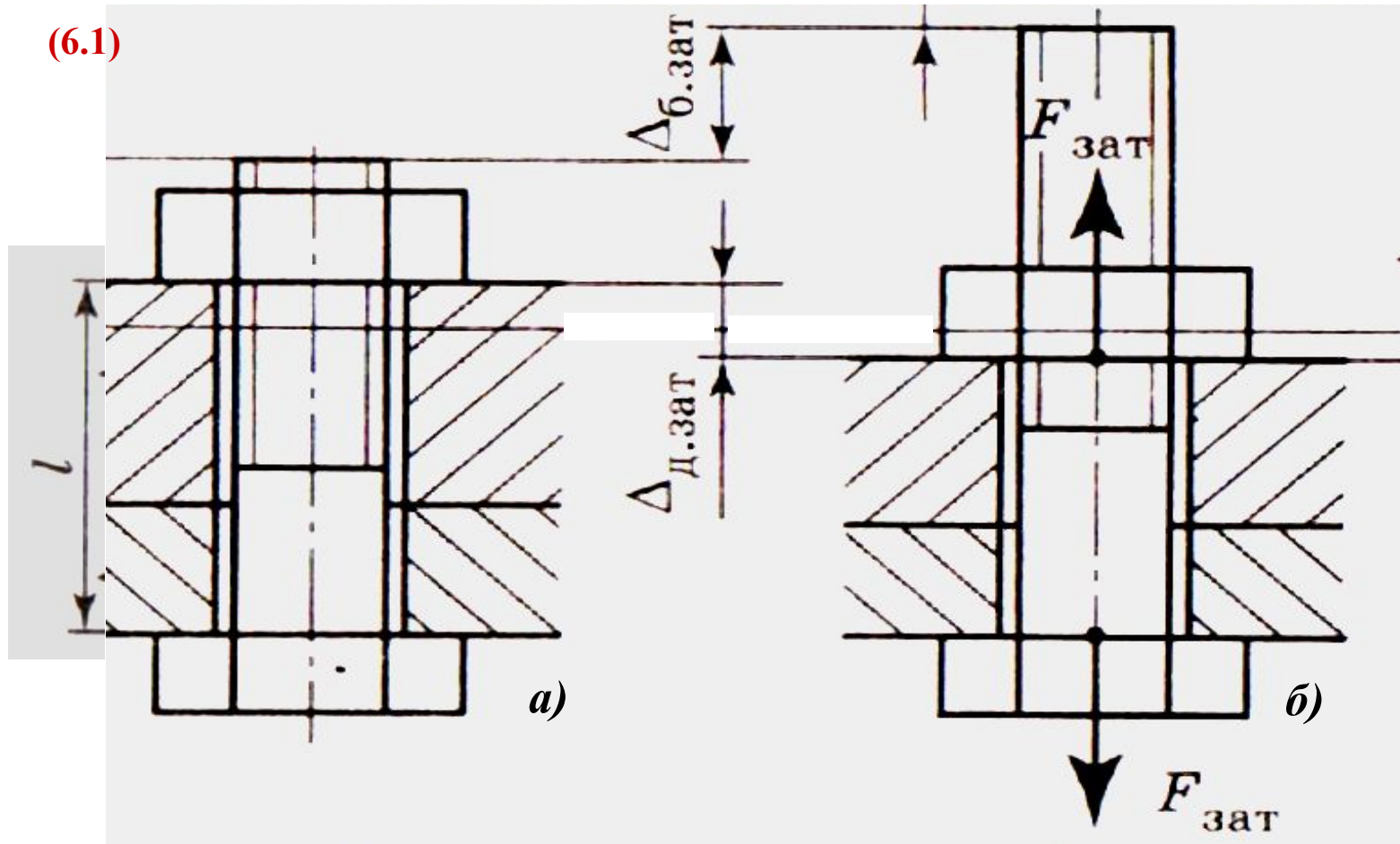


Ш. Предварительно натянутый болт дополнительно нагружен внешней осевой растягивающей силой;

При затяжке соединяемых деталей силой $F_{\text{зат}}$ они деформируются на определенную величину $\Delta_{\text{д. зат}}$ (а, б), и их упругая реакция вызывает удлинение винта на величину $\Delta_{\text{в. зат}}$, причем $\Delta_{\text{д. зат}} = F_{\text{зат}} \lambda_{\text{д}}$ и $\Delta_{\text{в. зат}} = F_{\text{зат}} \lambda_{\text{в}}$, где $\lambda_{\text{д}}$ и $\lambda_{\text{в}}$ – податливость деталей и винта (отношение деформации к усилию), равная их деформации под нагрузкой в 1 н;

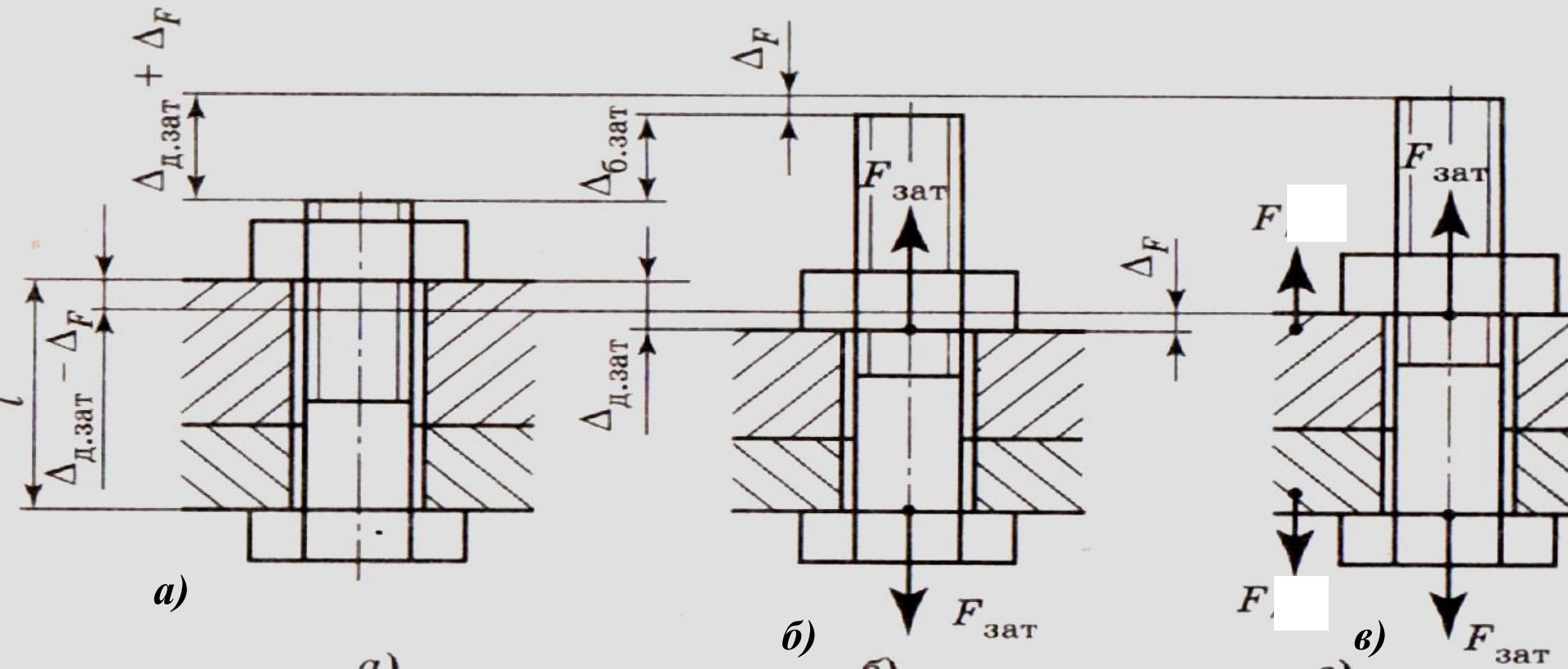
$$\lambda = l (E \cdot A), \quad (6.1)$$

где l – длина деформируемой части детали в направлении действия нагрузки; A – площадь сечения; E – модуль упругости материала.



После приложения к затянутому соединению внешней силы F винт дополнительно растягивается на величину Δ_F (б, в), а деформация сжатия соединяемых деталей уменьшается на ту же величину. Результирующая деформация винта $\Delta_{\text{в}} = \Delta_{\text{в. зат}} + \Delta_F$, а деталей $\Delta_{\text{д}} = \Delta_{\text{д. зат}} - \Delta_F$. При этом только часть внешней силы F нагружает винт, а другая — идет на разгрузку стыка. Пусть дополнительная нагрузка на винт χF , тогда результирующая нагрузка на него

$$F_{\text{в}} = F_{\text{зат}} + \chi F. \quad (6.2)$$



Поскольку деформации винта и деталей под действием внешней силы равны, то $\Delta_F = \chi F \lambda_v = (1 - \chi) F \lambda_d$, откуда

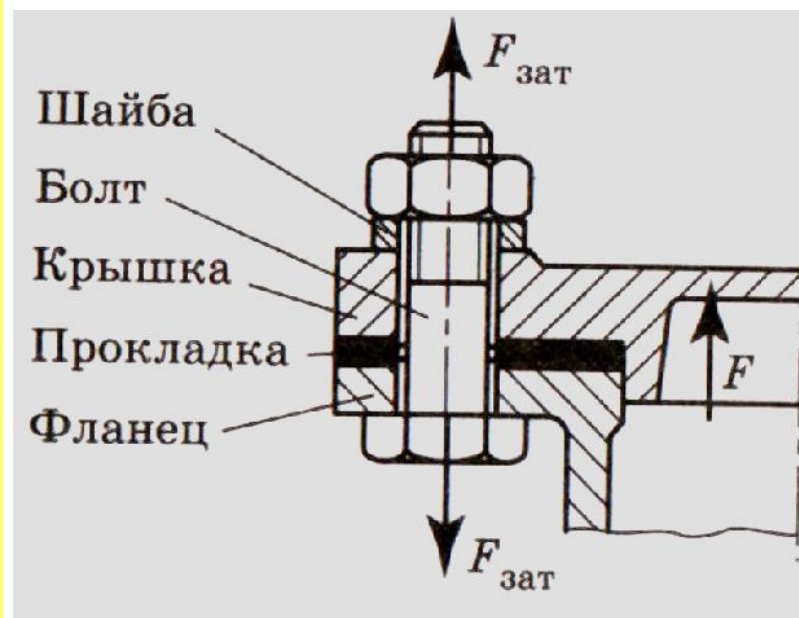
$$\chi = \lambda_d / (\lambda_v + \lambda_d). \quad (6.3)$$

Коэффициент основной нагрузки χ показывает, какая часть внешней силы приходится на винт, обычно $\chi = 0,2 \dots 0,4$.

В общем случае все элементы соединения можно разделить на две системы: систему винта и систему корпуса.

Система винта – элементы, (болт, шайба, винт) сумма абсолютных деформаций которых под действием внешней нагрузки F возрастает;

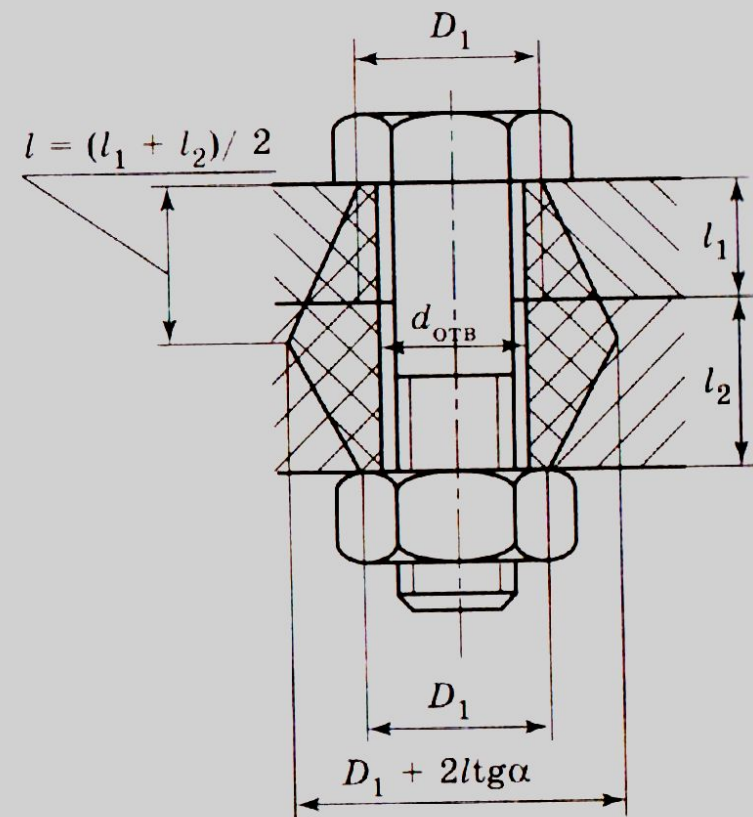
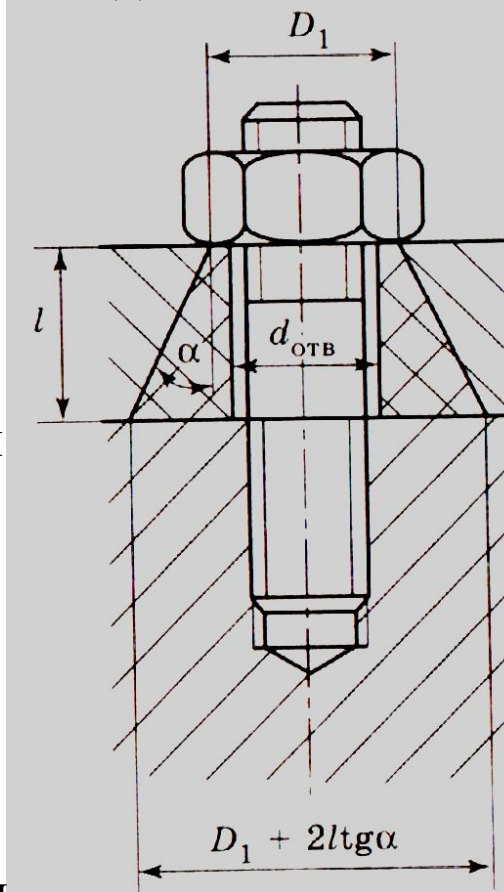
Систему корпуса, куда входят соединяемые детали, (фланцы, крышки, прокладки), сумма абсолютных деформаций которых под действием внешней нагрузки уменьшается.



Тогда $\chi = \Sigma \lambda_d / (\Sigma \lambda_v + \Sigma \lambda_d), \quad (6.4)$

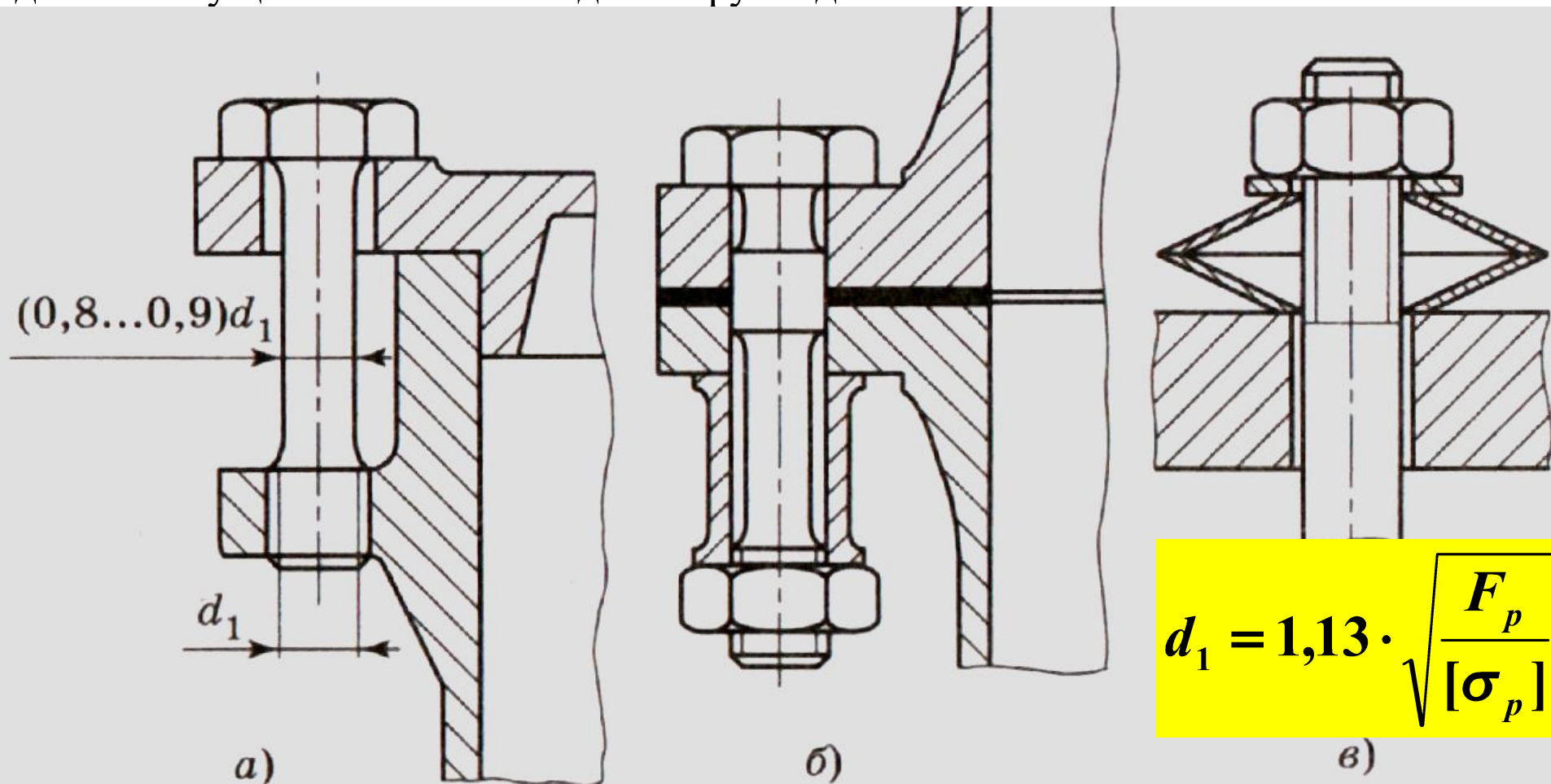
где $\Sigma \lambda_v$ — сумма податливостей отдельных элементов системы винта; $\Sigma \lambda_d$ — сумма податливостей отдельных элементов системы корпуса.

При определении податливостей системы корпуса в расчет принимается только та часть площади поперечного сечения детали, которая участвует в деформации при затяжке соединения. При большой толщине l соединяемых деталей условно считается, что деформацией захватываются участки деталей, имеющие форму полого усеченного конуса в соединениях шпилькой или винтом (а) или двух полых усеченных конусов в соединениях болтом (б). Введение конуса давления означает замену действительных напряжений равномерно распределенными напряжениями в пределах площадей сечения конуса. диаметр малого основания конуса равен диаметру опорной поверхности крепежной детали D_1 , а тангенс угла конуса α принимается равным 0,5. Для упрощения расчетов конус давления заменяется эквивалентным цилиндром с диаметром.



$$D_{\text{экв}} = D_1 + l/2. \quad (6.4)$$

Для увеличения надёжности соединения при заданной прочности стержня винта, необходимо увеличивать податливость элементов системы винта и уменьшать податливость элементов системы корпуса. Для этого применяются упругие винты (болты) (*а*), вводятся в систему винта высокие втулки (*б*), пружинные шайбы и пружины (*в*), уменьшается толщина прокладок. По этой же причине у резьбовых крепежных деталей из высокопрочных материалов ($\sigma_b > 1400$ МПа) отношение длины несущей части винта к диаметру не должно быть меньше пяти.



$$d_1 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}}$$

Предельные случаи в расчёте прочности **предварительно натянутого болта дополнительно нагруженного внешней осевой растягивающей силой;**

1. Податливость винта много больше податливости стягиваемых деталей.

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_v + \lambda_d). \quad (6.3)$$

$$F_v = F_{зат} + \chi F. \quad (6.2)$$

$\chi \rightarrow 0$ Осевая сила винта $F = F_v = F_{зат}$

Усилие на которое нужно рассчитывать прочность болта, $F_p = 1.3 F \quad (6.5)$

2. Податливость винта и стягиваемых деталей равны $\chi \rightarrow 0.5$

$$F_v = F_{зат} + \chi F.$$

$$F_p = (1.3 + 0.5) \cdot F = 1.8 \cdot F \quad (6.6)$$

3. Податливость винта и стягиваемых деталей равны, а болт после нагружения дополнительно затягивается первоначальным усилием

$$F_p = (1.3 \cdot F + 0.5 \cdot 1.3 \cdot F) \approx 2 \cdot F \quad (6.7)$$

4. Податливость винта много меньше податливости стягиваемых деталей (резиновых прокладок).

$$F_p = (1.3 \cdot F + 1 \cdot F) \approx 2.3 \cdot F \quad (6.8)$$

Расчет стержня крепежной детали на прочность при действии нагрузки от затяжки соединения, приложенной параллельно оси эксцентрично.

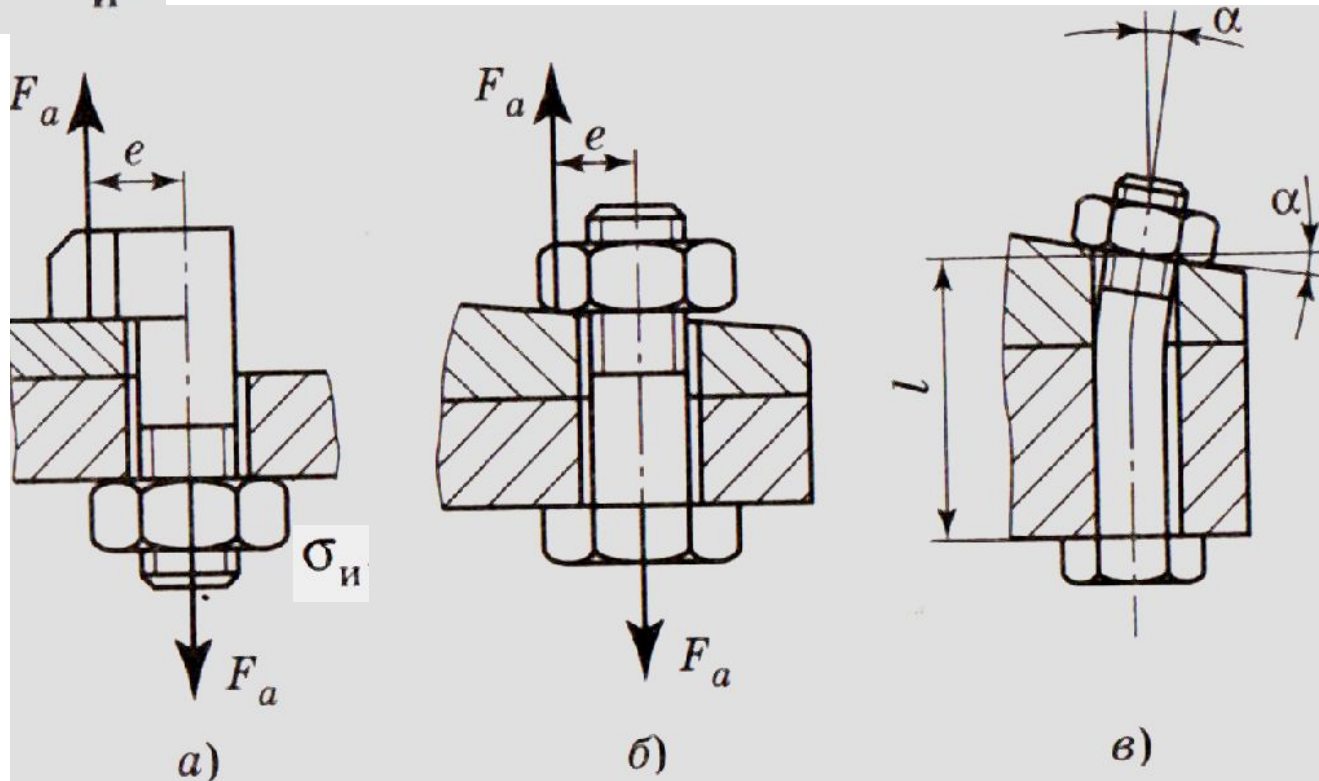
В стержне винта кроме напряжений растяжения возникают дополнительные изгибающие напряжения. Такое нагружение появляется в связи с использованием деталей с эксцентричной головкой (а), при перекосе опорных поверхностей (б, в), при погрешностях изготовления соединяемых деталей, винтов и гаек или из-за их деформации при монтаже и эксплуатации. Тогда суммарное напряжение в стержне

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{экв}} + \sigma_{\text{и}}.$$

$\sigma_{\text{экв}}$ - эквивалентное напряжение растяжения болта, рассчитанное по растягивающим силам формул 6.5÷ 6.8.

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / W_{\text{и}},$$

Отношение изгибающего момента к осевому моменту сопротивления сечения болта.



$$W_{\text{и}} \approx \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$$

(6.9)

Осевой момент сопротивления сечения болта

$$\sigma_{\Sigma} = \left(\frac{F_p}{\pi d_1^2 / 4} \right) + \left(\frac{F_p \cdot e}{\pi d_1^3 / 32} \right) \leq [\sigma_{\rho}]$$

(6.10)

Эквивалентное напряжение в сечении болта

$$d_1 = 1.13 \cdot \sqrt{\left(1 + 8e/d_1\right) \cdot \frac{F_p}{[\sigma_{\rho}]}}$$

(6.11)

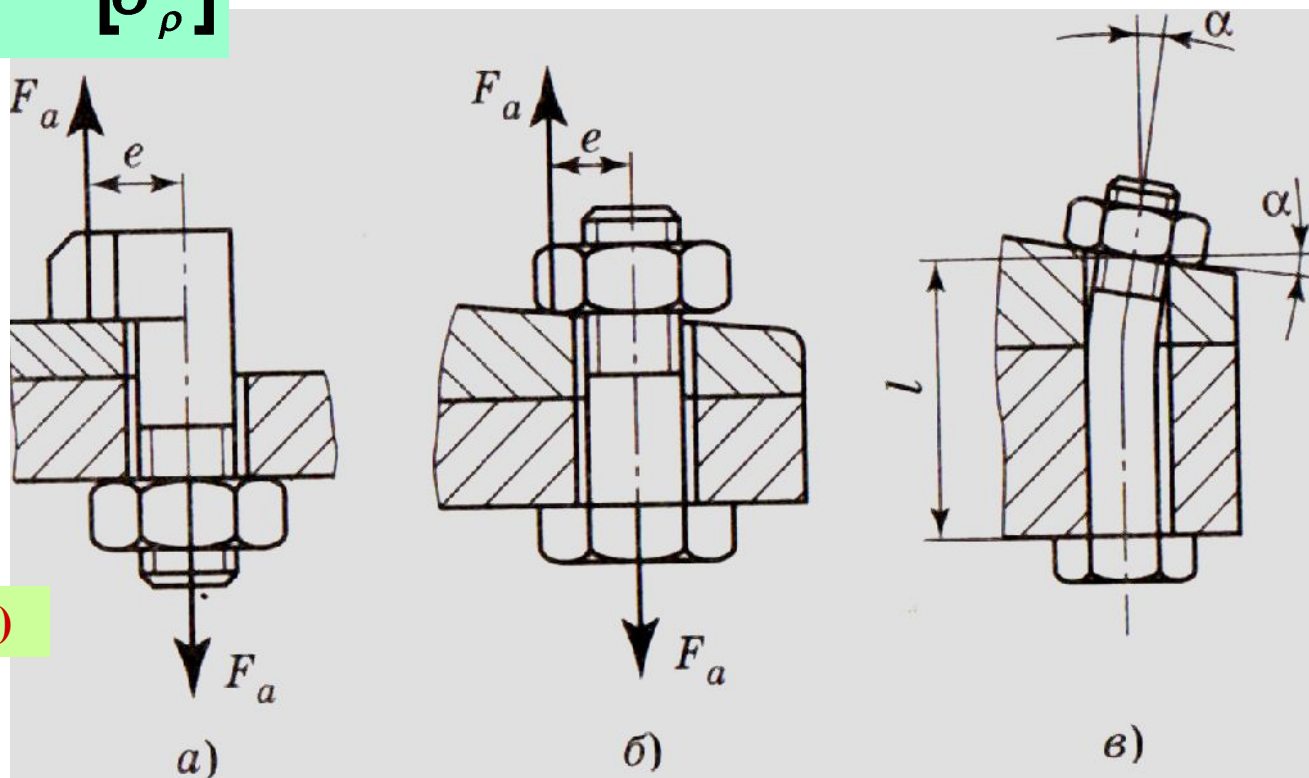
Соотношение для расчёта диаметра стержня болта.

Для варианта в)
изгибающий момент
считается по
соотношениям.

$$M_{\text{и}} = EJ\alpha/l$$

$$J = 0,05d^4$$

(6.12)



Болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой.

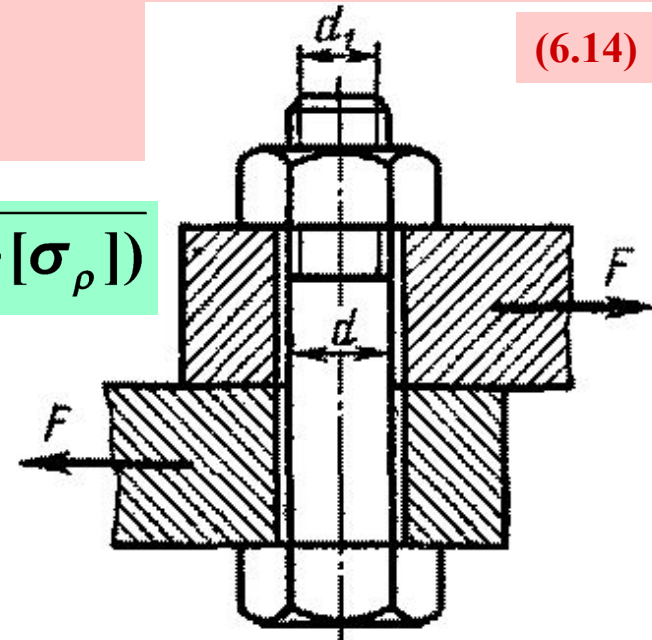
Болт затягивается такой силой затяжки F_3 , чтобы возникающая при этом сила трения F_f на поверхности стыка соединяемых деталей была не меньше внешней сдвигающей поперечной силы F . В результате этого болт работает на растяжение от силы P . Необходимую силу затяжки болта определяют из условия

$$F_f = f \cdot F_3 = F \longrightarrow F_3 = F / f \quad (6.13)$$

где f — коэффициент трения между соединяемыми деталями; для чугунных и стальных деталей $f = 0,15 \div 0,2$. Проектный расчет болта в этом случае производят с учетом 20%-ного запаса от сдвига деталей и с учетом крутящего момента при затяжке болта по формуле

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1.3 \cdot 1.2 \cdot F_3 / (\pi \cdot [\sigma_p])} = \sqrt{6.24 \cdot F / (\pi \cdot f \cdot [\sigma_p])}$$

$$d_1 = 1.4 \cdot \sqrt{F / (f \cdot [\sigma_p])} \quad (6.15)$$



При расчете болтов, нагруженных статическими силами, допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$$

где σ_T — предел текучести материала болта; $[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности; $[s]$ зависит от того, контролируется ли затяжка болта. При неконтролируемой затяжке $[s]$ для болтов малых диаметров принимают бóльшим, а для болтов больших диаметров — меньшим

Запас прочности S

Материал болта	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка	
	Диаметр болта, мм				
	6...16	16...36	30...60	6...16	16...30
Углеродистая сталь	4...3	3...2	2...1,3	10...6,5	6,5
Легированная сталь	5...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5

При изменяющейся по времени нагрузке на болты за счёт «динамической» концентрации напряжений на «слабых» участках болта, разрушение его может наступить при меньших напряжениях. По этой причине болт должен рассчитываться на ещё большие пределы выносливости, чем при статической нагрузке.

Пределы выносливости при симметричном цикле напряжений для стали: при растяжении или сжатии

$$\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_b;$$

для углеродистой стали при изгибе

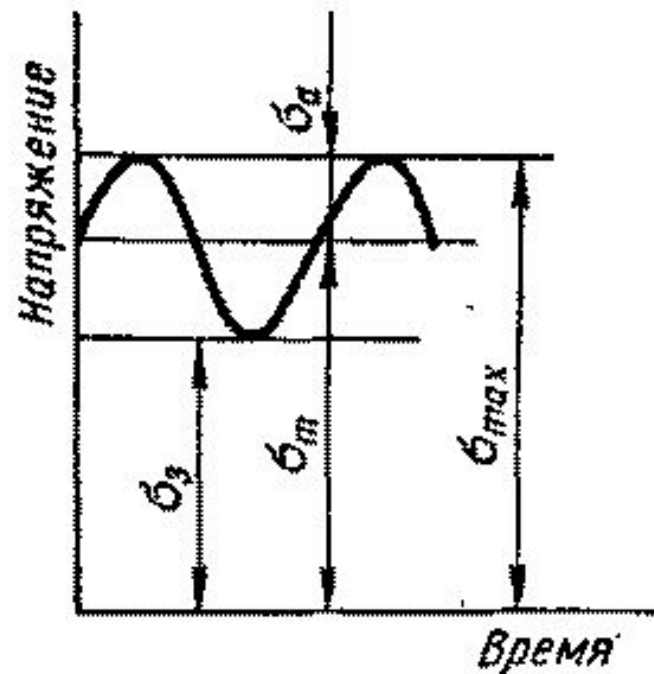
$$\sigma_{-1} = (0,4...0,45)\sigma_b;$$

для легированной стали при изгибе

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_b + 120 \text{ МПа.}$$

при кручении

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_b,$$

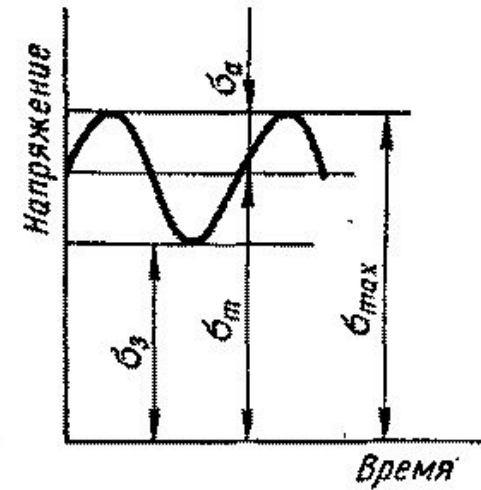


Поскольку концентрация напряжений в стержне болта зависит от его конструкции, вида резьбы, материала и технологии выполнения, запасы прочности тоже будут зависеть от этих параметров.

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$$

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / \left[\left(K_\sigma \cdot \sigma_a / K_d \cdot K_v \right) + \psi_\sigma \cdot \sigma_m \right]$$

$$s_\tau = \tau_{-1} / \left[\left(K_\sigma \cdot \tau_a / K_d \cdot K_v \right) + \psi_\tau \cdot \tau_m \right]$$



В формулах σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости при симметричном цикле напряжений соответственно при растяжении, сжатии, изгибе и кручении; K_σ и K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений; K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор); K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности асимметрии цикла напряжений.

Сборку резьбовых соединений производят при нормальной температуре. Если резьбовое соединение находится в повышенном температурном режиме, то при различных материалах болта и соединяемых деталей, когда температурная деформация болта меньше температурной деформации деталей, резьбовое соединение испытывает дополнительные (температурные) напряжения. Эти напряжения учитывают тем, что в соответствующей расчетной формуле для болта (6.5 -6.8) к силе, по которой рассчитывают болт, прибавляют дополнительную силу F_T , получающуюся в результате температурной деформации болта и соединяемой им деталей.

Дополнительная сила, вызываемая температурной деформацией болта и соединяемых деталей:

$$F_T = (\sum \alpha_i t h_i - \alpha_b t l) / (\lambda_b + \lambda_d).$$

удлинения $\Delta_b = \alpha_b t l$ и $\Delta_d = \sum \alpha_i t h_i$, где Δ_b — удлинение болта; α_b — температурный коэффициент линейного расширения материала болта; l — длина деформируемой части стержня болта; Δ_d — удлинение деталей; α_i — температурный коэффициент линейного расширения материала i -й детали; h_i — толщина этой детали.

Расчет групп болтов

Болты, прикрепляющие одну деталь машины к другой, образуют группу. Различают группы, в которых болты нагружены одинаково и не одинаково. Для группы с одинаковым нагружением болтов сначала определяют внешнюю силу, действующую на болтовое соединение всей группы болтов, а затем внешнюю силу, приходящуюся на один болт, по которой и производят расчет болта по соответствующей формуле.

Так как в целях сокращения номенклатуры изделий в группе с неодинаковым нагружением болтов рекомендуется ставить одинаковые болты, то по соответствующей формуле рассчитывают лишь наиболее нагруженный болт, а остальные болты принимают такими же. Внешнюю силу, приходящуюся на наиболее нагруженный болт группы, определяют в зависимости от расположения болтов и характера нагружения соединения.