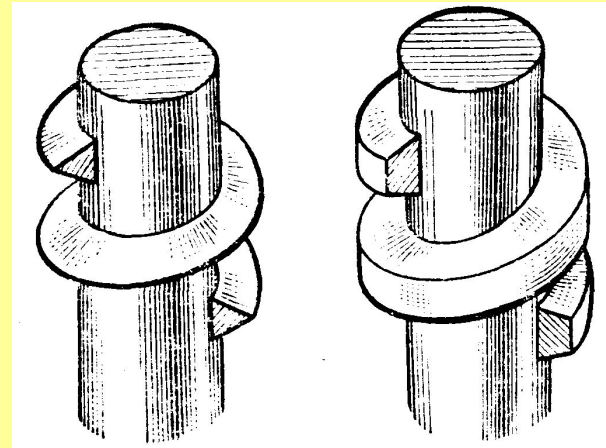
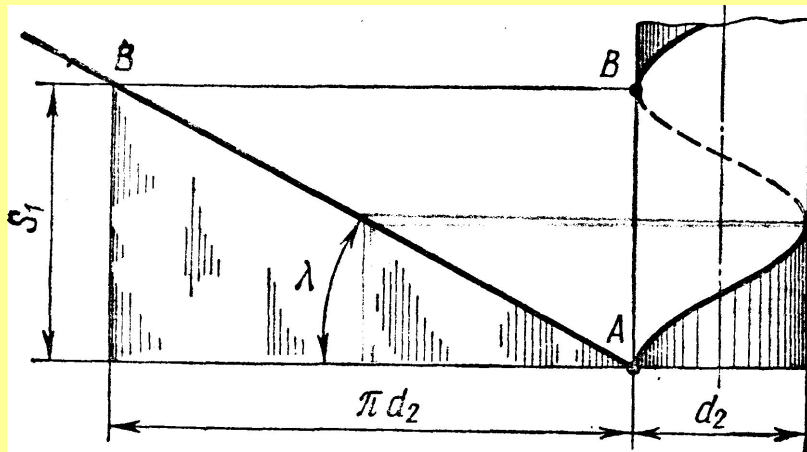
Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения.

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые (шлицевые) и др. соединения.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом резьбового соединения является резьба, которая получается путем прорезания на поверхности деталей канавок по винтовой линии. Винтовую линию образует гипотенуза прямоугольного треугольника при наворачивании на прямой круговой цилиндр (рис. 3.1).

Если плоскую фигуру (треугольник, трапецию и т.п.) перемещать по винтовой линии так, чтобы её плоскость при движении всегда проходила через ось винта, то эта фигура образует резьбу соответствующего профиля (рис. 3.2)

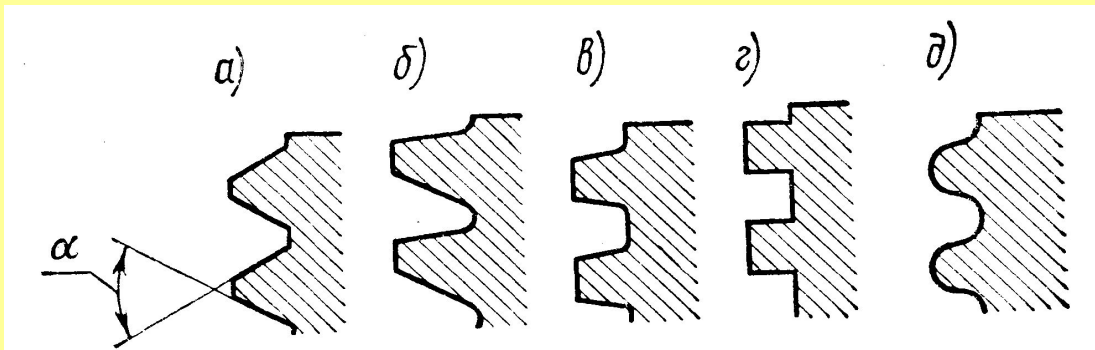
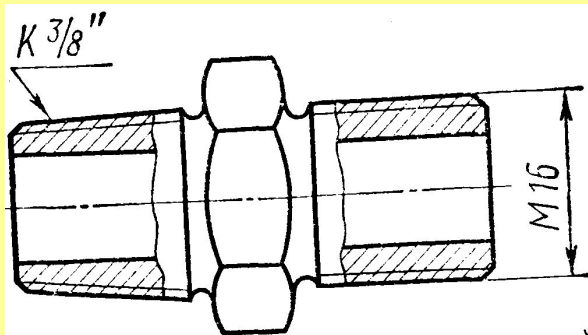
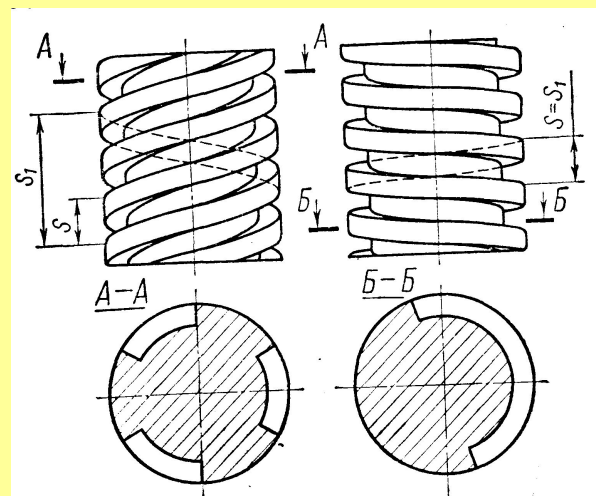


Классификация резьб

В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают цилиндрические и конические резьбы (Рис. 3.3).

В зависимости от формы профиля резьбы делятся на пять основных типов: треугольные (рис.3.4, а), упорные (рис. 3.4, б), трапецеидальные (рис. 3.4,в), прямоугольные (рис. 3.4, г) и круглые (рис, 3.4, д).

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают правые и левые (рис. 3.5). У правой резьбы винтовая линия поднимается слева вверх направо. Левая резьба имеет ограниченное применение.



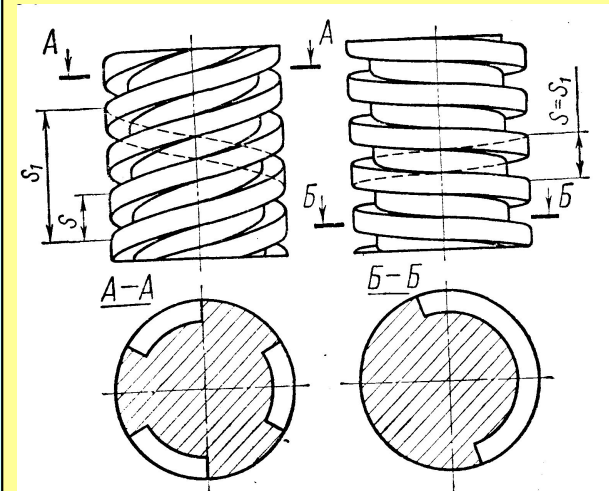
В зависимости от числа заходов резьбы делятся на однозаходные (рис. 3.5,б) и многозаходные (рис. 3.5,а).

Многозаходные резьбы получают при перемещении по винтовым линиям нескольких рядом расположенных профилей. Заходность резьбы легко определить с торца винта по числу сбегающих витков. Как правило, все крепежные резьбовые детали имеют однозаходную резьбу.

В зависимости от назначения резьбы делятся на крепёжные и для передачи движения. Крепежные резьбы применяют в резьбовых соединениях; они имеют треугольный профиль, который характеризуется:

а) большим трением, предохраняющим резьбу от самоотвинчивания; б) высокой прочностью; в) технологичностью.

Резьбы для передачи движения применяются в винтовых механизмах и имеют трапецеидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется меньшим трением.



Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (рис. 3.6):

d - наружный диаметр номинальный диаметр резьбы;

d_1 - внутренний диаметр резьбы;

d_2 - средний диаметр резьбы, то есть диаметр воображаемого цилиндра, на котором ширина витка равна ширине впадины;

S - шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении;

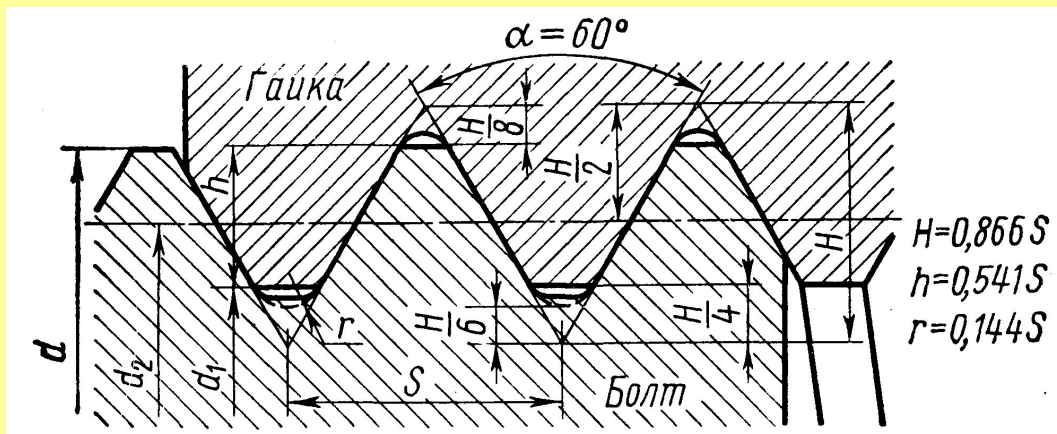
S_1 - ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рис. 3.5);

для однозаходной резьбы $S_1 = S$,

для многозаходных резьб $S_1 = zS$, где z - число заходов;

α - угол профиля резьбы (см. рис. 3.4);

λ - угол подъема резьбы (см. рис. 3.1), т. е. угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси винта;

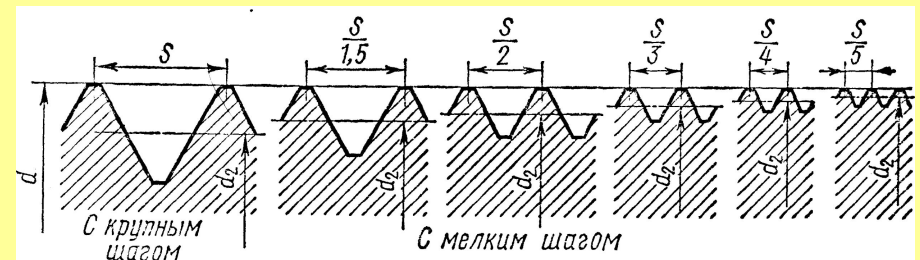
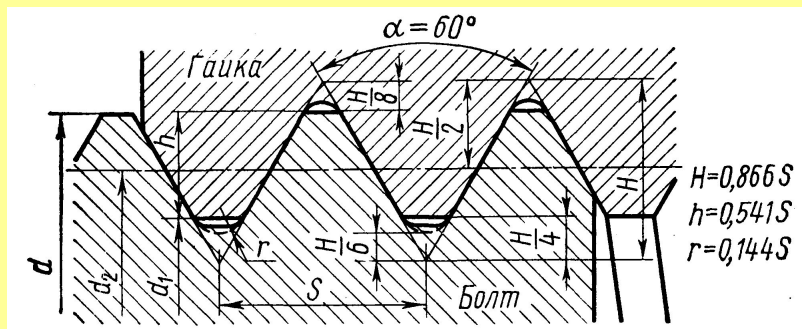


$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d_2}$$

Основные типы резьб

Метрическая резьба (см. рис. 3.6). Это наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника, следовательно, $\alpha = 60^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Радиальный зазор в резьбе делает ее не герметичной.

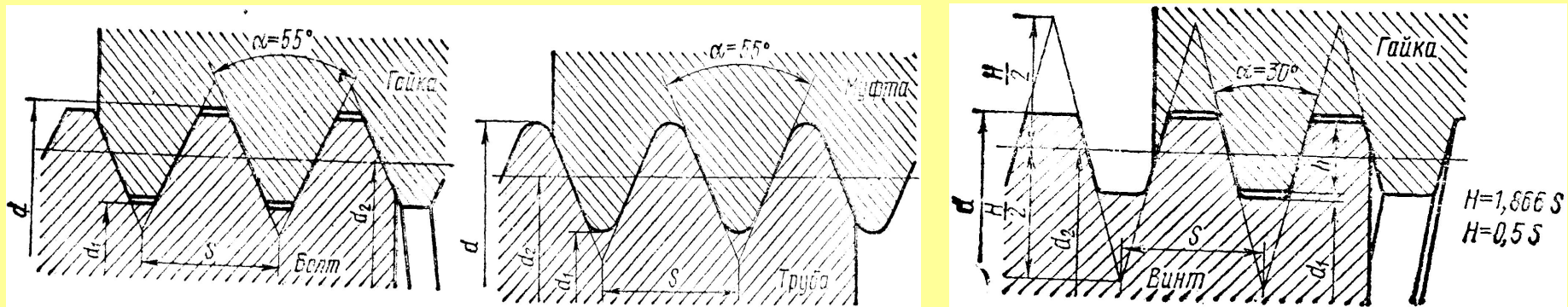
По ГОСТ 9150-59 метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом (см. табл. 3.1) В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом, так как она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом различаются между собой коэффициентом измельчения, т. е. отношением крупного шага к соответствующему мелкому шагу (рис. 3,7). Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъема винтовой линии λ мал (см. формулу 3.1). Мелкие резьбы применяются в резьбовых соединениях, подверженных переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях (на деталях из пластмасс метрическая резьба изготавливается по ГОСТ 11709-66.).



Дюймовая резьба (1 дюйм равен 25,4 мм). (рис. 3.8). Имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha=55^\circ$. Применяется только при ремонте деталей импортных машин. Изготавливается по ОСТ НКТП 1260.

Трубная резьба. Трубная цилиндрическая резьба (рис. 3.9) является мелкой дюймовой резьбой, но с закруглёнными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение герметичным. Применяется для соединения труб. Изготавливается по ГОСТ 6357-52. Высокую плотность соединения дает трубная коническая резьба (ГОСТ 6211-69).

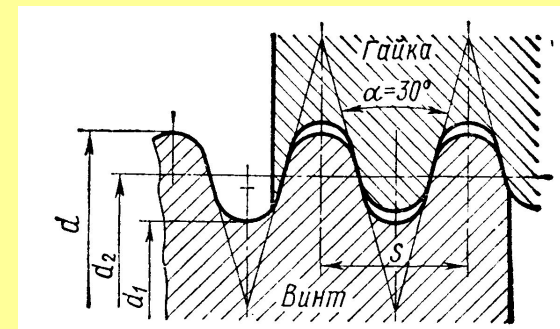
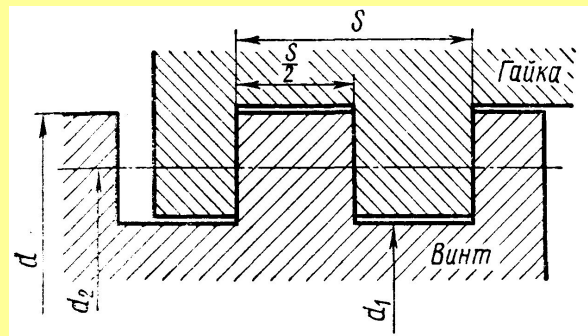
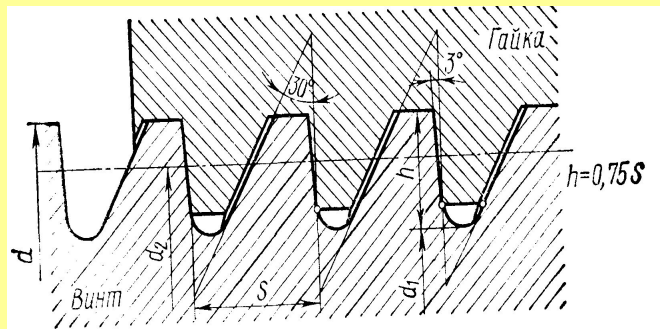
Трапецевидальная резьба (рис. 3.10.). Это основная резьба в передаче винт-гайка (см. ниже). Ее профиль равнобочная трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями на трение, технологична. К.п.д. выше, чем для резьб с треугольным профилем. Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и т. п.).



Упорная резьба (рис. 3.11). Имеет профиль в виде не равнобокой трапеции с углом 27° . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° . К.п.д. выше, чем у трапецеидальной резьбы. Закругление впадин повышает усталостную прочность винта. Применяется в передаче винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т. д.). Изготавливается по ГОСТ 10177-62.

Прямоугольная резьба (рис. 3.12). Профиль резьбы квадрат. Из всех резьб имеет самый высокий к.п.д., так как угол профиля резьбы, $\alpha=0$. Обладает пониженной прочностью. При износе образуются осевые зазоры, которые трудно устранить. Имеет ограниченное применение в малонагруженных передачах винт - гайка.

Круглая резьба (рис. 3.13). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряжённых короткими прямыми линиями. Угол профиля $\alpha=30^\circ$. Резьба характеризуется высокой динамической прочностью. Стандарта нет. Имеет ограниченное применение при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде. Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и вылавливанием на тонкостенных изделиях.



Способы изготовления резьб.

Существует два основных способа изготовления резьб: нарезанием и накатыванием.

Н а р е з а н и е резьб осуществляется резцами, гребенками, плашками, метчиками, резьбовыми головками, фрезами.

Н а к а т ы в а н и е резьб осуществляется гребенками или роликами на резьбонакатных автоматах путем пластической деформации заготовки. Этот способ высоко производителен, применяется в массовом производстве при изготовлении стандартных крепежных деталей. Накатанные резьбы имеют повышенную прочность.

Конструктивные формы резьбовых соединений.

Основными резьбовыми соединениями являются соединения болтами, винтами и шпильками.

Болтовые соединения (рис. 3.14) наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для скрепления деталей небольшой толщины, а также деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы.

Соединения винтами (рис. 3.15) применяются для скрепления деталей, одна из которых имеет большую толщину. В отличие от болта винт ввинчивается в резьбовое отверстие детали, гайка отсутствует.

Соединения шпилькам (рис. 3.16) применяются тогда, когда по условиям эксплуатации требуется частая разборка соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину. Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в деталь при помощи гайки, навинченной поверх другой гайки или при помощи шпильковерта.

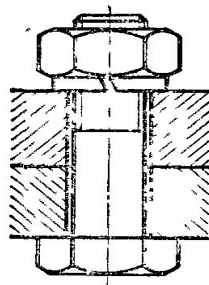


Рис. 3.14 Болтовое соединение

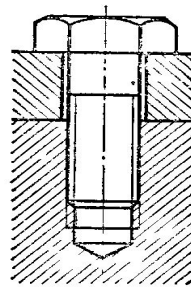


Рис. 3.15 Соединение винтом

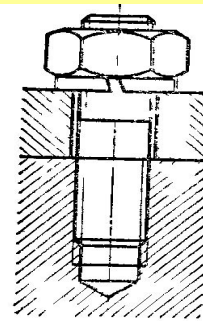


Рис. 3.16. Соединение шпилькой

Стандартные крепёжные детали

Многочисленными стандартами предусмотрены различные геометрические формы и размеры болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб.

Болты и крепежные винты. Различают следующие основные типы болтов и винтов.

В зависимости от формы головки болты и винты бывают с шестигранными (рис. 3.17, а), полукруглыми (рис. 3.17, б), цилиндрическими (рис. 3.17, в), потайными (рис. 3.17, г) и другими головками. Форму головки выбирают в зависимости от необходимого усилия затяжки, пространства для поворота ключа, внешнего вида и т. д.

Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они допускают большое усилие затяжки, и требуют небольшого поворота ключа (1/6 оборота) до перехвата.

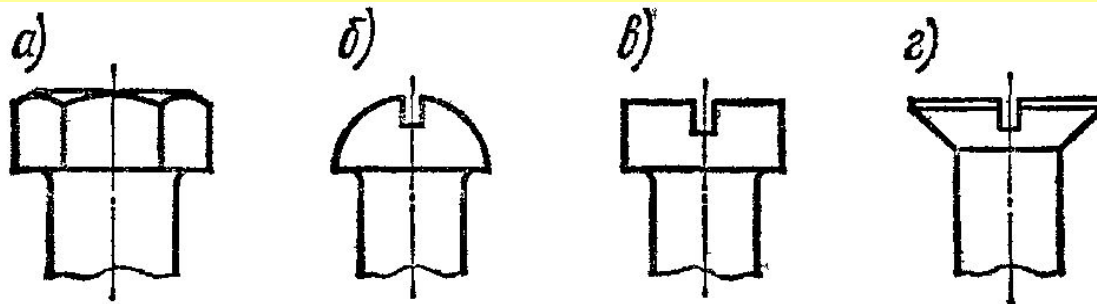


Рис. 3.17. Формы головок болтов и винтов

Стандартные крепёжные детали

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают:

с нормальным стержнем (рис. 3.18, а);

с подголовком (рис. 3.18,б);

с утолщенным, точно обработанным стержнем для постановки без зазора в отверстие из-под развертки (рис. 3.18, в);

со стержнем уменьшенного диаметра не нарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при динамических нагрузках (рис. 3.18,г).

В зависимости от точности изготовления болты и винты бывают нормальной и повышенной точности.

В зависимости от назначения болты и винты бывают общего назначения, установочные и специальные.

Установочные винты применяют для фиксации положения деталей. По форме головок и концов они разделяются на большое число типов (рис. 3.19).

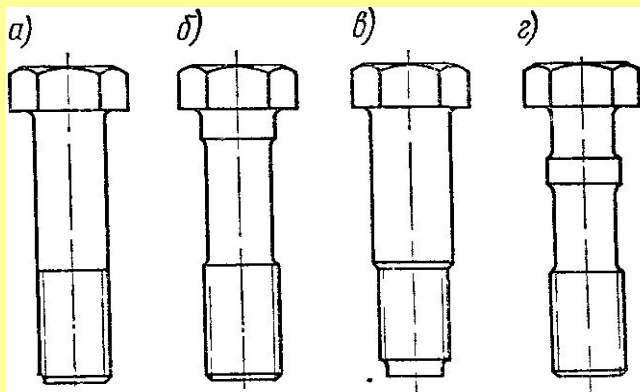


Рис. 3.18. Формы стержня болтов и винтов

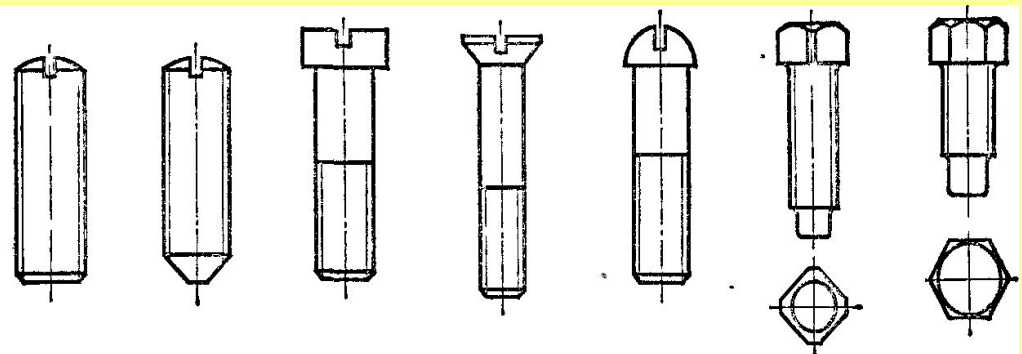


Рис. 3.19. Установочные винты

Стандартные крепёжные детали

К **специальным болтам** относятся фундаментные (рис. 3.20, а), болты конусные для отверстий из-под развертки (рис. 3.20, б), грузовые винты (рым-болты, рис. 3.20, в) и многие другие.

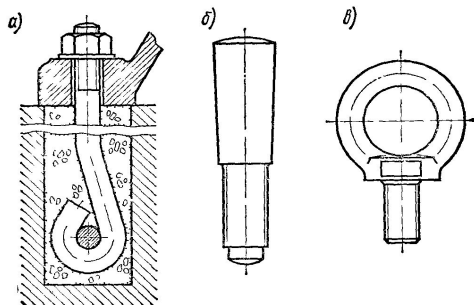


Рис. 3.20. Примеры специальных болтов

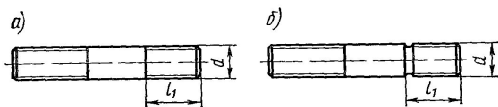


Рис. 3.21. Шпильки

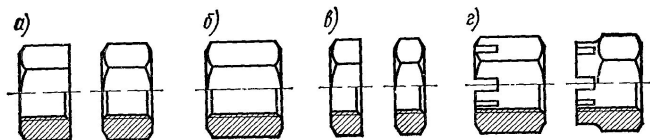


Рис. 3.22 Гайки шестигранные

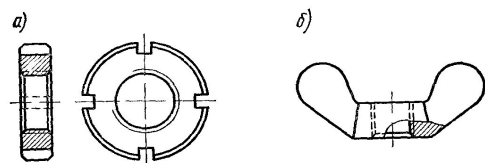


Рис. 3.23. Гайка круглая и гайка-барашек

Шпильки. Шпильки изготавливают по ГОСТ 11765—66 без проточки (рис. 3.21,а) и с проточкой (рис. 3.21,б). В зависимости от материала детали глубина завинчивания шпилек в гнездо различная.

Для чугунных деталей применяют шпильки с глубиной завинчивания $l_1=1,35d$ (тип I), для стальных $l_1 \approx d$ (тип II).

При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов.

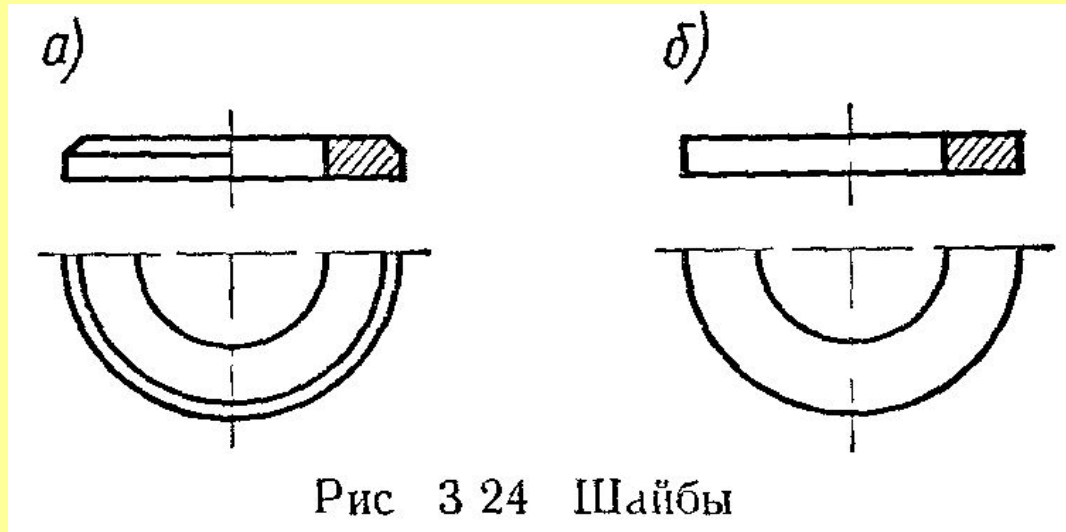
Гайки. Различают гайки нескольких основных типов. В зависимости от формы гайки бывают шестигранные (рис. 3.22), круглые (рис. 3.23, а), гайки-барашки (рис. 3.23, б) и др. Наиболее распространены шестигранные гайки. Круглые гайки применяют для фиксации деталей при малых осевых нагрузках.

В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают нормальные (см. рис. 3.22, а), высокие (рис. 3.22, б) и низкие (рис. 3.22, в). Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках для уменьшения износа резьбы. Прорезные и корончатые гайки (рис.3.22, г) также выполняют высокими.

В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки, аналогично болтам, бывают нормальной и повышенной точности.

Стандартные шайбы

Шайбы. Шайбы подкладываются под гайки; они служат для предохранения деталей от задиров и увеличения опорной поверхности. Шайбы бывают точеные (рис. 3.24, а) и штампованные (рис. 3.24, б). Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые применяют для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.



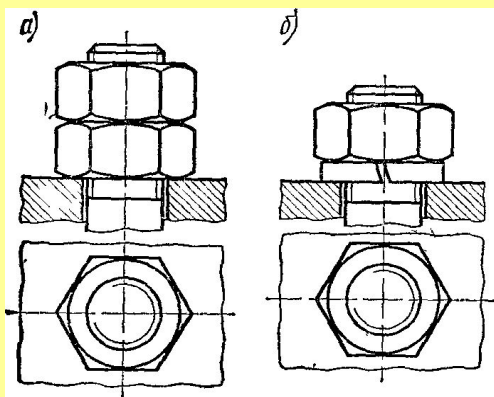


Рис. 3.25. Стопорение дополнительным трением в резьбе

Все стандартные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, так как их угол подъема резьбы λ значительно меньше угла трения ρ . Однако практика эксплуатации машин показала, что при динамических нагрузках происходит само отвинчивание гаек и винтов. Существуют многочисленные средства стопорения резьбовых соединений, которые основаны на следующих основных принципах:

1. Стопорение дополнительным трением в резьбе при помощи контргайки, пружинных шайб и т. п. При стопорении контргайкой (рис. 3.25 а), дополнительное трение в резьбе возникает за счет упругих сил растянутого участка болта между гайками.

В настоящее время контргайки применяются редко из-за двойного расхода гаек и отсутствия надежности стопорения. Пружинные шайбы (рис. 3.25, б) представляют один виток цилиндрической винтовой пружины с квадратным сечением и заостренными краями.

2. Стопорение фиксирующими деталями, т. е. шплинтами (рис. 3.26, а), проволокой (рис. 3.26, б), различными стопорными шайбами с лапками, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов (рис. 3.26, в).

3. Стопорение приваркой (рис. 3.27, а) или пластическим деформированием: расклепыванием (рис. 3.27, б), кернением (рис. 3.27, в). Применяются, когда соединение не требует разборки.

4. Стопорение с помощью паст и лаков.

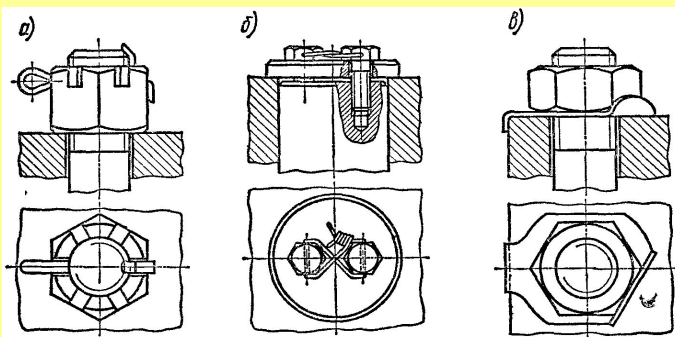


Рис. 3.26. Стопорение фиксирующими деталями

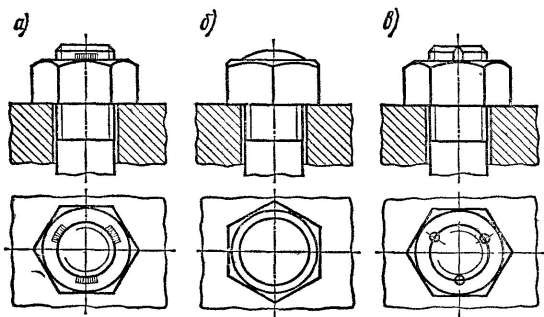


Рис. 3.27. Стопорение приваркой и пластическим деформированием

СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Рассмотрим усилия, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рис. 3.28). Гайка нагружена осевой силой Q и, равномерно вращаясь под действием окружного усилия P , приложенного по касательной к окружности среднего диаметра резьбы d_2 , перемещается вверх.

Развернем виток резьбы в наклонную плоскость, а всю гайку представим в виде ползуна. При равномерном перемещении вверх по наклонной плоскости ползун находится в состоянии равновесия под действием системы сил P , Q , N и $T_{тр}$, из которых N — нормальная реакция наклонной плоскости, а $T_{тр} = fN$ — сила трения.

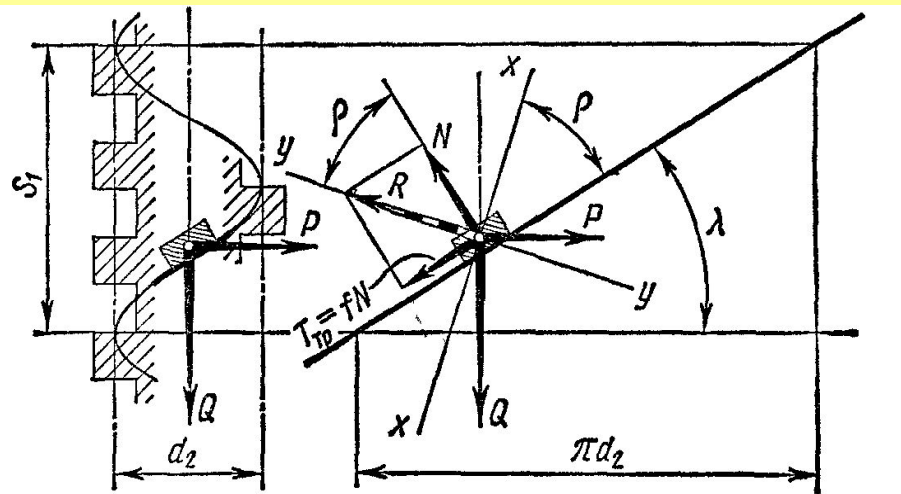


Рис. 3.28. Схема усилий в винтовой паре

СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Заменим силы N и $T_{\text{тр}}$ их равнодействующей R . Угол ρ между векторами сил R и N называется *углом трения*. Из теоретической механики известно, что $\text{tg}\rho=f$, где f — коэффициент трения. Проектируя систему сил на ось $x-x$, расположенную под углом $\lambda+\rho$ к горизонтали, получим

$$\sum X=0; \quad -Q \sin(\lambda+\rho)+P \cos(\lambda+\rho)=0,$$

Усилие R расположено перпендикулярно к оси $x-x$ и проектируется в точку, откуда

$$P=Q \text{tg}(\lambda+\rho). \quad (\text{a})$$

Полученная зависимость между P и Q справедлива только для прямоугольной резьбы. В треугольной и трапецидальной (остроугольных) резьбах имеется повышенное трение вследствие клинчатой формы витков резьбы.

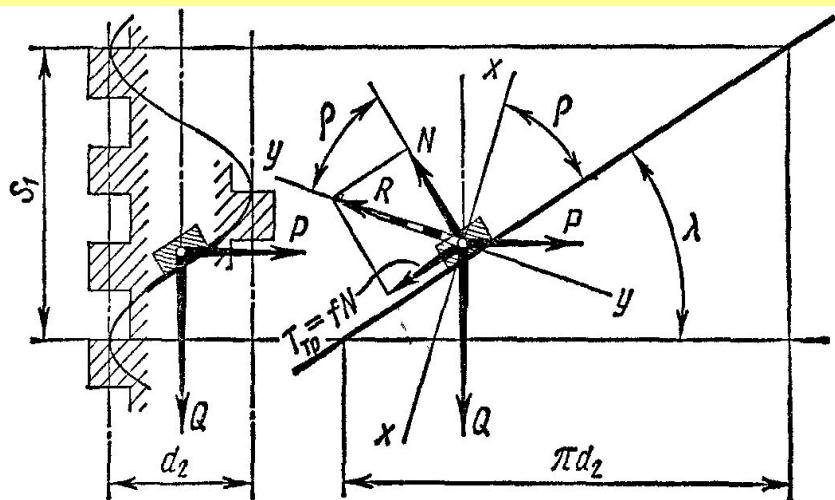


Рис. 3.28. Схема усилий в винтовой паре

Связь между силами трения в прямоугольной и остроугольной резьбах легко получить, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны к оси винта, т. е. $\lambda = 0$.

СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Согласно рис. 3.28 сила трения в прямоугольной резьбе $T_{\text{тр}} = fN$, но при $\lambda = 0$ нормальная реакция $N = Q$ (рис. 3.29, а), следовательно,

$$T_{\text{тр}} = fQ. \quad (б)$$

Для треугольной резьбы также $T_{\text{тр}} = fN$, где $N = N' / \cos(\lambda/2)$ (рис. 3.29, б). При нормальной реакции $N' = Q$, следовательно, $T_{\text{тр}} = f Q / \cos(\lambda/2) = f' / \cos(\lambda/2) Q = f' Q$, где $f' = f / \cos(\lambda/2)$ *приведенный коэффициент трения*.

Приведенный угол трения

$$\rho' = \arctg f' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha/2}. \quad (3.3)$$

Таким образом, для определения окружного усилия P в винтовой паре с треугольной или трапецеидальной резьбой в формулу (а) необходимо подставить вместо действительного приведенный угол трения, т. е.

$$P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \rho'). \quad (3.4)$$

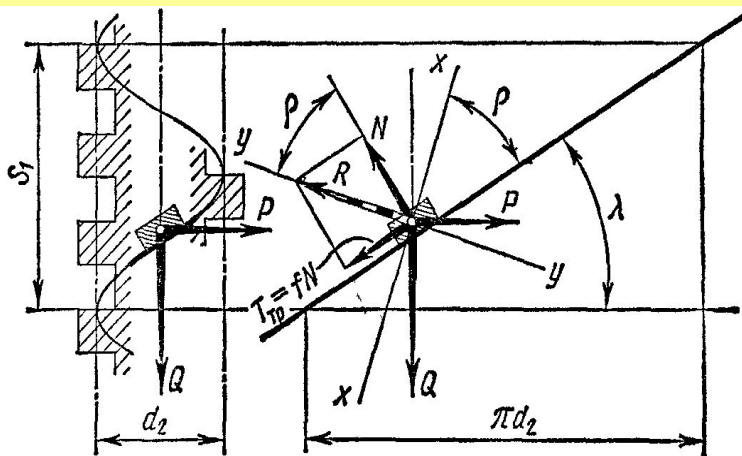


Рис. 3.28. Схема усилий в винтовой паре

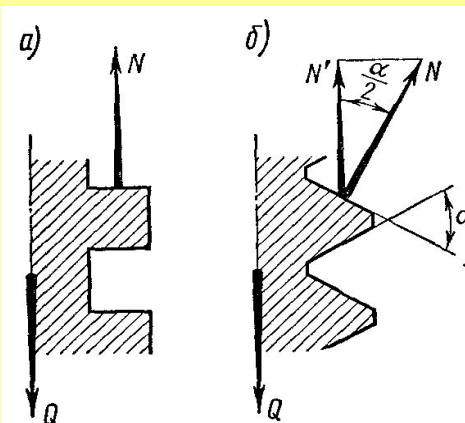


Рис. 3.29. Схемы сил на витках прямоугольной и треугольной резьбы при $\lambda = 0$

При завинчивании гайки или винта к ключу прикладывают момент завинчивания (рис. 3.30)

$M_{зав} = P_p L = M + M_{тр}$, где P_p - усилие на конце ключа; L - расчетная длина ключа;

M - момент в резьбе от окружного усилия P , приложенного по касательной к окружности среднего диаметра резьбы d_2 ;

$$M = P \cdot d_2 / 2 = V \cdot (d_2 / 2) \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho'), \quad (3.5)$$

V — усилие затяжки болта (взамен внешней осевой силы Q);

$M_{тр}$ — момент трения на опорном торце гайки или головки винта.

Опорный торец гайки представляет кольцо (рис. 3.31), на поверхности которого действует среднее давление $p = 4V / [\pi(D_1^2 - d_0^2)]$, где D_1 - наружный диаметр опорного торца гайки, равный ее размеру «под ключ»; d_0 — диаметр отверстия под болт в детали.

Разобьем площадь опорного торца гайки на элементарные кольца радиуса r и толщины dr . На каждом элементарном кольце действует сила трения $dT_{тр} = f \cdot p \cdot 2\pi \cdot r dr$, где $2\pi \cdot r dr$ — площадь элементарного кольца.

Момент трения на элементарном кольце $dM_{тр} = r dT_{тр} = 2\pi f p r^2 dr$.

Момент трения на торце гайки

$$M_{mp} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} dM_{mp} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} 2\pi f p r^2 dr = 2\pi f \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D_1}{2}} \frac{4V}{\pi(D_1^2 - d_0^2)} r^2 dr = V \frac{f}{3} \cdot \frac{(D_1^3 - d_0^3)}{(D_1^2 - d_0^2)}$$

Следовательно, момент завинчивания (момент на ключе)

$$M_{зав} = P_p L = V \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + \frac{f}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]. \quad (3.7)$$

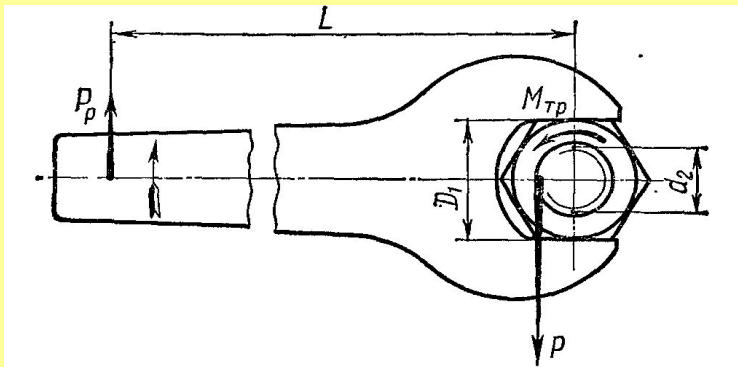


Рис. 3.30. Схема для определения момента завинчивания

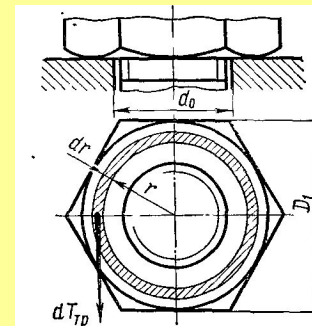


Рис. 3.31. Схема для определения момента трения на торце гайки

САМОТОРМОЖЕНИЕ В ВИНТОВОЙ ПАРЕ

Условие самоторможения в винтовой паре, при котором статическая осевая нагрузка не вызывает самоотвинчивания гайки, выражается неравенством

$$\lambda < \rho'.$$

Все крепежные резьбы самотормозящие.

Метрические резьбы с мелким шагом имеют меньший угол λ , следовательно, самоторможение этих резьб надежнее.

К.П.Д. ВИНТОВОЙ ПАРЫ

К. п. д. винтовой пары $\eta_{в.п.}$ определяется отношением полученной работы на винте — $A_{п}$ к затраченной работе за один оборот винта или гайки — $A_{з}$. Согласно рис. 3.28

$$A_{п} = Q \cdot S_1 = Q \pi d_2 \cdot \operatorname{tg} \lambda; \quad A_{з} = P \pi d_2 = Q \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho') \pi d_2.$$

Следовательно,

$$\eta_{в. п} = \frac{A_{п}}{A_{з}} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho')}. \quad (3.8)$$

Из анализа формулы (3.8) следует, что $\eta_{в.п.}$ возрастает с увеличением λ . В самотормозящей винтовой паре при $\lambda < \rho'$ к. п. д. винтовой пары $\eta_{в.п.} < 0,5$ (для крепежных резьб величина $\eta_{в.п.}$ не имеет значения). Винтовая пара с прямо-угольной резьбой имеет самый высокий $\eta_{в.п.}$ по сравнению с другими резьбами, так как у этой резьбы $\rho' = \rho'$.

Для увеличения λ , а следовательно, для повышения к. п. д., применяют многозаходную резьбу с крупным шагом (формула 3.1), а для уменьшения ρ' смазку и антифрикционные материалы (бронзу и др.).

При выборе материала для резьбовых деталей учитывают величину и характер нагрузки, условия работы, способ изготовления. Стандартные крепежные резьбовые детали общего назначения изготавливают из мало- и среднеуглеродистых сталей Ст. 3, Ст. 4, 10, А12, 20, 35 и др. Эти стали в условиях массового производства позволяют изготавливать резьбовые детали методом холодной штамповки с последующей накаткой резьбы. Они хорошо обрабатываются резанием. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для весьма ответственных винтов, болтов, шпилек и гаек. Резьбовые изделия, подверженные действию воды или других окислительных сред, оксидируют, омедняют, оцинковывают и т. п. для повышения коррозионной стойкости. В настоящее время для резьбовых деталей применяют также неметаллические материалы (нейлон, полиамид и др.).

Механические свойства сталей для резьбовых соединений указаны ниже:

Марка стали	Предел текучести σ_T , н/мм ²
Ст. 3	230
А12	240
20	245
Ст. 4	260
25	275
35	314
35Х	785

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность. Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и на отрыв головки, поэтому расчет на прочность резьбового соединения обычно производится только по одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части их стержня, при этом определяют внутренний диаметр резьбы d_1 . Длину болта, винта или шпильки принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают в зависимости от диаметра резьбы по ГОСТУ.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Случай 1. Болт нагружен осевой растягивающей силой Q . Гайка завинчивается, но не затягивается. Последующая затяжка болта отсутствует.

Этот случай встречается редко. Примером служит болтовое соединение грузовой скобы (рис. 3.32). Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы из условия прочности на растяжение

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\sigma]_p}}, \quad (3.9)$$

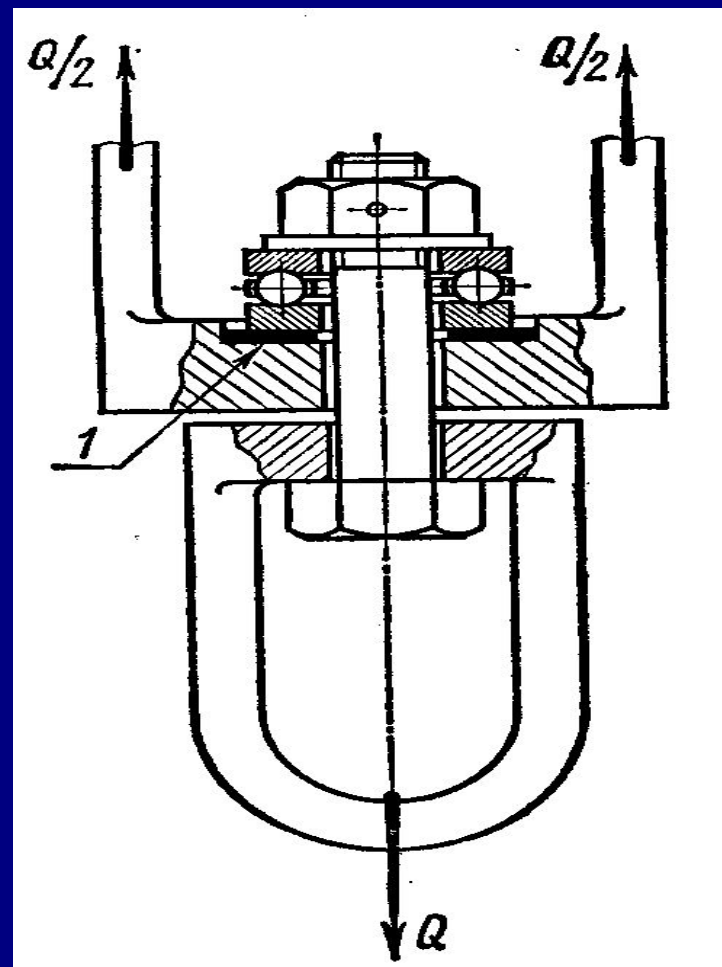
где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение для винта (болта);

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n_T]}, \quad (3.10)$$

σ_T — предел текучести материала болта;

$[n_T]$ — требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности.

Для болтов из углеродистой стали принимают $[n_T]=1,5 \dots 3$. Большие значения коэффициента запаса $[n_T]$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки Q или для конструкций повышенной ответственности.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Случай 2. Винт нагружен осевой растягивающей силой Q. Гайка завинчивается, но не затягивается. Затягивание резьбы производится под нагрузкой.

Примером является резьбовое соединение винтовой стяжки (рис, 3.33). В период подтягивания под нагрузкой винт испытывает растяжение и кручение.

Напряжение растяжения от силы Q: $\sigma_p = 4Q/(\pi \cdot d_1^2)$

Напряжение кручения от момента в резьбе

$$\tau_\kappa = \frac{M}{W_\kappa} = \frac{Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}{\frac{\pi}{16} d_1^3}$$

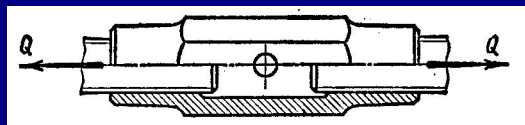
Отношение напряжений $\frac{\tau_\kappa}{\sigma_p} = \frac{Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') \pi d_1^2}{\frac{\pi}{16} d_1^3 4Q} = 2 \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')$

Принимая для метрической резьбы с крупным шагом $d_2 \approx 1,1 d_1$, $\lambda = 2^\circ 30'$ и $\rho' = 9^\circ 45'$, получим — $\frac{\tau_\kappa}{\sigma_p} \approx 0,5$ или эквивалентное напряжение для винта по гипотезе энергии формоизменения

Из этой формулы следует, что подтягивание резьбы под нагрузкой повышает расчетное напряжение в винте примерно на 30% по сравнению со случаем простого растяжения. Таким образом, расчет винта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не внешнюю нагрузку Q, а увеличенную с учетом кручения $Q_{расч.}$

Для метрических резьб $Q_{расч.} = 1,3Q$. Для трапецеидальных резьб $Q_{расч.} = 1,25Q$ для упорных и прямоугольных $Q_{расч.} = 1,2Q$. В данном случае внутренний диаметр резьбы винта определяется из условия прочности: $\sigma_{экр} = 4Q_{расч.}/(\pi \cdot d_1^2) \leq [\sigma]_p$ откуда

где $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для винта (болта), определяемое по формуле $[\sigma]_p = \sigma_T / [n]_T$.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

27

Требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности $[n_T]$ принимают по ГОСТ (табл. 3.3) в зависимости от материала, характера нагрузки и диаметра резьбы d .

В начале расчета ориентировочно задаются диаметром резьбы d и по табл. 3.3 для соответствующего интервала диаметров принимают $[n_T]$. Если в результате расчета получится d , который не лежит в ранее принятом интервале диаметров, то задаются другим значением d и расчет повторяют.

Для силовых соединений не допускаются болты диаметром d меньше 8 мм, так как болты малых диаметров легко перетянуть при сборке до возникновения в них остаточных деформаций.

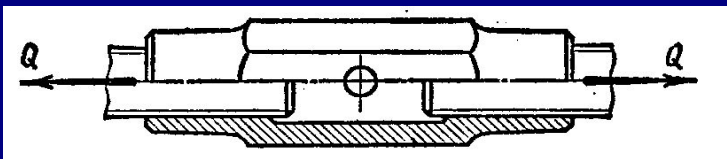
Аналогичный расчет рекомендуется для затянутых болтов, не нагруженных внешней осевой нагрузкой.

При контролируемой затяжке (этот контроль можно осуществлять специальными динамометрическими ключами и др.) величина $[n_T]$ не зависит от диаметра резьбы d . В этом случае

для углеродистых сталей $[n_T]=1,7 — 2,2$;

для легированных» $[n_T]= 2 — 3$.

Более высокие значения коэффициента запаса принимают при невысокой точности определения действующих нагрузок или для конструкций повышенной ответственности.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Случай 3. Болтовое соединение нагружено поперечной силой T .

В этом соединении (рис. 3.34) болт ставится с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу.

Внешняя сила T непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки V :

$$V = 1,3 \frac{Tk}{fz}$$

где $k = 1,2 \dots 2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей;

f — коэффициент трения. Для стальных и чугунных поверхностей $f = 0,15 \dots 0,20$.

$i = 1 \dots 2$ — число стыков (на рис. $i = 2$);

z — число болтов (в расчете задаются).

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно,

$$V_{\text{расч.}} = 1,3V \quad (3.14)$$

Внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4V_{\text{расч.}}}{\pi[\sigma]_p}} \quad (3.15)$$

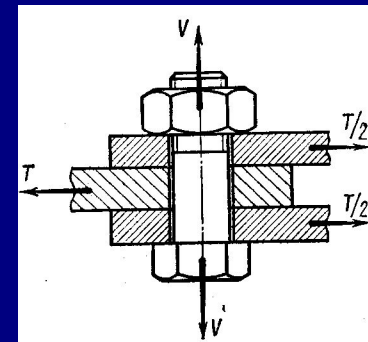
Допускаемое напряжение $[\sigma]_p$ определяется так же, как во втором случае расчета.

В болтах, поставленных с зазором, усилие затяжки V значительно больше

поперечной силы T , что требует больших диаметров болтов или большого числа их.

Например, при $k = 1,5$, $f = 0,15$, $i = 1$ и $z = 2$ по формуле (3.13)

$$V = \frac{Tk}{fz} = \frac{T \cdot 1,5}{0,15 \cdot 1 \cdot 2} = 5T$$



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Для разгрузки болтов от поперечной силы применяют различные замки, втулки, штифты и др. (рис. 3.35). Роль болта в таких случаях сводится к обеспечению плотного соприкосновения деталей.

Для уменьшения диаметров болтов применяют также точеные (калиброванные) болты, устанавливаемые в отверстия из под развертки. Они могут быть цилиндрическими (рис. 3.36, а) или конусными (рис. 3.36, б). Эти болты работают на срез, как штифты. Диаметр стержня болта d , при этом значительно меньше; его определяют из условия прочности на срез:

$$(3.16) \quad d_0 \geq \sqrt{\frac{4T}{\pi i z [\tau_{cp}]}}$$

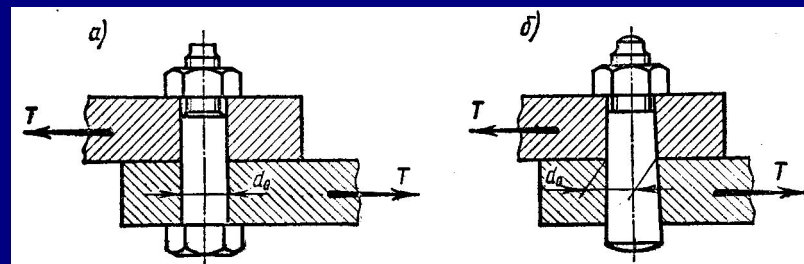
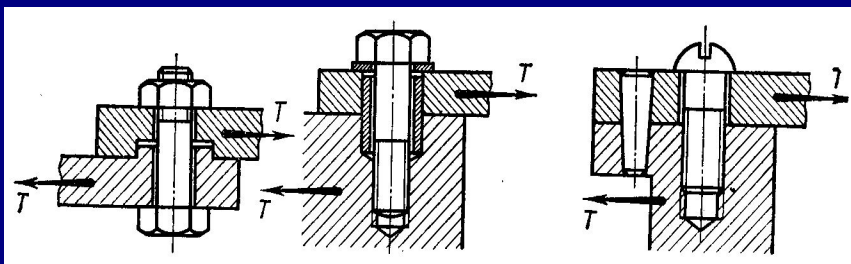
где $i=1 \text{—} 2$ — число плоскостей среза болта (на рис. 3.36 $i=1$);

z - число болтов;

$[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение на срез стержня болта;

$$[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T. \quad (3.17)$$

Резьбу болта не рассчитывают, так как отсутствует затяжка резьбы. Соединения болтами, установленными в отверстия из-под развертки, имеют повышенную стоимость из-за сравнительной сложности технологии изготовления.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

30

Случай 4. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внешней осевой растягивающей силой.

Этот случай соединения (рис. 3.37) часто встречается в машиностроении для крепления крышек цилиндров, подшипниковых узлов и т. п.

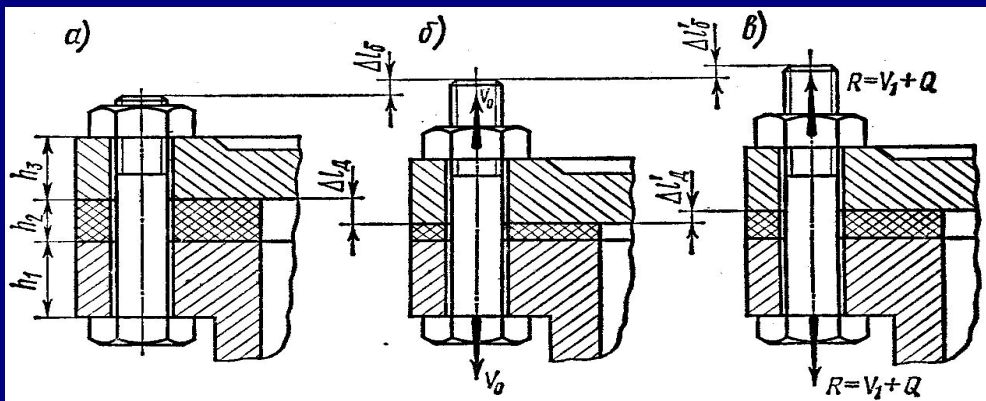
Обозначим: V_0 — сила предварительной затяжки болта при сборке; Q — внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один болт.

Предварительная затяжка болта (при сборке) должна обеспечить плотность соединения и отсутствие, как говорят, раскрытия стыка после приложения внешней (рабочей) нагрузки Q .

В результате предварительной затяжки болта силой V_0 (рис. 3.37, б) он удлинится на величину Δl_b , а детали стыка сожмутся на Δl_d (на рис. 3.37 для большей наглядности величины Δl_b и Δl_d сильно увеличены). При действии на предварительно затянутый болт внешней растягивающей нагрузки Q (рис. 3.37, в) болт дополнительно удлинится на величину $\Delta l'_b$, а сжатые детали частично разгрузятся и восстановят свою толщину на $\Delta l'_d$, причем, в пределах до раскрытия стыка,

$$\Delta l'_b = \Delta l'_d. \quad (a)$$

Действие сжатых деталей на болт уменьшится и составит V_1 (рис. 3.37, в), которое называется *остаточным усилием затяжки*.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Полное усилие, действующее на болт, $R=V_1+Q$.

Задача об определении результирующей нагрузки болта статически неопределима и решается с помощью уравнения перемещений.

По закону Гука, упругие удлинения (укорочения) прямо пропорциональны нагрузкам, т. е.

$$\Delta l'_\sigma = \beta_\sigma(R - V_0) = \beta_\sigma(V_1 + Q - V_0); \quad \Delta l'_\delta = \beta_\delta(V_0 - V_1),$$

где β_σ и β_δ — коэффициенты податливости соответственно болта и соединяемых деталей, численно равные изменениям длин под действием силы в 1 н. Из курса «Сопротивление материалов» известно, что для бруса постоянного сечения $\beta = l / (E \cdot F)$, где l , E и F — соответственно длина, модуль продольной упругости и площадь поперечного сечения бруса.

Подставляя значения $\Delta l'_\sigma$ и $\Delta l'_\delta$ в уравнение (а), получим $\beta_\sigma(V_1 + Q - V_0) = \beta_\delta(V_0 - V_1)$, откуда

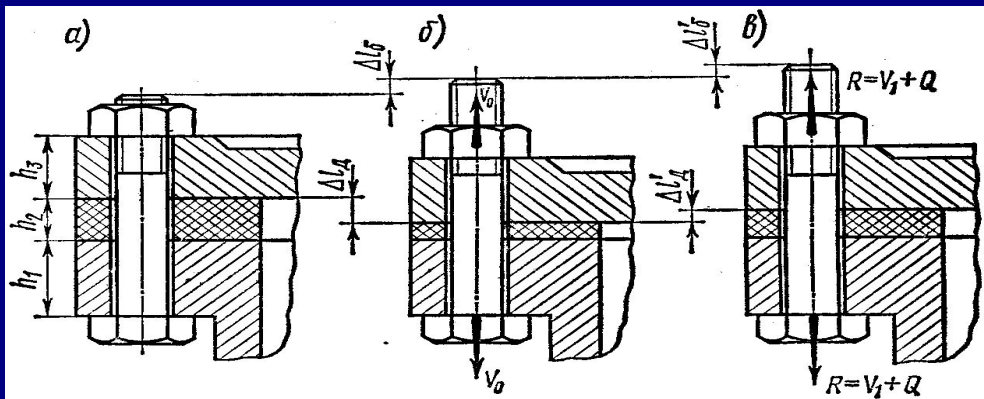
$$V_1 = V_0 - Q \beta_\delta / (\beta_\sigma + \beta_\delta).$$

Полное усилие, растягивающее болт, $R = V_1 + Q = V_0 - Q \beta_\delta / (\beta_\sigma + \beta_\delta) + Q = V_0 + Q \beta_\sigma / (\beta_\sigma + \beta_\delta)$.

Величина $\beta_\sigma / (\beta_\sigma + \beta_\delta) = \chi$ называется *коэффициентом внешней нагрузки*. Следовательно, полное усилие

$$R = V_0 + \chi Q. \quad (в).$$

В большинстве случаев расчет коэффициентов податливости β_σ и β_δ связан с большими трудностями. Опыт расчетов и эксплуатации конструкций показывает, что коэффициент χ обычно небольшой.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

32

При *приближенных расчетах* принимают:

для соединений стальных и чугунных деталей, без упругих прокладок $\chi=0,2\dots 0,3$;

для соединений стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, резина и др.) $\chi=0,4\dots 0,5$.

При уточненных расчетах определяют значения $\beta_{\text{б}}$ и $\beta_{\text{д}}$, а затем χ .

При определении $\beta_{\text{д}}$ пользуются методом, по которому предполагается, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубь соединяемых деталей по конусу (рис. 3.38), образующие которого наклонены под углом α . Рекомендуется принимать $\text{tg } \alpha = 0,5$. Наружный диаметр меньшего основания конуса равен диаметру D_1 кольцевой опорной поверхности гайки, головки болта, пружинной шайбы и др.

Для упрощения расчетов конус заменяют полым цилиндром, наружный диаметр D которого равен среднему диаметру конуса. В простейшем случае для соединения, показанного на рис. 3.38, а, при болте постоянного сечения и однородных деталях

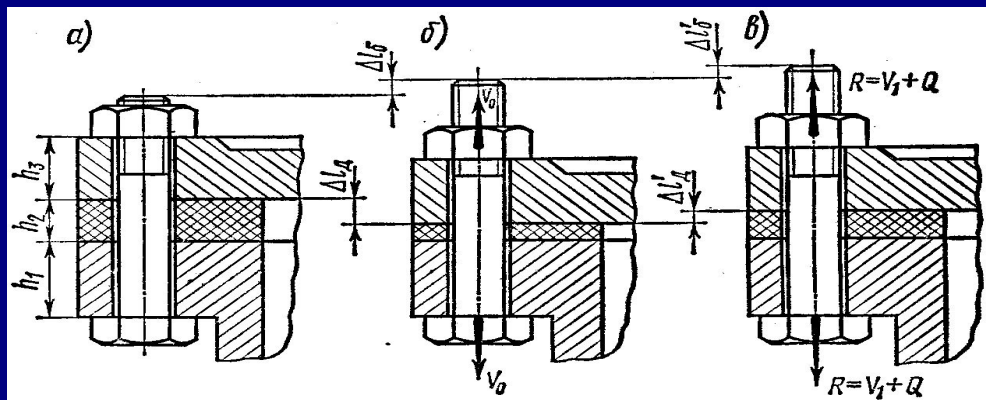
$$\beta_{\text{б}} = l_{\text{б}} / (E_{\text{б}} \cdot F_{\text{б}}) \text{ и } \beta_{\text{д}} = h_{\text{д}} / (E_{\text{д}} \cdot F_{\text{д}}), \quad (3.18)$$

где $l_{\text{б}}$ — длина деформируемой части стержня болта;

$h_{\text{д}}$ — суммарная толщина деталей; $h_{\text{д}} \approx l_{\text{б}}$;

$E_{\text{б}}$ и $E_{\text{д}}$ — модули продольной упругости материалов;

$F_{\text{б}}$ и $F_{\text{д}}$ — площади сечения болта и деталей.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Для соединения, изображенного на рис. 3.38, а. $F_d = \pi (D_2 - d_0^2)$ и $D = D_1 + 0,5h_d \tan \alpha$.

Формула $R = V_0 + \chi Q$ справедлива, пока остаточная сила предварительной затяжки соединяемых деталей V_1 (рис. 3.37 в) не упадет до нуля, в противном случае начнется раскрытие стыка деталей и, следовательно, плотность соединения нарушится.

Минимальную силу предварительной затяжки болта V_{0min} , обеспечивающую нераскрытие стыка деталей, определяют по предельному случаю при $V_1 = 0$ по формуле (б): $0 = V_{0min} - Q \beta_b / (\beta_b + \beta_d)$, но $\beta_b / (\beta_b + \beta_d) = 1 - \beta_d / (\beta_b + \beta_d) = 1 - \chi$, следовательно, $V_{0min} = (1 - \chi)Q$.

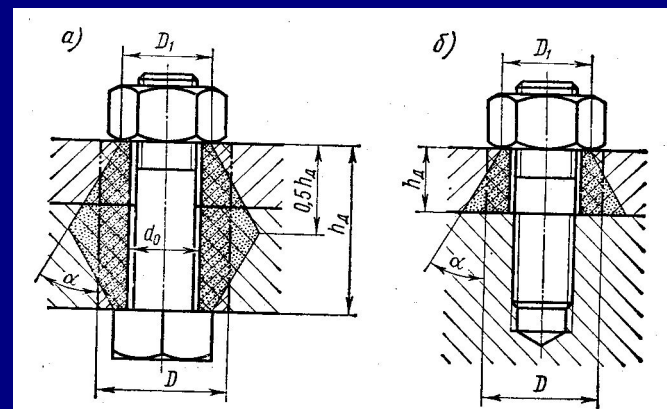
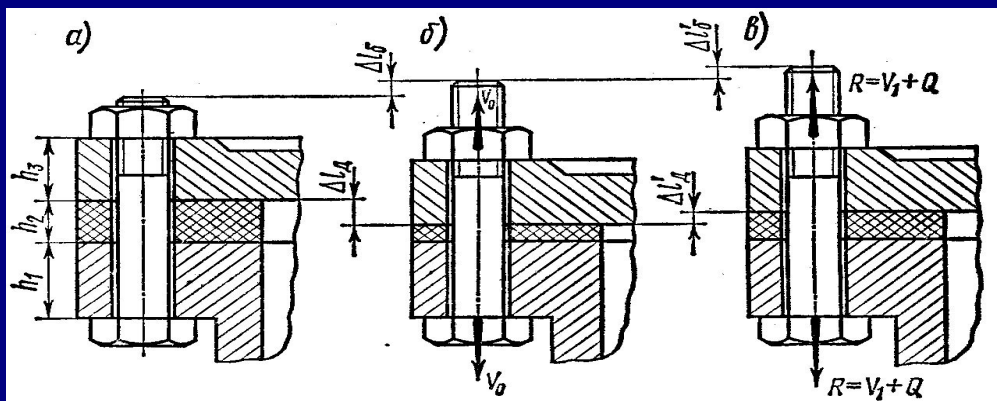
Практически предварительная затяжка болта V_0 должна быть больше V_{0min} . Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей принимают $V_0 = K_{зат} (1 - \chi) Q$, (г)

где $K_{зат}$ — коэффициент запаса предварительной затяжки; при постоянной нагрузке $K_{зат} = 1,25 \dots 2$; при переменной нагрузке $K_{зат} = 2 \dots 4$.

Заменив в выражении (в) значение V_0 по зависимости (г), получим окончательно формулу для определения полного усилия R , действующего на затянутый болт, после приложения внешней нагрузки Q :

$$R = K_{зат}(1 - \chi)Q + \chi Q = [K_{зат}(1 - \chi) + \chi]Q.$$

При расчете болта на прочность необходимо учесть влияние крутящего момента при затяжке. При этом возможны два варианта:



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Вариант I. Болт затянут предварительно, до приложения внешней нагрузки. Дополнительная затяжка болта под нагрузкой отсутствует.

В этом случае расчетное усилие болта с учетом влияния кручения болта при затяжке

$$Q_{расч.} = 1,3V_0 + \chi Q = [1,3K_{зат}(1 - \chi) + \chi] Q. \quad (3.19)$$

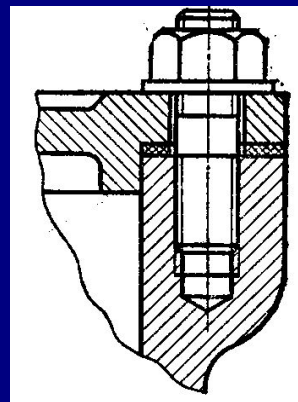
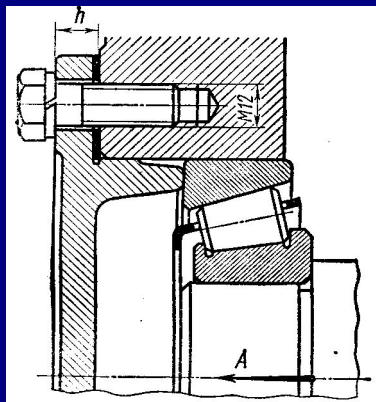
Внутренний диаметр резьбы болта определяют по формуле $d_1 = \sqrt{\frac{4Q_{расч.}}{\pi[\sigma]_p}}$ (3.12). Допускаемое напряжение на растяжение болта подсчитывают по формуле $[\sigma]_p = \sigma_T / [n]_T$, при этом допускаемый коэффициент запаса прочности $[n]_T$ принимают по табл. 3.3.

Вариант II. Болт затянут предварительно, до приложения внешней нагрузки. Возможна дополнительная затяжка болта при действии полной внешней нагрузки.

В этом случае расчетное усилие болта с учетом влияния кручения при дополнительной затяжке

$$Q_{расч.} = 1,3 R = 1,3 [K_{зат}(1 - \chi) + \chi] Q. \quad (3.20)$$

Внутренний диаметр резьбы находят по формуле (3.12). Допускаемое напряжение на растяжение болта определяют по формуле $[\sigma]_p = \sigma_T / [n]_T$, принимая допускаемый коэффициент запаса прочности $[n]_T$ по табл. 3.3.



РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Случай 5. Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено нецентральной растягивающей силой Q.

В этом соединении применяют болты с костыльной головкой (рис. 3.41,а). Расчет соединения ведется по расчетной силе $Q_{расч}$, которая определяется по тем же формулам (3,19) или (3.20).

Силу $Q_{расч}$ приводят к паре сил ($Q_{расч}$, $Q'_{расч}$) и силе $Q'_{расч}$ (рис, 3,41, б).

Напряжения растяжения от силы $Q'_{расч} = Q_{расч}$ $\sigma_p = 4 Q_{расч} / (\pi \cdot d_1^2)$.

Напряжения изгиба от пары сил ($Q'_{расч}$ и $Q_{расч}$) при эксцентриситете головки e

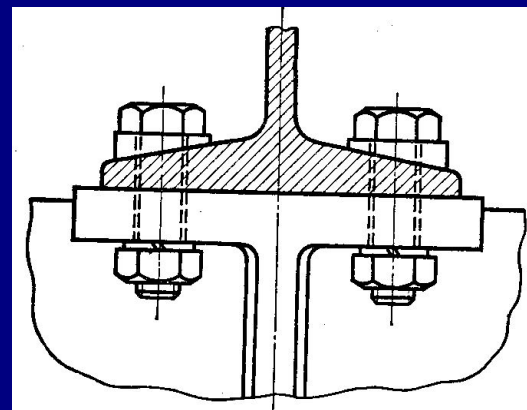
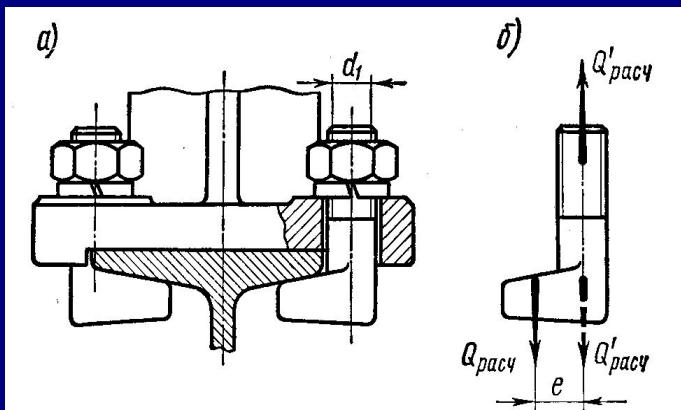
$$\sigma_{и\ max} = \pm M_i / W = \pm 32 \cdot Q_{расч} \cdot e / (\pi \cdot d_1^3)$$

Наибольшее суммарное напряжение в болте $\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_{и\ max} = \frac{4Q_{расч}}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{32Q_{расч}e}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{4Q_{расч}}{\pi \cdot d_1^2} (1 + \frac{8e}{d_1})$

Для определения диаметра резьбы болта задаются величиной эксцентриситета e . Так, например, при $e = 0,54$, внутренний диаметр резьбы болта

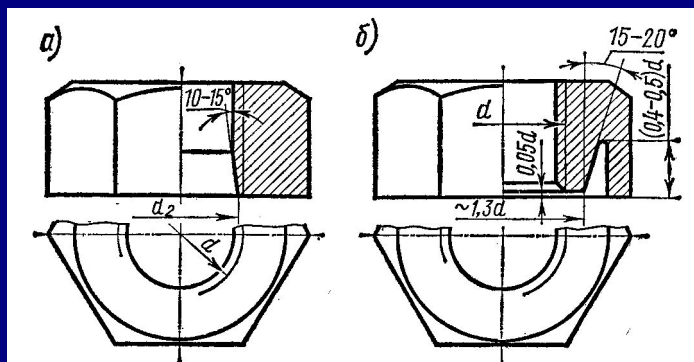
$$d_1 \geq 2,24 \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

В данном случае диаметр d , в 2,24 раза больше, чем для болта с нормальной головкой. По этой причине болты с эксцентричной (костыльной) головкой применяются редко.



Осевая нагрузка по виткам резьбы гайки распределяется неравномерно из-за неблагоприятного сочетания деформаций винта и гайки (витки в наиболее растянутой части винта взаимодействуют с витками наиболее сжатой части гайки). Статически неопределимая задача о распределении нагрузки по виткам прямоугольной резьбы гайки с 10 витками была решена проф. Н. Е. Жуковским в 1902 г.

В дальнейшем это решение подтвердилось многочисленными экспериментальными исследованиями. Установлено, что в стандартной крепежной гайке с шестью витками на первый, наиболее нагруженный виток приходится 52% общей осевой нагрузки, на второй — 25%, на третий — 12%, на четвертый — 6%, на пятый — 3% и на шестой — 2%. По этой причине число витков в гайке не должно превышать десяти ($z \leq 10$), так как одиннадцатый виток совсем не нагружается. Для выравнивания нагрузки в резьбе применяют специальные гайки (рис. 3.43), которые повышают динамическую прочность соединений до 30%.



Конструкция гаек для выравнивания усилий по виткам резьбы:
а - гайка с поднутрением; б - гайка с конической выточкой