

Лекция 3

Расчет на прочность стержня винта (болта) при различном нагружении (при действии внешней нагрузки, действии поперечной силы и под действием изгибающего момента)

План лекции:

1. Расчет на прочность винтового стержня при воздействии поперечной силы.
2. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей.
3. Расчет на прочность винтового стержня (болта) при воздействии эксцентрично приложенной нагрузки.

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

Примером служат болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением p жидкости или газа (рис. 1.23). **Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.** Задача о распределении нагрузки между элементами такого соединения статически неопределима и решается с учетом деформаций этих элементов.

Обозначим: $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки болта;

$F = R/z$ – внешняя нагрузка соединения, приходящаяся на один болт (z – число болтов).

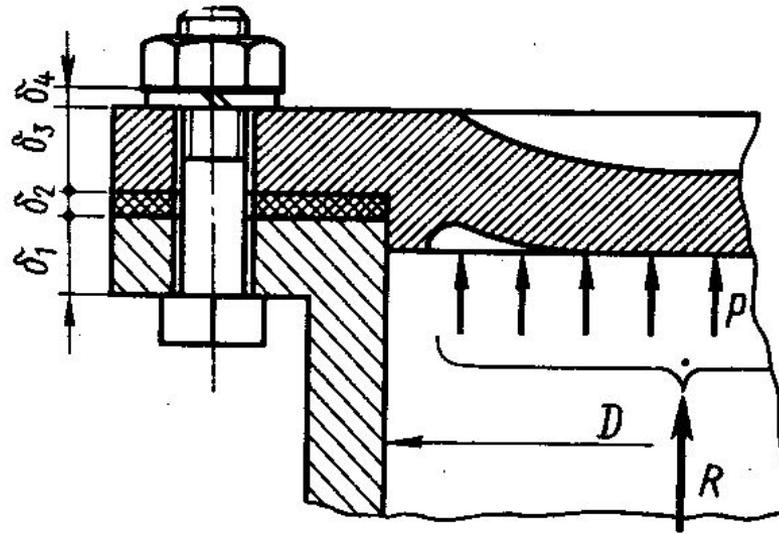


Рис. 1.23

После приложения внешней нагрузки к затянутому соединению болт дополнительно растянется на некоторую **величину Δ** , а деформация сжатия деталей **уменьшится на ту же величину**. Для простоты можно сказать, что только часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт, а другая часть идет на разгрузку стыка.

Для простоты можно сказать, что только часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт, а другая часть идет на разгрузку стыка.

Если обозначим χ **коэффициент внешней нагрузки** (учитывает приращение нагрузки болта в долях от силы F), то дополнительная нагрузка болта равна χF , а уменьшение затяжки стыка – $(1-\chi)F$. Величину коэффициента χ определяют по условию равенства деформаций болта и деталей, возникающих после приложения внешней нагрузки.

$$\Delta = \chi F \lambda_{\sigma} = (1 - \chi) F \lambda_{\text{д}} \quad (1.23)$$

где λ_{σ} – податливость болта, равная его удлинению при единичной нагрузке;

$\lambda_{\text{д}}$ – суммарная податливость соединяемых деталей.

Из равенства (1.23) имеем

$$\chi = \lambda_{Д} / (\lambda_{\sigma} + \lambda_{Д}) \quad (1.24)$$

Далее получим приращение нагрузки на болт

$$F_{\sigma} = \chi F \quad (1.25)$$

расчетную (суммарную) нагрузку болта

$$F_p = F_{зат} + \chi F \quad (1.26)$$

и остаточную затяжку стыка от одного болта

$$F_{ст} = F_{зат} - (1 - \chi)F$$

Анализ полученных решений и выбор затяжки соединений.

1. С увеличением податливости болта $\lambda_{\text{б}}$ и уменьшением податливости деталей $\lambda_{\text{д}}$ уменьшается χ и приращение нагрузки болта $F_{\text{б}}$ [см. формулу (1.25)].

Эту зависимость выгодно используют на практике и особенно при переменной внешней нагрузке F . Например, при изменении внешней нагрузки F от нуля до максимума (рис. 1.24) в суммарной нагрузке болта $F_{\text{р}}$ изменяется только составляющая $F_{\text{б}}$ (по тому же закону, что и F).

Как правило, $\lambda_{\text{д}}$ значительно меньше $\lambda_{\text{б}}$, поэтому $F_{\text{б}}$ значительно меньше F . От переменной составляющей $F_{\text{б}}$ зависит сопротивление болта усталости. Применение упругих болтов (рис. 1.25) является хорошей защитой от усталостного разрушения.

Опасным сечением для прочности стержня является сечение по внутреннему диаметру резьбы d_1 [см. формулу (1.16)]. Учитывая отсутствие концентрации напряжений в не нарезанной части стержня, ее диаметр можно выполнить меньше d_1 (рис. 1.25, а) или просверлить здесь отверстие (рис. 1.25, б). При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

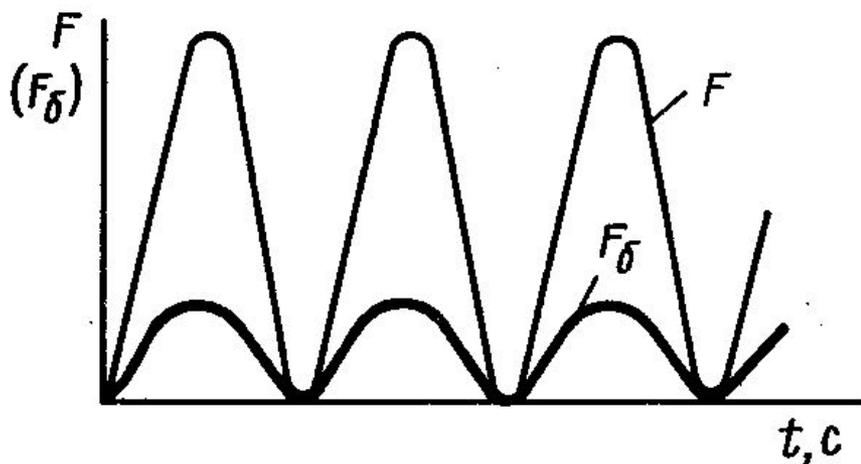


Рис. 1.24

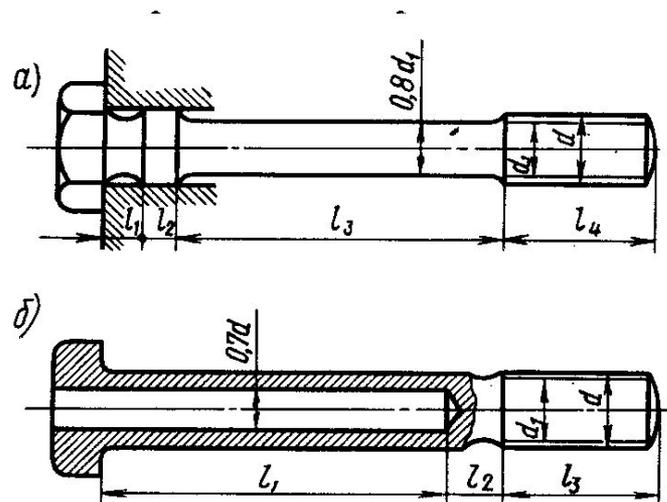


Рис.1.25

Оптимизация конструкции болта здесь выполняется по условию равнопрочности с целью уменьшения его металлоемкости и повышения усталостной прочности.

2. С уменьшением $F_{\text{зат}}$ при постоянной F уменьшается $F_{\text{ст}}$ [см. формулу (1.27)]. При силе $F_{\text{ст}}$ становится равной нулю, в стыке появляется зазор. Образование зазора в стыке недопустимо, так как при этом нарушается плотность соединения, а при переменной нагрузке появляются удары в стыке, от которых соединение быстро разрушается.

Таким, образом, достаточная предварительная затяжка $F_{\text{зат}}$, обеспечивающая нераскрытые стыка деталей, является необходимым условием надежности и герметичности соединения.

Условие нераскрытая стыка: $F_{ст} > 0$.

Практически нераскрытое стыка зависит не только от значения затяжки $F_{зат}$, но и от сохранения ее в эксплуатации. Последнее определяется следующими факторами:

- **качеством обработки поверхностей стыка.** При большей шероховатости поверхности ее неровности постепенно сминаются, что приводит к ослаблению затяжки. Для ответственных соединений поверхности стыка деталей рекомендуют шлифовать;

- **качеством поверхности и точностью резьбы.** Грубая резьба сминается и уменьшает силу затяжки. В ответственных соединениях рекомендуют применять гайки, увеличивающие равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы;
- **качеством прокладок. Упругие прокладки в стыке лучше сохраняют затяжку.** (Отметим, что пружинная шайба (см. рис. 1.23) в этом смысле также выполняет роль упругой прокладки.)

В зависимости от перечисленных факторов, трудно поддающихся учету, а также ввиду опасности раскрытия стыка деталей целесообразно применять высокую затяжку соединений, Особенно при переменных нагрузках. Это положение подтверждается практикой эксплуатации резьбовых соединений. На практике рекомендуют принимать

$$F_{зат} = K_{зат} F \quad (1.28)$$

где $K_{зат}$ – коэффициент затяжки.

По условию нераскрытия стыка [4, 18]:

при постоянной нагрузке $K_{зат} = 1,25 \dots 2$,

при переменной нагрузке $K_{за} = 2,5 \dots 4$.

По условию герметичности:

при мягкой прокладке $K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$, при металлической фасонной прокладке $K_{\text{зат}} = 2 \dots 3,5$, при металлической плоской прокладке $K_{\text{зат}} = 3 \dots 5$.

Выбрав значение $K_{\text{зат}}$ при известных $\lambda_{\text{б}}$, $\lambda_{\text{д}}$ или χ , можно определить $F_{\text{р}}$, $F_{\text{б}}$ и $F_{\text{ст}}$ по формулам (1.26), (1.25) и (1.27).

Определение податливости болта и деталей. В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях (рис. 1.26)

$$\lambda_{\text{б}} = l_{\text{б}} / (E_{\text{б}} A_{\text{б}}) \qquad \lambda_{\text{д}} = l_{\text{д}} / (E_{\text{д}} A_{\text{д}}) \qquad (1.29)$$

где $E_{\text{б}}$ и $E_{\text{д}}$, $A_{\text{б}}$ и $A_{\text{д}}$ – модули упругости материалов и площади сечения болта и деталей; $l_{\text{б}}$ – длина болта, участвующая в деформации; $\delta_{\text{д}}$ – суммарная толщина деталей; приближенно $l_{\text{б}} \approx \delta_{\text{д}}$.

В более сложном случае коэффициенты податливости определяют по сумме податливостей отдельных участков болта (см. рис. 25) и отдельных деталей (см. рис. 1.23):

$$\begin{cases} \lambda_{\text{б}} = \sum_1^n \lambda_{\text{б}i} = \frac{1}{E_{\text{б}}} \left(\frac{l_1}{A_{\text{б}1}} + \frac{l_2}{A_{\text{б}2}} + \dots + \frac{l_n}{A_{\text{б}n}} \right), \\ \lambda_{\text{д}} = \sum_1^n \lambda_{\text{д}i} = \left(\frac{\delta_1}{E_{\text{д}1} A_{\text{д}1}} + \frac{\delta_2}{E_{\text{д}2} A_{\text{д}1}} + \dots + \frac{\delta_n}{E_{\text{д}n} A_{\text{д}n}} \right). \end{cases} \quad (1.30)$$

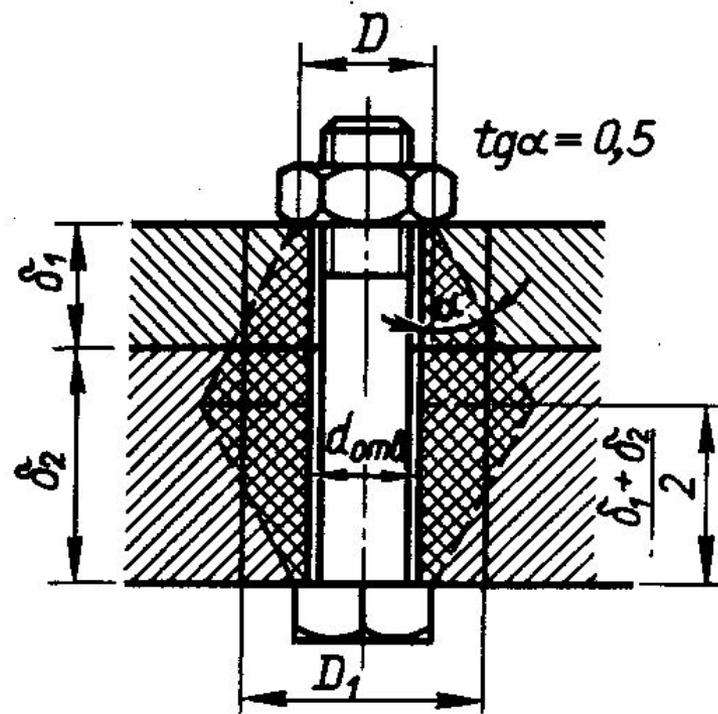


Рис.1.26

В формуле (1.30) под расчетной площадью A_d понимают площадь только той части деталей, которая участвует в деформации от затяжки болта. Условное определение этой площади в простейшем случае изображено на рис. 1.26.

Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубь деталей по конусам с углом $\alpha=30^\circ$, или $\operatorname{tg}\alpha\approx 0,5$. Приравнивая объем этих конусов к объему цилиндра, находят его диаметр:

$$D_1 = D + (\delta_1 + \delta_2)/4 \quad \text{и} \quad A_D = \pi (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)/4$$

Прочность болта при статических нагрузках. При статических нагрузках прочность болта в соединении типа рис. 1.23 оценивают по формуле

$$\sigma = 1,3F_p / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma]$$

Здесь коэффициент 1,3 по-прежнему учитывает напряжения кручения, которые могут возникнуть при затяжке соединения под нагрузкой (как правило, это не рекомендуют).

Эффект эксцентричного нагружения болта

Эксцентричное нагружение болта возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта, например вследствие уклона полки швеллера, погрешностей изготовления деталей, болтов, гаек и т. д. Во всех этих случаях кроме напряжений растяжения в стержне болта появляются напряжения изгиба. Например, для болта на рис. 1.28, а напряжение растяжения в стержне а напряжения изгиба при больших значениях α , не ограничивающих деформацию болта,

$$\sigma_p = F_{зат} / \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 \right),$$

а напряжения изгиба при больших значениях α , не ограничивающих деформацию болта,

$$\sigma_u = F_{\text{зат}} x / (0,1d_1^3)$$

Если принять , то

$$\sigma_u = F_{\text{зат}} / (0,1d_1^2)$$

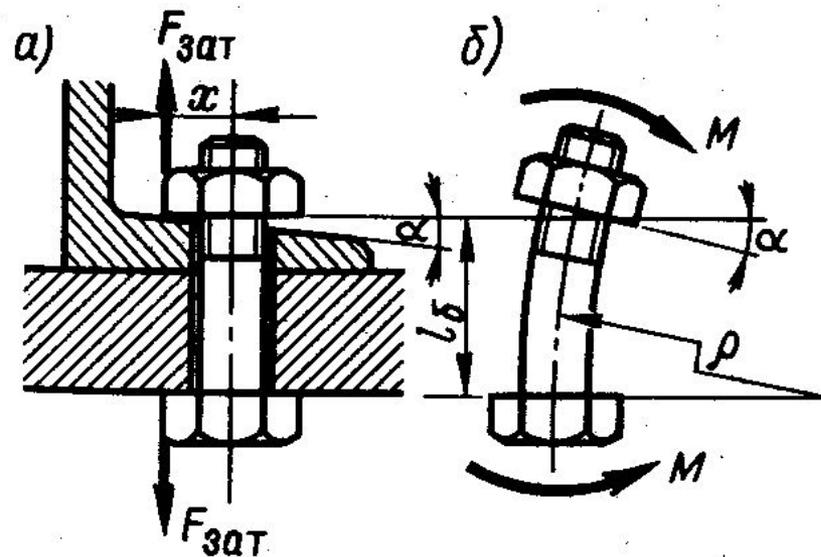


Рис. 1.28

При малых значениях угла α напряжения изгиба определяют с учетом деформации, допускаемой этим углом (рис.1.28, б):

$$\sigma_u = M/W_u \approx Ed\alpha/(2l_\sigma)$$

Здесь $M = EI/p$; $p = l_\sigma/\alpha$; $W_u = I/(d/2)$.

Расчетным напряжением σ_u будет меньшее из двух.

Приняв за расчетное первое напряжение, получим

$$\sigma_u/\sigma_p \approx 7,5$$

Это отношение позволяет отметить, что **эксцентричное нагружение может значительно уменьшать прочность болтов.**

При разработке и изготовлении конструкции соединений необходимо принимать все меры, устраняющие эксцентричное нагружение.

Например, неровные поверхности деталей под гайками и головками болтов нужно планировать, а в случае, изображенном на рис. 1.28, **подкладывать под гайку косую шайбу** и т. п.

Расчет соединений, включающих группу болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее **нагруженного болта**. Затем рассчитываю прочность этого болта по формулам одного из случаев, рассмотренных в § 1.6.

В расчетах, изложенных в настоящем параграфе, приняты следующие допущения:

– поверхности стыка остаются плоскими (недеформируемыми) при всех фазах нагружения, что справедливо только для деталей, обладающих достаточной жесткостью;

– поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии а болты расположены симметрично относительно этих осей;

– все болты соединения одинаковы и равно затянуты.

С некоторым приближением перечисленные условия справедливы для большинства конструкций.

Различают **три характерных** случая расчета соединений, включающих группу болтов.

Равнодействующая нагрузка соединения **перпендикулярна плоскости стыка** и проходит **через его центр тяжести**.

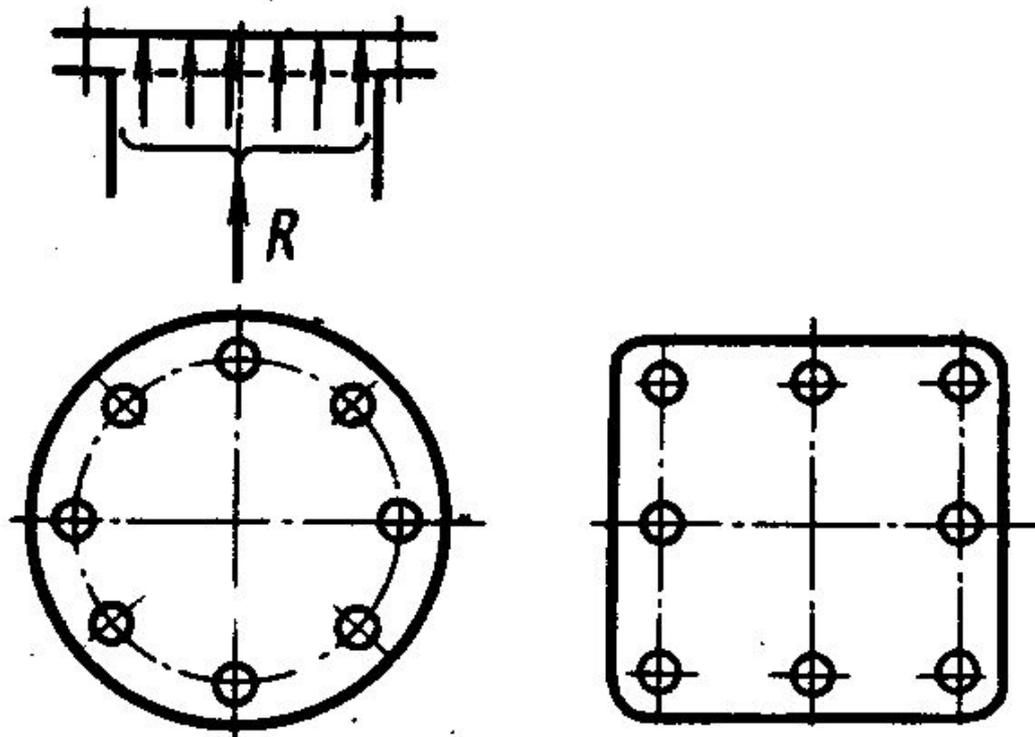


Рис 1.29

Этот случай типичен для болтовых соединений **круглых** и **прямоугольных крышек** (см. рис. 1.23 и 1.29), нагруженных давлением жидкостей или газов.

При этом болтам дают затяжку, обеспечивающую плотность соединения. Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

$$F = R/z,$$

где z — число болтов.

Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке.

Примером служит крепление кронштейна (рис. 1.30). При расчете соединения силу заменяем такой же силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом $T = Rl$.

Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн.

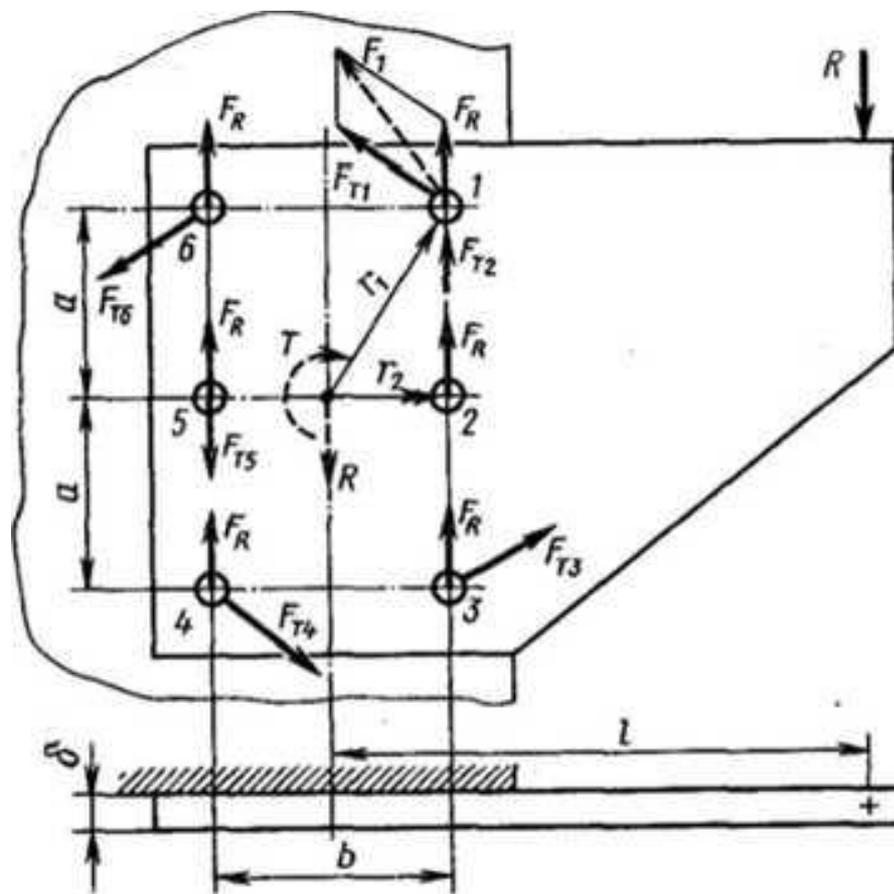


Рис. 1.30

Нагрузка от силы R распределяется по болтам равномерно:

$$F_R = R/z. \quad (1.38)$$

Нагрузка от момента (реакции $F_{T1}, F_{T2}, \dots, F_{Tz}$) распределяется по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна. В свою очередь, деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра который является центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам r_1, r_2, \dots, r_z . По условию равновесия,

где

$$\left. \begin{aligned} T &= F_{T_1} r_1 + F_{T_2} r_2 + \dots + F_{T_z} r_z \\ F_{T_1} / F_{T_2} &= r_1 / r_2; F_{T_z} / F_{T_z} = r_z / r_z \end{aligned} \right\} \quad (1.39)$$

Для примера на рис. 1.30

$$T = 4F_{T_1} r_1 + 2F_{T_2} r_2.$$

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме соответствующих сил F_R и F_T (на рис. 1.30 показана нагрузка для первого болта F_1).

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая значения и направление реакций, можно отметить, что для соединения, изображенного на рис. 1.30, наиболее нагруженными болтами являются 1-й

и 3-й (реакций F_R и F_T близки по направлению) или 2-й (F_R и F_T направлены одинаково, но $F_{T_2} \leq F_{T_1}$ T_3).

В конструкции соединения болты могут быть поставлены **без зазора** или **с зазором**.

Соединение будет прочным (детали не сдвигаются), если равнодействующая сил трения под каждым болтом не меньше, чем соответствующая равнодействующая сил F_R и F_T . Так как по условию задачи болты затягивают одинаково, общую затяжку определяют по наиболее нагруженному болту (1-му или 2-му; рис. 1.30).
Необходимая затяжка болтов

$$F_{\text{зат}} = K F_{\text{max}} / f, \quad (1.40)$$

где $K = 1,3...2$ — коэффициент запаса; F_{\max} — сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт, равная, например, F_1 ; f — коэффициент трения в стыке деталей.

Оптимизация конструкции такого соединения может быть выполнена за счет:

- варианта постановки болтов **с зазором** и **без зазора**;
- соотношения размеров a и b расположения болтов;
- количества болтов.

При этом могут быть **два случая**:

– размеры кронштейна заданы или подлежат определению. Во втором случае вначале рассчитывают высоту кронштейна **по напряжениям изгиба**, затем рассчитывают соединение и по нему определяют все другие размеры.

В качестве **второго примера** расчета группы болтов при сдвигающей нагрузке рассмотрим фланцевое соединение валов. В конструкции таких соединений обычно предусматривают центрирующие выступы (рис. 1.31, *а*) или ставят центрирующие шайбы (рис. 1.31, *б*), которые одновременно разгружают соединение от поперечных нагрузок.

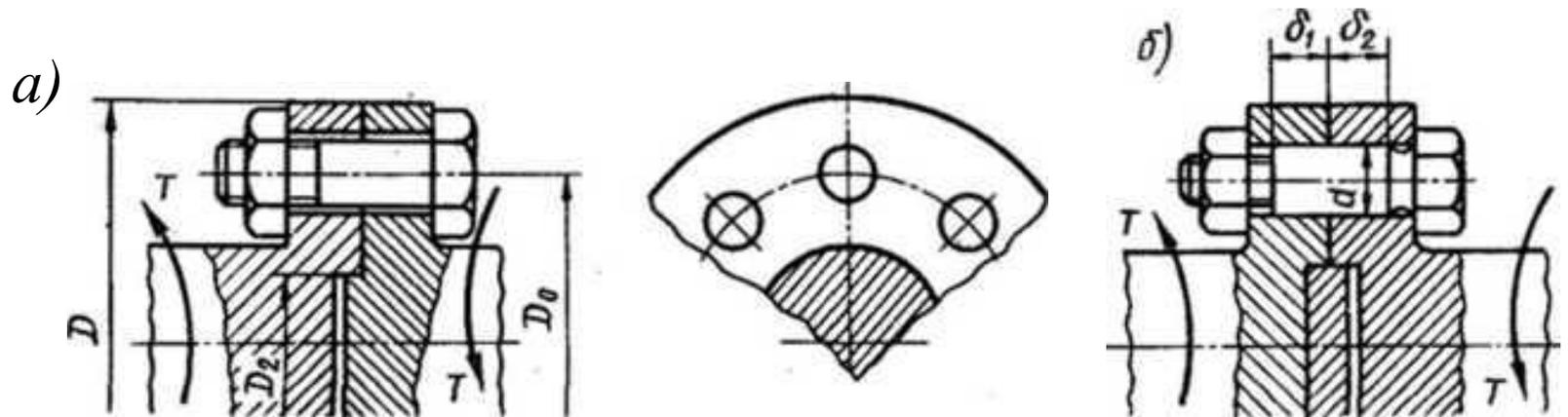


Рис. 1.31

При болтах, поставленных **без зазора**, расчетная нагрузка болта

$$F = 2T/(zD_0) \quad (1.41)$$

При болтах, поставленных **с зазором**, необходимая сила затяжки

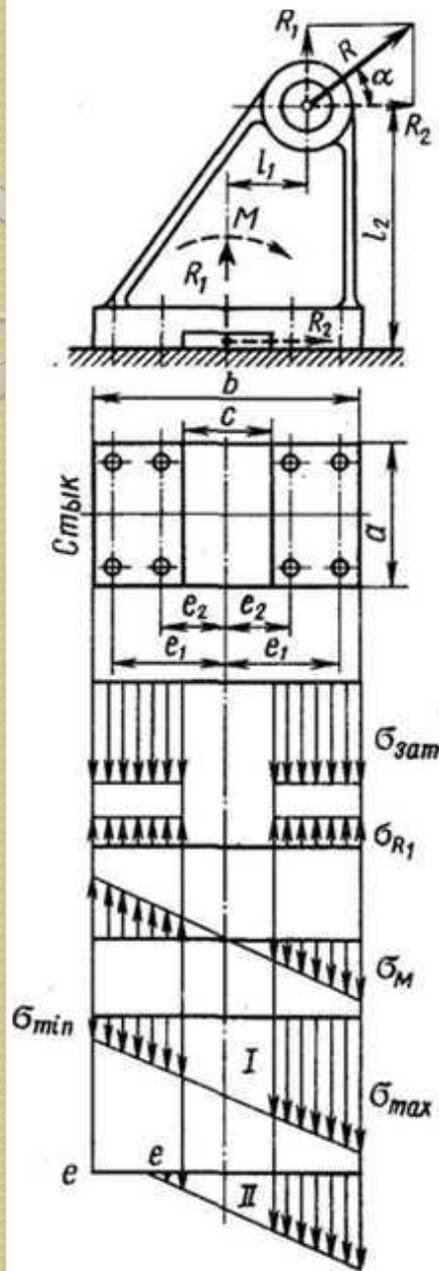
$$F_{\text{зат}} = 2KT/(zD_0 f). \quad (1.42)$$

Нагрузка соединения раскрывает стык деталей

Этот случай часто встречается в практике (крепление всевозможных **кронштейнов, стоек** и т. п.). Метод решения рассмотрим на примере **рис. 1.32**. Раскладываем силу R на составляющие R_1 и R_2 . Действие этих составляющих заменяем действием сил R_1 , и R_2 , приложенных в центре стыка, и действием момента

$$M = R_2 l_2 - R_1 l_1. \quad (1.43)$$

R_1 и M раскрывают стык, а R_2 сдвигает детали. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов с силой $F_{\text{зат}}$.



Расчет по условию нераскрытых стыка. До приложения нагрузки R зат-
яжка образует в стыке напряжения смятия

$$\sigma_{\text{зат}} = F_{\text{зат}} z / A_{\text{ст}} \quad (1.44)$$

которые приближенно считаем равно-
мерно распределенными по стыку. В фор-
муле (1.44) z – число болтов, $A_{\text{СТ}}$ – пло-
щадь стыка. Сила R_1 растягивает болты и
уменьшает $\sigma_{\text{зат}}$ на

$$\sigma_{R_1} = \frac{R_1}{A_{\text{ст}}} (1 - \chi) \approx \frac{R_1}{A_{\text{ст}}}$$

В этой формуле $R(1-\chi)$ – доля внешней
нагрузки, которая идет на разгрузку стыка

На практике в подобных соединениях значение χ мало. Упрощая решение, принимаем $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытая стыка.

Рассматривая условия нераскрытая стыка, считаем осью поворота ось симметрии стыка. При этом напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе. Пренебрегая значением χ , так же как при определении σ_{R1} , приближенно запишем

$$\sigma_M \approx M/W_{ст} \quad (1.46)$$

где $W_{ст}$ – момент сопротивления изгибу, который определяют для площади стыка.

В зависимости от значения затяжки и нагрузки эпюра суммарных напряжений в стыке принимает вид одного из вариантов I или II, показанных на рис. 1.32. Здесь

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_R \pm \sigma_{M_1} + \sigma & - \text{максимальное напряжение в стыке,} \\ \sigma_{\min} &= \sigma_R \pm \sigma_{M_1} - \sigma & - \text{минимальное напряжение в стыке.} \end{aligned} \right\} (1.47)$$

В этих формулах за положительные приняты напряжения затяжки $\sigma_{\text{зат}}$. Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на участке ee , так как напряжения здесь равны нулю, что недопустимо. Вариант I иллюстрирует нераскрытие стыка и рассматривается как расчетный. По условию нераскрытая стыка,

$$\sigma_{\min} > 0,$$

или

$$\sigma > \pm \sigma R_1 + \sigma_M,$$

или

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\pm \sigma_{R1} + \sigma_M). \quad (1.48)$$

Здесь $K \approx 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

По условию (1.48) определяют $\sigma_{\text{зат}}$ и затем из формулы (1.44) находят $F_{\text{зат}}$.

В тех случаях, когда материал основания малопрочен по сравнению с материалом болтов, например бетон или дерево, необходимо проверять условие прочности основания по максимальным напряжениям смятия

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (1.49)$$

Если условие (1.49) не удовлетворяется, обычно изменяют размеры стыка.

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке (выполняют как проверочный). В соединениях, не имеющих разгрузочного устройства от сдвига деталей, сила R_2 уравнивается силами трения в стыке. Детали не сдвигаются, если сила трения в стыке больше R_2 или

$$(F_{\text{зат}} z \pm R_1) f > K' R_2, \quad (1.50)$$

где f — коэффициент трения в стыке; $K' \approx 1,3 \dots 2$ — коэффициент запаса.

Ориентировочно можно принимать: $f \approx 0,3 \dots 0,35$ — сталь (чугун) по бетону, $f \approx 0,25$ — сталь (чугун) по дереву; $f \approx 0,15 \dots 0,20$ — сталь по чугуну (по стали).

В формуле (1.50) не учитывается действие момента M , так как момент не сдвигает детали и не изменяет суммарного значения сил трения в стыке.

Если условие (1.50) не выполняется, то это значит, что условие (1.48) нераскрытая стыка не является решающим для данного соединения и затяжку следует определять по условию (1.50) несдвигаемости деталей

$$F_{зам} = (K'R_2 \boxtimes R_1 f) / (zf) \quad (1.51)$$

или ставить болты без зазора.

Клеммовые соединения. Конструкция и применение

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д. Один из примеров клеммового соединения (закрепление рычага на валу) изображен на **рис. 5.1**.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: **а) со ступицей, имеющей прорезь (рис. 5.1, а); б) с разъемной ступицей (рис. 5.1, б)**. Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других расположенных на валу деталей.

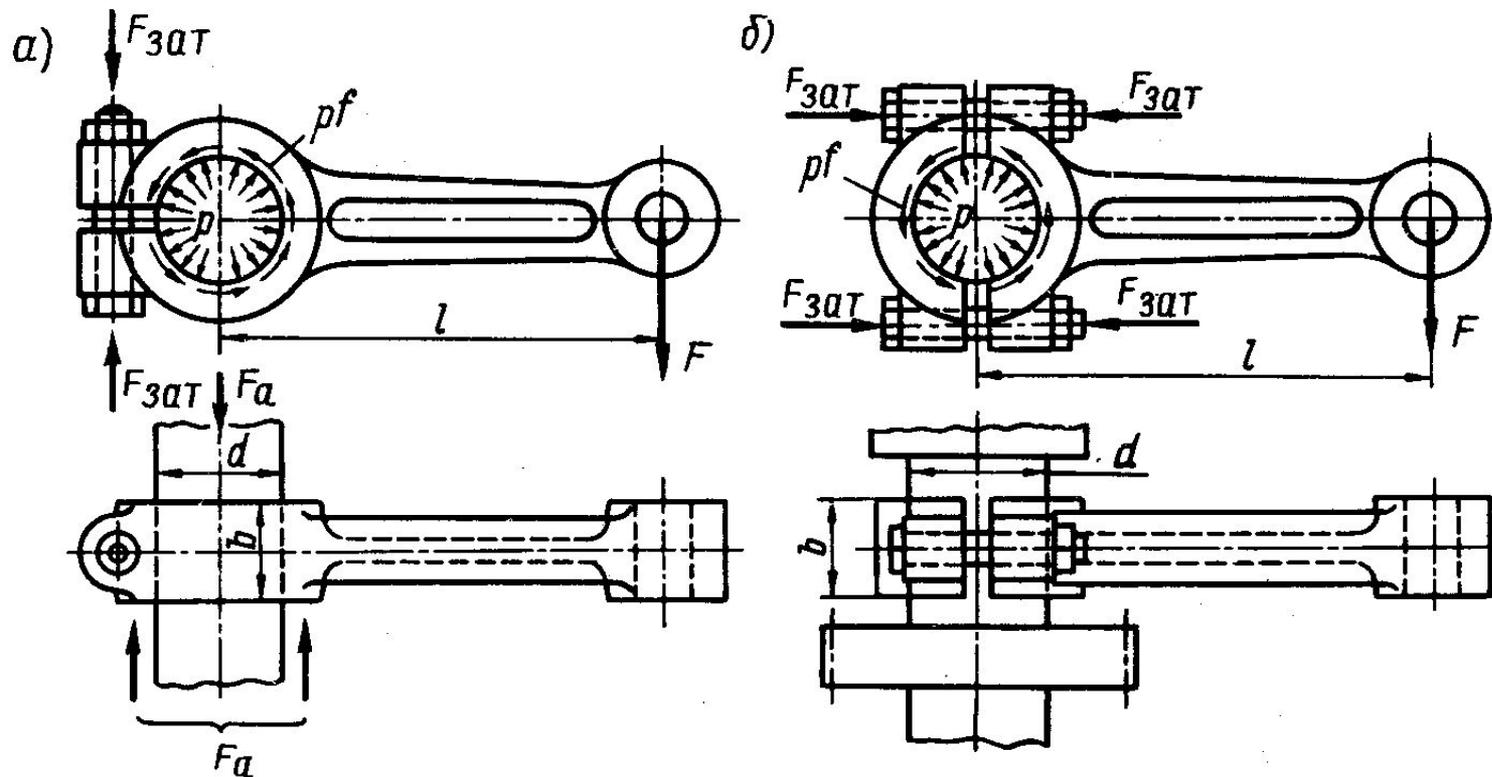


Рис. 5.1

При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($T = Fl$), так и осевой силой F_a .

Ранее отмечалось, что передача нагрузки только силами трения недостаточно надежна. Поэтому не рекомендуют применять клеммовые соединения для передачи больших нагрузок.

Достоинства клеммового соединения: простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. п.).

Расчет на прочность

Первый случай. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором (рис. 5.2, а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие прочности соединения выражается в виде

$$F_t d = F_n f d \geq T, \quad 2F_n f \geq F_a, \quad (5.1)$$

где F_n – реакция в месте контакта; f – коэффициент трения.

По условию равновесия любой половины клеммы,

$$F_n = 2F_{\text{зат}}$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки болтов.

Подставив значение F_n в формулы (5.1), найдем

$$2F_{зат}fd \geq T, \quad 4F_{зат}f \geq F_a.$$

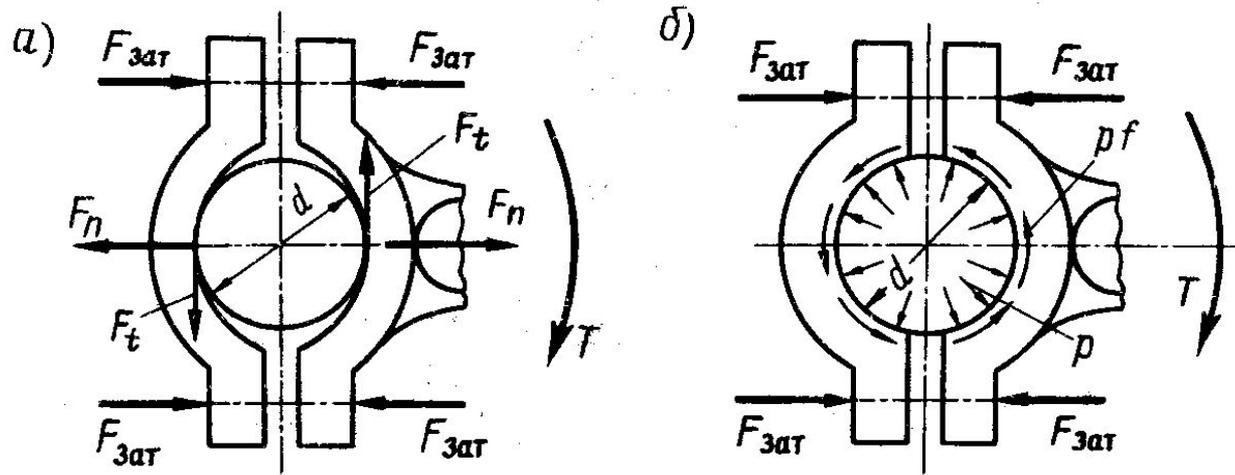


Рис. 5.2

Второй случай. Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю (рис. 5.2, б). В этом случае можно полагать, что давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде

$$pf\pi db \frac{d}{2} \geq T \quad pf\pi db \geq F_a$$

По аналогии с формулой (1.22) и рис. 1.22, рассматривая равновесие полуклеммы, записываем

$$p = 2F_{\text{зат}} / (db)$$

После подстановки и сокращения получаем

$$\pi F_{\text{зат}} fd \geq T, \quad \pi 2F_{\text{зат}} f \geq F_a.$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$ [ср. формулы (5.2) и (5.3)]. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй – наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Следует заметить также, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку типа $H8/h8$. При такой посадке обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров.

Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам

$$2,5F_{зам}fd \geq T, \quad 5F_{зам}f \geq F_a. \quad (5.4)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны среднему значению коэффициентов в формулах (5.2) и (5.3).

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов (см. рис. 5.1) принято выполнять по тем же формулам (5.4). При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага. Действительно, если верхний болт в конструкции по рис. 5.1, б приварить к деталям, то условия работы клеммы и нижнего болта не изменятся, а конструкция станет подобна конструкции, изображенной на рис. 5.1, а.

Для определения потребной силы затяжки болтов преобразуем формулы (5.4) к виду

$$F_{зат} = KT / (2,5zfd), \quad F_{зат} = KF_a / (5zf). \quad (5.5)$$

При совместном действии T и F_a сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой F_a и окружной сил. Для такого случая

$$F_{зат} = K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} / (5zf).$$

При найденной $F_{зат}$ расчет болтов на прочность выполняют по формуле (1.19).

В формулах (5.5) и (5.6) z – число болтов, расположенных с одной стороны вала, $K = 1,3 \dots 1,8$ – коэффициент запаса.

Коэффициент трения для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки, можно выбирать в пределах $f \approx 0,15 \dots 0,18$.