

Расчет резьбового соединения на прочность при осевом и поперечном статическом нагружении

Замечено, что выход из строя болтов, винтов, шпилек и т. п. обычно происходит вследствие разрыва (или вытяжки) их стержня (рис. 47) по резьбе или переходному сечению у головки. Вследствие разрушения или повреждений резьбы резьбовые изделия выбывают из строя реже.



Рис. 47. Деформация болта при работе

Для обеспечения прочности резьбовых соединений для болта определяют диаметр d_s в его опасном сечении (в дальнейшем для краткости под словом «болт» будем подразумевать и другие резьбовые изделия: винты, шпильки, стержни с резьбой и т. п.). Затем определяют его остальные размеры. Размеры болта, гайки, шайбы принимают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам.

Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой

Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза. Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. На рис. 48 показан пример такого резьбового соединения. Стержень крюка работает только на растяжение. Резьбовое соединение, рассматриваемое в данном случае, называют ненапряженным. Такие соединения способны воспринимать только статическую нагрузку. Опасным будет сечение, ослабленное резьбой. Статическая прочность стержня с резьбой выше (в среднем на 10%), чем гладкого стержня с диаметром, равным внутреннему диаметру d_1 .

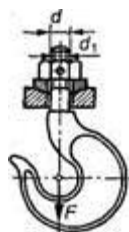


Рис.48. Грузовой крюк с обоймой

Проверочный расчет ненапряженного болтового соединения. Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (9)$$

где σ_p и $[\sigma]_p$ — соответственно расчетное и допускаемое напряжения растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта; F — растягивающая сила; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта.

Проектировочный расчет ненапряженного болтового соединения сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 , из условия прочности (9):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}, \quad (10)$$

где $[\sigma]_p = \sigma_T / [s]_T$ — допускаемое напряжение на растяжение; σ_T — предел текучести материала болта; $[s]_T$ — допускаемый коэффициент запаса прочности. Для болтов из углеродистой стали принимают $[s]_T = 1,5 \div 3,0$. Большие значения коэффициента запаса $[s]_T$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки F или для конструкций повышенной ответственности.

Расчет затянутого болта, ненагруженного внешней осевой силой

Болт испытывает растяжение и кручение только от затяжки. Требуемую силу затяжки болта определяют в зависимости от характера нагружения резьбового соединения. В машиностроении такие болтовые соединения встречаются в клеммовых соединениях (рис.49), в креплениях люков, крышек и т. п. В таких соединениях стержень болта растягивается силой затяжки F_3

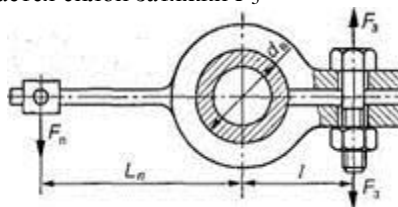


Рис. 49. Клеммовое соединение

Проверочный расчет производят по σ_3 — эквивалентному (приведенному) напряжению для опасной точки.

Условие прочности

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_p. \quad (11)$$

Эквивалентное напряжение определяем по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_3}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_k}{\pi d_1^3}\right)^2}. \quad (12)$$

Для резьбы

$$\sigma_3 \approx 1,3\sigma_p, \quad (13)$$

$$\sigma_3 = \frac{4K_3 F_3}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (14)$$

где σ_p — напряжение растяжения в опасном сечении болта; $\tau_{кр}$ — наибольшее напряжение кручения; d_1 — внутренний диаметр резьбы; $K_3 \approx 1,3$ — коэффициент затяжки, учитывающий скручивание стержня болта.

Проектировочный расчет

С учетом формул (13) и (14) внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4K_3 F_3}{\pi[\sigma]_p}} = 1,3 \sqrt{\frac{F_3}{[\sigma]_p}}, \quad (15)$$

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для болта.

Практикой установлено, что болты с резьбой, меньше М10, можно повредить при недостаточно квалифицированной затяжке. Поэтому в силовых соединениях не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых производствах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент, больше установленного.

Расчет затянутого и дополнительно нагруженного внешней осевой силой болта

Этот случай является весьма распространенным (фланцевые, фундаментные и тому подобные болтовые соединения). Для большинства резьбовых изделий требуется предварительная затяжка болтов, обеспечивающая плотность и герметичность соединения и отсутствие взаимных смещений деталей стыка. После предварительной затяжки под действием силы предварительной затяжки болт растягивается, а детали стыка сжимаются. Помимо силы предварительной затяжки на болт может действовать внешняя осевая сила. Типичный случай показан на рис.50, где внешняя сила создается за счет давления Q . Расчет ведут по результирующей нагрузке болта.

Основные допущения.

- 1) Внешние нагрузки передаются с одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.
- 2) Болт и детали испытывают упругие деформации, и это учитывается в расчетах.
- 3) Расчет ведут на предотвращение раскрытия стыка, то есть условие, при котором напряжения в стыке всегда сжимающие и не равны нулю.
- 4) Затяжку болтов ведут в условиях отсутствия внешней отрывающей силы.
- 5) Основной критерий расчета болта — условие нераскрытия стыка.
- 6) Условие нераскрытия стыка в инженерном расчете учитывается расчетом необходимой силы предварительной затяжки болта. Здесь термин «предварительная затяжка» означает, что затяжку ведут до приложения внешней силы, т.е. при сборке.

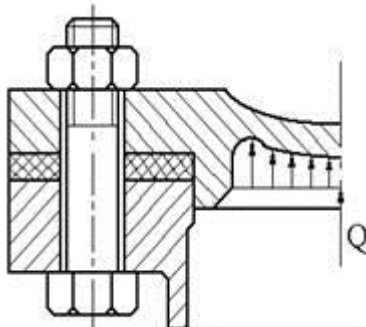


Рис. 50. Болты крепления крышки к сосуду

Считаем, что усилие Q распределяется между болтами фланца равномерно. Введем обозначения $F_{вн} = \frac{Q}{z}$ - внешняя сила, где z - число болтов по фланцу; $F_{зат}$ - усилие затяжки болтов; F_{δ} - осевое усилие на болт; $F_{см}$ - усилие, приходящееся на прокладку (стык) от одного болта.

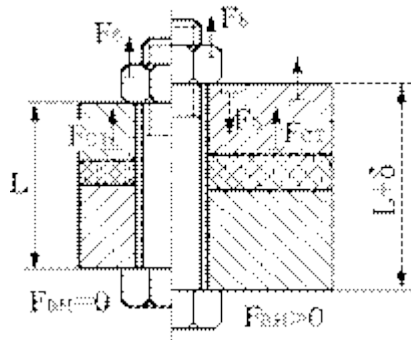


Рис.51. Расчетная модель болтового соединения

На рис.51 показана расчетная модель болтового соединения деталей Φ_1 и Φ_2 с прокладкой. Слева показано соединение при $F_{вн}=0$. В этом случае $F_{\delta}=F_{см}=F_{зат}$. При приложении внешней нагрузки ($F_{вн}>0$) в направлении указанном на рисунке справа, уменьшается деформация сжатия прокладки и зоны фланцев деталей, расположенных у прокладки, но т.к. усилие затяжки не изменилось, значит уменьшилось усилие на стыке, т.е.

$$F_{см} < F_{зат}, \quad (16.1)$$

иначе стык раскроется.

По условию равновесия соединения

$$F_{\delta} = F_{см} + F_{вн}. \quad (16.2)$$

Учитывая неравенство (16.1), получим

$$F_{\delta} < F_{зат} + F_{вн}. \quad (16.3)$$

следовательно, только, часть внешнего усилия $F_{вн}$, которую обозначим $F_{вн}'$, прибавляется к усилию затяжки

$$F_{\delta} = F_{зат} + F_{вн}'. \quad (16.4)$$

Отношение $x = F_{вн}' / F_{вн}$ называется коэффициентом внешней нагрузки.

Следовательно, имеем

$$F_{\delta} = F_{зат} + xF_{вн}. \quad (16.5)$$

Из уравнения(16.2) получаем

$$F_{см} = F_{\delta} - F_{вн} = F_{зат} - (1-x)F_{вн}. \quad (16.6)$$

Для предупреждения раскрытия стыка надо выполнить условие

$$F_{см} > 0, \text{ т.е. } F_{зат} > (1-x)F_{вн}. \quad (16.7)$$

В расчетной практике принимают

$$F_{зат} = k(1-x)F_{вн}, \quad (16.8)$$

где k - коэффициент затяжки.

По условию нераскрытия стыка: $k=1,25 \div 2$ - при постоянной нагрузке;

$k=2,5 \div 4$ - при переменной нагрузке.

По условию герметичности в стыке: $k=1,3 \div 2,5$ - при мягкой прокладке;

$k=2 \div 3,5$ - при фасонной металлической;

$k=3 \div 5$ - при плоской металлической прокладке.

Следовательно, растягивающая сила F_{δ} , действующая на болт, после предварительной затяжки и приложения внешней силы $F_{вн}$ равна

$$F_{\delta} = F_{зат} + xF_{вн} = k(1-x)F_{вн} + xF_{вн}$$

или

$$F_{\delta} = [k(1-x) + x]F_{вн}. \quad (16.9)$$

При отсутствии последующей затяжки болт рассчитывают с учетом его кручения от момента трения в резьбе T_p по расчетной силе

$$F_p = 1,3F_{зат} + xF_{вн}$$

или

$$F_p = [1,3k(1-x) + x]F_{вн}. \quad (16.10)$$

Для расчета по формуле (16.10) необходимо знать x . Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений. Очевидно, что под действием внешней нагрузки в пределах до раскрытия стыка болт удлиняется настолько, насколько уменьшается сжатие деталей, т.е. $\delta_{\delta} = \delta_{\delta}$, где δ_{δ} - деформация болта, δ_{δ} - деформация деталей.

$$\delta_{\delta} = \lambda_{\delta} x F_{вн}; \quad \delta_{\delta} = \lambda_{\delta} (1-x) F_{вн};$$

$$\lambda_{\delta} x F_{вн} = \lambda_{\delta} (1-x) F_{вн} \delta;$$

$$x = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}, \quad (16.11)$$

где λ_b - податливость болта, равная деформации болта под действием силы в $1H$;

λ_d - податливость соединенных деталей и стыка между ними.

При отсутствии упругих прокладок коэффициент внешней нагрузки $x=0,2 \div 0,3$. При наличии упругих прокладок x может быть близок к единице.

Дополнительные условия повышения герметичности стыка:

1. Высокая чистота (малая шероховатость) соединенных поверхностей, т.к. шероховатости поверхности в процессе работы сминаются и остаточная затяжка стыка уменьшается. Для ответственных соединений поверхности стыков деталей рекомендуют шлифовать;

2. Чем меньше число стыков, тем больше гарантирована остаточная затяжка;

3. Высокая чистота обработки поверхности резьбы болта для уменьшения смятия шероховатостей и ослабления остаточной затяжки;

4. Контровка резьбового соединения;

5. Повышение упругости прокладок. Пружинные шайбы играют роль упругих прокладок. Необходимо помнить, что наличие прокладок увеличивает коэффициент основной нагрузки.

Определение податливости болтов и соединяемых деталей

Определение податливости болта

$$\lambda_b = \frac{l_b}{ES}, \quad (17)$$

где E - модуль упругости материала болта; S - площадь сечения болта;

l_b - расчетная длина, равная свободной длине болта между опорными поверхностями, плюс половина длины свинчивания (высоты гайки) (рис. 51.1), т.е.

$$l_b = l + 0,5H.$$

Для случая ступенчатого болта (рис. 51.2)

$$\lambda_b = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2} + \dots + \frac{l_n}{S_n} \right),$$

где l_n - длина n -го участка болта; S_n - площадь сечения n -го участка болта.

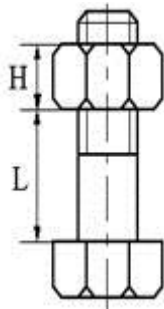


Рис.51.1

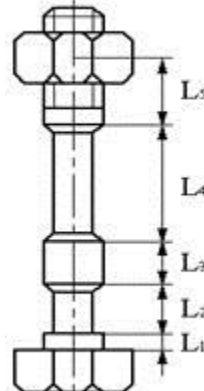


Рис.51.2

Определение податливости соединяемых деталей.

Для определения коэффициента податливости соединяемых деталей λ_d пользуются методом профессора И. И. Бобарыкова. Согласно этому методу деформации соединяемых деталей распространяются на так называемые конусы давления, наружный диаметр a меньших оснований которых представляет собой наружный диаметр опорной поверхности гайки (головки болта, пружинной шайбы и т.д.), а образующие наклонены под углом $\alpha < 45^\circ$ (рис. 51.3). Рекомендуется принимать $\text{tg} \alpha = 0,5$. Для упрощения расчетов конус заменяют цилиндром, наружный диаметр которого равен среднему диаметру конуса. Коэффициент податливости соединяемых деталей равен

$$\lambda_d = \frac{h_1}{E_1 S_1} + \frac{h_2}{E_2 S_2} + \dots + \frac{h_n}{E_n S_n},$$

где h_1, h_2, \dots, h_n - толщина соединяемых деталей;

S_1, S_2, \dots, S_n - площади поперечных сечений конусов давлений;

E_1, E_2, \dots, E_n - модули упругости материалов этих деталей.

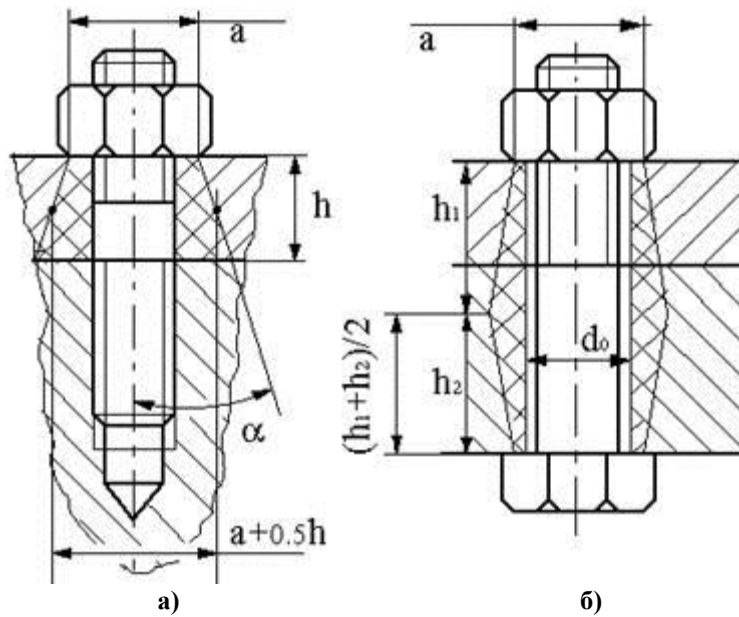


Рис.51.3

Для соединения, показанного на рис. 51.3,а при $tg\alpha=0,5$

$$S = \frac{\pi}{4} [(a - 0,5h)^2 - d_0^2], \quad (18)$$

Тогда

$$\lambda_a = \frac{4h}{\pi[(a + 0,5h^2) - d_0^2]E}$$

Для соединения, показанного на рис. 51.3, б, при одинаковых материалах соединяемых деталей

$$\lambda_a = \frac{4(h_1 + h_2)}{\pi[(a + 0,5h^2) - d_0^2]E} \quad (19)$$

При большом значении λ_b и малом значении коэффициента податливости соединяемых деталей λ_b , коэффициент внешней нагрузки χ небольшой и почти вся внешняя сила $F_{вн}$ идет на разгрузку стыка. При малом значении коэффициента податливости болта и большом коэффициенте податливости соединяемых деталей, например при применении в стыке упругой прокладки, большая часть внешней силы передается на болт. При наличии упругой прокладки податливостью соединяемых деталей можно пренебречь.

Болтовое соединение нагружено силами в плоскости стыка

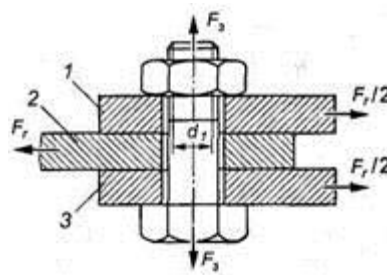
Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Примером может служить соединение двух полумуфт в дисковой муфте. Конструкция может быть собрана по двум вариантам.

Расчет болта, нагруженного поперечной силой F_r при установке его с зазором (рис. 52).

В этом случае болт ставится с зазором в отверстие деталей. Для обеспечения неподвижности соединяемых листов 1, 2, 3 болт затягивают силой затяжки F_3 . Во избежание работы болта на изгиб его следует затянуть так сильно, чтобы силы трения на стыках деталей были больше сдвигающих сил F_r .

Основные допущения.

- 1) Деформация соединяемых деталей не учитывается, то есть детали принимают абсолютно жесткими.
- 2) Внешние нагрузки передаются от одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.
- 3) Расчет ведут на предотвращение сдвига деталей по условию неподвижности стыка. Основным критерием расчета является условие неподвижности стыка.



**Рис. 52. К расчету болтов соединения, несущего поперечную нагрузку.
Болт установлен с зазором**

Обычно силу трения принимают с запасом: $F_f = KF_r$. (K – коэффициент запаса по сдвигу деталей, $K = 1,3 - 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8 - 2$ при переменной нагрузке).

Найдем требуемую затяжку болта. Учтем, что сила затяжки болта может создавать нормальное давление на i трущихся поверхностях (на рис. 52) $F_3 = \frac{F_f}{if} = \frac{KF_r}{2f}$ или в общем случае

$$F_3 = \frac{KF_f}{if}. \quad (20)$$

где i – число плоскостей стыка деталей (на рис.52 – $i = 2$; при соединении только двух деталей $i = 1$); f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 - 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей);

Как известно при затяжке болт работает на растяжение и кручение поэтому прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Так как внешняя нагрузка не передается на болт, его рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

Проектировочный расчет болта:

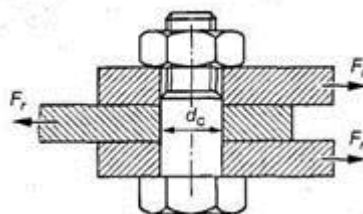
внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{4K_3F_3}{\pi[\sigma]_p}} = 1,3 \sqrt{\frac{F_3}{[\sigma]_p}}$$

Расчет болта, нагруженного поперечной силой, с установкой его без зазора (рис. 53).

Основные допущения.

- 1) Деформации деталей не учитываются, то есть считают детали абсолютно жесткими.
- 2) Внешние нагрузки передаются с одной детали на другую локально, через зоны, расположенные вокруг болтов.
- 3) Силы трения, связанные с затяжкой болтов, не учитываются.
- 4) Основным критерием расчета является условие неподвижности стыка.
- 5) При установке болта без зазора неподвижность обеспечивается сопротивлением болта срезу и смятию.



**Рис. 53. К расчету болтов соединения, несущего поперечную нагрузку.
Болт установлен без зазора**

В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. При расчете прочности данного соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не контролируется. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Условие прочности

$$\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}. \quad (21)$$

где $\tau_{cp} = \frac{F_r}{(\pi d_c^2/4)i}$ – расчетное напряжение среза болта; F_r — поперечная сила; d_c — диаметр стержня в опасном сечении; $[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение среза для болта; i — число плоскостей среза (на рис. 53 $i = 2$);

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

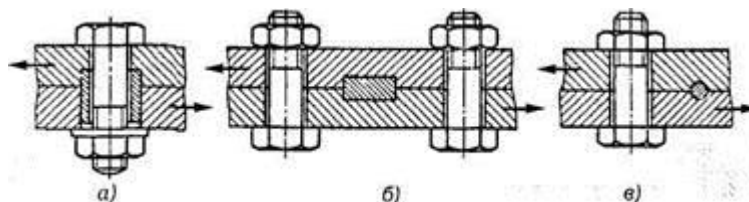


Рис. 54. Варианты конструкций, разгружающие болты от поперечной нагрузки

Проектировочный расчет.

Диаметр стержня из условия среза

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi[\tau]_{ср}i}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{[\tau]_{ср}i}}. \quad (22)$$

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали трудно установить точно. Это зависит от точности размеров и форм деталей соединения. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рис.54.1).

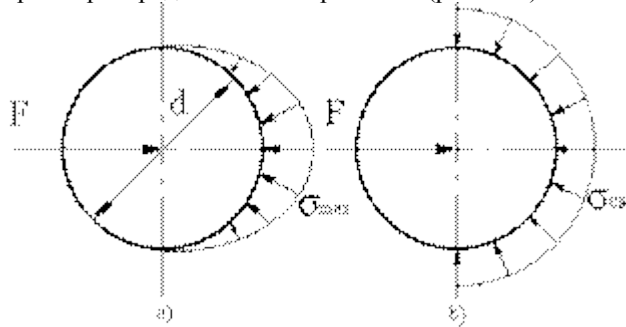


Рис.54.1

Для средней детали (и при соединении только двух деталей)

$$\sigma_{сж} = \frac{F}{d\delta_3} \leq [\sigma]_{сж} \quad (23)$$

для крайних деталей

$$\sigma_{сж} = \frac{F}{2d\delta_3} \leq [\sigma]_{сж} \quad (24)$$

Формулы (23) и (24) справедливы для болта и деталей. Из двух значений $[\sigma]_{сж}$ в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему, а допустимое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Сравнивая варианты постановки болтов с зазором и без зазора (рис.52 и 53), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f=0,2$, $K=1,5$ и $i=1$, из формулы (20) получим $F_{зат} = 7,5F$. Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раз превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие нестабильности коэффициента трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

Расчет одиночных болтов при эксцентрической нагрузке

Болты с эксцентрической головкой относятся к специальным болтам. Эксцентричное нагружение болтов возникает при наличии костыльной головки или непараллельности (перекосах) опорных поверхностей деталей и гайки. Такие болты устанавливают в отверстия с зазором и нагружаются отрывающей силой \bar{F} , приложенной с эксцентриситетом a .

Нераскрытие стыка обеспечивается предварительной затяжкой болта.

$$F_{зат} = k \cdot F.$$

Расчетная сила, растягивающая болт, определяется как для обычного болта:

$$F_p = 1,3F_{зат} + \chi \cdot F$$

Кроме напряжений растяжения расчетная сила вызывает напряжения изгиба. Условие прочности:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u \leq [\sigma],$$

где σ_{max} - суммарное максимальное напряжение,

$$\sigma_p = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} \text{ - напряжение растяжения,}$$

$$\sigma_u = \frac{32 \cdot a \cdot F_p}{\pi d_1^3} \text{ - напряжение от изгиба моментом } M = F_p \cdot a.$$

Следует избегать случайного нагружения болтов эксцентрично приложенной силой, так как даже небольшой эксцентриситет $a=d/2$, имеющий место при установке обычного болта, если опорные поверхности под гайкой или головкой имеют перекося, вызывает напряжение $\sigma_{max} \approx 7,5\sigma_p$. Напряжения изгиба являются самыми опасными для прочности болтов, винтов и шпилек.

Отсюда **правила конструирования:**

1. Не допускать черновых (необработанных) поверхностей под гайками, головками, шайбами.

2. Несопрягаемые (свободные) поверхности корпусных деталей не обрабатывают. В местах установки крепежа следует предусматривать:

- а) на литых деталях – бобышки (местные выступы) под обработку высотой $S = 2 \dots 3$ мм (рис. 54.2, а);
 - б) на сварных деталях – платики (рис. 54.2, б);
 - в) на любых деталях – цековки глубиной $h = 1,25 \dots 1,6$ мм (рис. 54.2, в).
- 3) Использовать сферические, косые шайбы и другие выравнивающие от изгиба устройства.

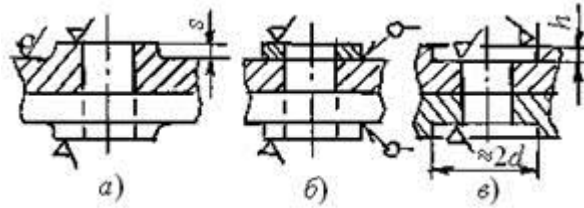


Рис.54.2

Расчет болтов при внецентренно приложенной силе

Рассмотрим два случая:

1. **Поставлен болт с костьюльной головкой.** В винтах с эксцентричной (костыльной) головкой под действием силы $F_{зат}$ возникают напряжения растяжения σ_p и σ_u (рис. 55).

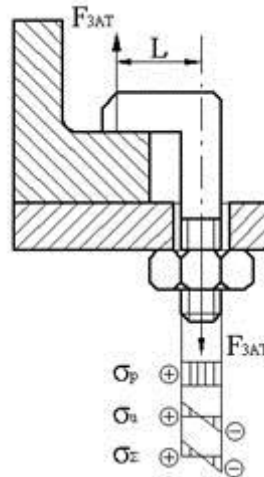


Рис.55. Болт с костьюльной головкой

Суммарное напряжение в наиболее опасной точке

$$\sigma_{\Sigma} = 1,3\sigma_p + \sigma_u.$$

Коэффициент 1,3 учитывает напряжения кручения стержня болта от момента трения в резьбе T_p .

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зат}}{\pi d_p^2} + \frac{32F_{зат}l}{\pi d_p^3} = \sigma_p \left(1,3 + \frac{8e}{d_p} \right) \leq [\sigma]_p.$$

Из формулы следует, что с увеличением эксцентриситета e напряжение в болте будет возрастать. При эксцентричном приложении нагрузки суммарные напряжения в болте могут во много раз превышать напряжения растяжения. Например, при эксцентриситете $e=0,5d_p$ суммарные напряжения $\sigma_{\Sigma}=5,3\sigma_p$.

В связи с этим следует избегать применения болтов с эксцентричными головками.

2. **Опорные поверхности под гайку и головку болта непараллельны** (рис. 55.1).

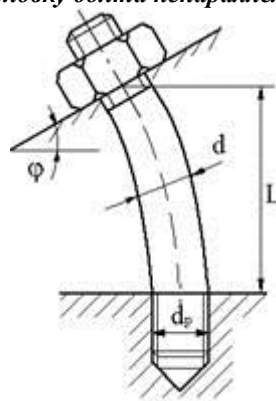


Рис.55.1. Опорные поверхности под гайку и головку болта непараллельны

За напряженное состояние винта в первом приближении принимают чистый изгиб, т.к. изгибные напряжения во много раз превышают напряжения растяжения. По заданному углу наклона упругой линии определяем изгибающий момент на винте

$$T_u = \frac{EI\varphi}{l},$$

где l – деформируемая длина винта; E – модуль упругости материала винта; $I = \pi d^2/64$ – момент инерции сечения стержня винта.

Напряжения изгиба в винте (рис.55.1)

$$\sigma_u = \frac{T_u}{W} = \frac{32T_u}{\pi d^3} \leq [\sigma_u] \quad \text{или} \quad \sigma_u = \frac{1}{2} E\varphi \frac{d}{l} \leq [\sigma_u].$$

Напряжения изгиба в резьбовой части

$$\sigma_u = \frac{T_u}{W} = \frac{32T_u}{\pi d_p^3} \leq [\sigma_u] \quad \text{или} \quad \sigma_u = \frac{1}{2} E\varphi \left(\frac{d}{d_p}\right)^3 \frac{d}{l} \leq [\sigma_u].$$

Для уменьшения напряжений изгиба повышают точность изготовления (вводят допуски на перекосы опорных поверхностей, на биение торца) или применяют специальные конструкции – сферические или косые шайбы.

Расчет болтов при повышенной температуре

Сборка резьбовых соединений производится при нормальной температуре, однако рабочая температура соединения зачастую существенно превышает нормальную. Пример: крепление с помощью резьбовых шпилек головки к блоку цилиндров двигателя внутреннего сгорания. Во многих случаях, как, например, в большинстве двигателей армейских машин, блок цилиндров и его головка выполняются из лёгких сплавов на основе алюминия, а соединяются между собой посредством стальных шпилек. Но алюминиевые сплавы и стали имеют существенно (примерно в 2 раза) различные коэффициенты линейного термического расширения. Нагревание такого соединения создаёт в его элементах дополнительные нагрузки, которые, суммируясь с усилиями предварительной затяжки, могут привести к разрушению элементов соединения или другим неприятным последствиям (заклинивание резьбы, смятие опорных поверхностей, вытяжение шпилек и т.п.).

Для резьбовых соединений из конструкционной стали при температуре $t > 300$ °С и для легких сплавов при $t > 150$ °С следует учитывать ползучесть и длительную прочность материала.

При $t > 500$ °С для резьбовых соединений применяют специальные жаропрочные стали, например ЭИ643 и др.

Таблица 14. Материалы деталей резьбовых соединений и их максимальные рабочие температуры

Материалы	Рабочие температуры резьбовых соединений, °С, max	Материалы	Рабочие температуры резьбовых соединений, °С, max
Стали		Титановые сплавы	
45	<300 °С	BT33-1	<450 °С
30ХГСА	<400 °С	BT14	<400 °С, кратковременно до 500 °С
1Х12НГВМФ	<500 °С		
12Х18Н9Т	<600 °С	BT16	<350 °С, кратковременно до 700 °С
Х12Н22ТЗМР	<700 °С		

При высоких температурах в резьбовых соединениях часто наблюдается заедание - после некоторого времени работы гайку не удается отвернуть или она отвинчивается с большим трудом. Опасность заедания уменьшается при правильном подборе материалов болта и гайки. С этой целью при температурах до 500 °С и незначительных усилиях применяют гайки из латуни, бронзы и перлитного чугуна, а для более нагруженных соединений - гайки из жаропрочных материалов. При этом материал гайки должен иметь больший коэффициент линейного расширения, чем материал болта.

Заедание в резьбовых соединениях уменьшается при применении покрытий (медное - до 600 °С и серебряное - до 700 °С).

Кадмирование резьбовых соединений при рабочих температурах свыше 200 °С недопустимо, так как кадмий проникает в металл болта и вызывает его разрушение.

При повышении температуры на t °С болт (шпилька) и соединяемые детали в свободном состоянии должны получить удлинение

$$\delta_{тб} = \alpha_b \cdot t \cdot l_b;$$

$$\delta_{тд} = \Sigma \alpha_i \cdot t \cdot h_i.$$

где $\delta_{\text{б}}$ и $\delta_{\text{д}}$ – свободное температурное удлинение болта и соединяемых деталей, соответственно; $\alpha_{\text{б}}$ и α_i – коэффициенты линейного теплового расширения болта и каждой из соединяемых деталей, соответственно; $l_{\text{б}}$ – длина болта; h_i – толщина каждой из отдельных деталей, входящих в соединение; причём $l_{\text{б}} = \sum h_i$.

Но в результате совместной деформации при нагревании в соединении появляется температурная нагрузка (сила), которая сообщает болту дополнительное удлинение, а стягиваемым деталям укорочение (отрицательное удлинение)

$$\begin{aligned} \delta_{F_{\text{б}}} &= F_t \cdot \lambda_{\text{б}}; \\ \delta_{F_{\text{д}}} &= -F_t \cdot \lambda_{\text{д}}. \end{aligned}$$

где F_t – усилие в соединении, возникшее в связи с его нагреванием; $\delta_{F_{\text{б}}}$ и $\delta_{F_{\text{д}}}$ – дополнительная деформация от действия F_t болта и соединяемых деталей, соответственно; $\lambda_{\text{б}}$ и $\lambda_{\text{д}}$ – податливость болта и суммарная податливость соединяемых деталей.

Но в силу совместности деформации изменение длины болта и соединяемых деталей одинаковы, то есть $\delta_{\text{б}} + \delta_{F_{\text{б}}} = \delta_{\text{д}} + \delta_{F_{\text{д}}}$, или в развёрнутом виде

$$\alpha_{\text{б}} \cdot t \cdot l_{\text{б}} + F_t \cdot \lambda_{\text{б}} = \sum \alpha_i \cdot t \cdot h_i - F_t \cdot \lambda_{\text{д}}$$

Из последнего выражения находим дополнительную нагрузку на соединение, вызванную его нагреванием,

$$F_t = \frac{\sum \alpha_i \cdot t \cdot h_i - \alpha_{\text{б}} \cdot t \cdot l_{\text{б}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}, \quad (26)$$

Разделив F_t на площадь поперечного сечения болта, получим величину температурных напряжений, которые суммируются с рабочими напряжениями.

Расчет ведут по рассмотренным выше правилам, но в расчетной формуле учитывают дополнительную силу, появляющуюся при температурной деформации:

$$F_t = \frac{\sum \alpha_i \cdot t \cdot h_i - \alpha_{\text{б}} \cdot t \cdot l_{\text{б}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}, \quad (26)$$

Расчетная нагрузка.

$$F_{\text{рл}} = F_{\text{р}} + F_t, \quad (27)$$

где $F_{\text{р}}$ – расчетная внешняя нагрузка на болт при нормальной температуре.

Резьбовые соединения, работающие при циклических нагрузках

Примером таких болтов могут служить болты крепления крышки цилиндра двигателя внутреннего сгорания. При циклических нагрузках (чаще всего пульсирующего цикла) большую опасность представляют усталостные явления, которые могут служить причиной аварийных разрушений. Усталостные разрушения начинаются с образования микротрещин, которые возникают в местах наибольшей концентрации напряжений, поэтому в конструкции болтов и винтов большое внимание должно быть уделено целесообразной геометрической их форме. Для оценки концентрации напряжений пользуются гидравлической аналогией, которая выражается так: если контур детали представить как трубу, в которой движется жидкость, то там, где поток турбулентный (вихревой), должны возникнуть местные напряжения, величина которых пропорциональна интенсивности вихрей.

Местные напряжения возникают:

- в местах резкого перехода сечений,
- в канавках с острыми углами,
- при малых радиусах округлений,
- в переходах от стержня к резьбе,
- в переходах к зоне закалки ТВЧ,
- при некруглых отверстиях.

Рассмотрим циклы изменения нагрузок и напряжений (рис. 56).

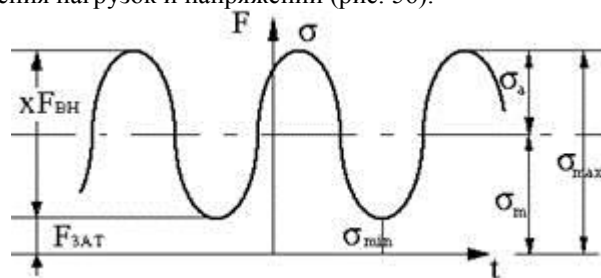


Рис.56. Циклы изменения нагрузок и напряжений

В большинстве случаев переменная внешняя нагрузка изменяется по отнулевому циклу от 0 до $F_{вн}$. На болт приходится только часть ее $\chi F_{вн}$. Таким образом, если на болт действует сила предварительной затяжки $F_{зат}$ и переменная внешняя сила, изменяющаяся от 0 до $\chi F_{вн}$, то напряжение начальной затяжки $\sigma_{зат} = F_{зат}/S_1$, где S_1 – площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы.

Максимальное напряжение цикла $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a = \sigma_{зат} + 2\sigma_a$,

где $\sigma_a = \frac{\chi F_{вн}}{2S_1}$ – амплитуда напряжения цикла;

$\sigma_m = \sigma_{зат} + \sigma_a$ – среднее напряжение цикла.

Расчет на усталость болтов производится как проверочный по коэффициенту запаса прочности

$$S_a = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S_a],$$

где σ_{-1} – предел выносливости болта ($\sigma_{-1} = 0,35\sigma_b$);

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе ($k_\sigma = 3,5 \div 4,5$ – для углеродистых сталей; $k_\sigma = 4,0 \div 5,5$ – для легированных сталей);

ψ_σ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;

$[S_a] = 2,5 \div 4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитуде.

Запас статической прочности по текучести материалов проверяют по формуле

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S],$$

где $[S] \geq 1,25$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по максимальному напряжению.

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для болтов из углеродистых сталей равной $(0,6 - 0,7)\sigma_T$, а из легированных сталей – $(0,4 - 0,6)\sigma_T$.

Затяжка увеличивает усталостную прочность болтов (так как уменьшает переменную составляющую напряжений в болтах) и соединяемых деталей (так как уменьшает микросдвиги). Следует учитывать, что напряжения затяжки при эксплуатации могут несколько снизиться вследствие обмятия микронеровностей на стыках и релаксации напряжений в болтах.

Конструктивные и технологические мероприятия, повышающие прочность резьбовых соединений

Основными конструктивными параметрами, определяющими прочность витков, являются отношение d/P и относительная высота гайки H/d .

Приведем влияние относительного шага P/d на прочность резьб в диапазоне применяемых значений $P/d = 0,02 - 0,2$.

1. Напряжение разрыва σ_p существенно уменьшается с уменьшением P/d (в 1,5 раза в диапазоне $P/d = 0,2 - 0,02$), что объясняется увеличением d_1 с уменьшением шага резьбы.

Увеличение d и P понижает сопротивление усталости резьбовой детали (масштабный эффект). Резьбы диаметром (30-60) мм имеют приблизительно в 2 раза меньшие пределы выносливости, чем резьбы диаметром (6-16) мм.

При переменных нагрузках для повышения податливости болта целесообразно уменьшать диаметр d_c стержня болта (шпильки).

Обычно принимают

- при переменных нагрузках $d_c = 0,8 - 1,05d$,

- при статических нагрузках $d_c/d_1 = 1,05 - 1,15$.

2. Напряжения среза слабо уменьшаются с измельчением резьбы в 1,25 раза. При статических и переменных нагрузках можно рекомендовать $d/P = 10 - 15$. Не рекомендуется применять резьбу с $d/P < 8$.

При мелкой резьбе $d/P > 20$ может наступить явление цепкого среза, когда разрушение витков идет одно за другим и равнопрочности гайки и болта нельзя достичь даже при очень большой высоте гайки. Для гаек из пластмасс цепной срез витков возможен при $d/P > 7$.

В целом мелкие резьбы несколько более выгодны по прочности, чем крупные. Однако точное изготовление мелких резьб сложнее, чем крупных, достичь равномерного распределения нагрузки по виткам у них труднее.

3. Напряжения смятия незначительно уменьшаются при уменьшении P/d и при $m=1$ составляют от 0,3 до 0,45, а при $m=2$ – от 0,55 до 0,8 напряжений разрыва.

4. Напряжения изгиба падают с уменьшением P/d и при $m=1$ составляют от 0,25 до 0,3, а при $m=2$ – от 0,5 до 0,6 напряжений разрыва. При стесненном изгибе (срез) напряжения в основании витков равны $(0,13 - 0,15)\sigma_p$.

При равноценных механических свойствах материала гайки и болта сопротивление усталости резьбы повышается с увеличением высоты гайки до $H = 1,2d$. Дальнейшее увеличение высоты гайки не дает существенного возрастания прочности, так как нагрузка на первый виток изменяется очень мало.

Применение гаек с низким модулем упругости приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам.

Прочность ответственной силовой резьбы, нагруженной переменными усилиями, заметно снижается при стандартном для метрических резьб закруглении впадин между витками $r=0,108P$, поэтому принимают $r=(0,15-0,22)P$.

Накатывание резьбы увеличивает усилия среза витков на (4-8)%. Ее можно проводить на всех материалах, имеющих относительное удлинение не ниже (8-10)% и предел прочности не выше 1100 МПа. Сопротивление усталости накатанной/резьбы при правильных режимах накатки и при отсутствии последующей термической обработки на 30 % больше нарезанной резьбы.

5. **Снижение амплитудных напряжений.** Ранее мы получили

$$\sigma_a = \frac{x F_{вн}}{2S_1}, \quad \text{где } x = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b}.$$

Отсюда видно, что для уменьшения амплитудных напряжений (уменьшения доли внешней нагрузки, приходящейся на болт) нужно увеличить податливость болта. Податливость болта можно увеличить путем увеличения его длины или уменьшения его диаметра (рис. 57). Для увеличения длины болта применяют специальные дистанционные втулки. Уменьшение диаметра болта производят в ненарезанной части, за счет чего удается увеличить допустимую пульсирующую нагрузку на соединение более чем в 1,5 раза. Уменьшить x можно и за счет увеличения жесткости соединенных деталей (снижение λ_b) и стыка (улучшением пригонки, увеличением жесткости прокладок).

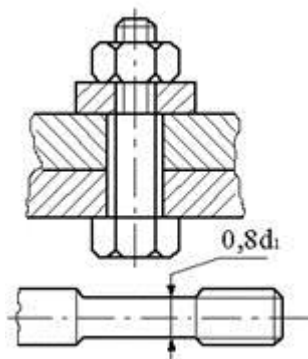


Рис.57

6. **Уменьшение концентрации напряжений.** Это достигается за счет тщательной обработки и введения галтелей при переходе от одного диаметра болта к другому и при переходе стержня болта в головку. Закругление под головкой в стандартном болте

$$r/d=0,016...0,05.$$

Изготовление резьбы методом накатки также снижает концентрацию напряжений при этом не нарушается структура металла, не перерезаются его волокна.

7. **Выравнивание нагрузки по виткам.** Это достигается применением гаек улучшенной конструкции. Такие конструкции приведены выше.

Расчет болтовых соединений группой болтов

Расчет таких соединений сводится к определению нагрузки для **наиболее нагруженного болта**. Затем рассчитывают прочность этого болта по формулам одного из случаев, рассмотренных выше.

Основные допущения при расчете.

- 1) Соединения, в которых более одного болта, относят к групповым соединениям.
- 2) Поверхности стыков остаются плоскими (недеформируемыми) при нагрузке. Это справедливо для стыков с жесткими соединяемыми деталями.
- 3) Поверхности стыка имеют оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей.
- 4) Все болты соединения одинаковы и равнотянуты. В некоторых случаях задается последовательность затяжки болтов.
- 5) В реальных условиях могут быть случаи, когда необходимо учитывать деформируемость деталей. Эта задача в данной методике не рассматривается.
- 6) Предположение, что все болты одинаковы, упрощает решение задачи конструирования и изготовления, но требуется четко определить наиболее нагруженный болт и расчет вести по наибольшей нагрузке. Расчет других болтов нет смысла проводить, так как они все будут менее нагружены.

Классификация групповых болтовых соединений.

Групповые болтовые соединения условно делят на:

- а) Соединения, нагруженные сдвигающими силами и моментами (то есть действующими в плоскости стыка).
 - б) Соединения, нагруженные отрывающими силами и моментами (то есть действующими в плоскости, перпендикулярной к плоскости стыка).
 - в) Соединения, нагруженные сдвигающими и отрывающими силовыми факторами одновременно.
- В настоящем лекционном курсе невозможно и нерационально пытаться рассмотреть все варианты группового расчета резьбовых соединений. При проектировании технических устройств и систем могут встретиться различные схемы резьбовых соединений, требующие для расчета использования методики совместности деформаций. Варианты расчета таких систем можно найти в специализированной литературе.

1. Порядок расчета группового соединения, нагруженного в плоскости стыка.

1.1) Конструируем стык.

1.2) Составляем расчетную схему нагружения. Если действуют несколько силовых факторов, они приводятся к центру тяжести стыка, заменяются проекциями главного вектора сил на оси: F_x, F_y, F_z , и составляющими главного момента, действующих относительно осей: M_x, M_y, M_z .

Момент, действующий в плоскости стыка, то есть относительно оси, перпендикулярной плоскости стыка, называем крутящим или сдвигающим и обозначаем T . Остальные моменты — отрывающие. Такой прием удобен, так как позволяет четко представить себе нагружение и применить принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции) для определения силового воздействия на каждый болт.

1.3) Предположение, что стыки недеформируемы при нагрузке, позволяет считать:

- а) что при действии сил, приложенных в центре тяжести стыка, сдвигающие силы распределяются между болтами равномерно;
- б) что при действии крутящего момента происходит поворот сечения относительно его центра тяжести, чему препятствует болт, поставленный без зазора, или сила трения в стыке, вызванная силой затяжки, при установке болтов с зазором.

1.4) Определяем нагружение каждого болта на примере рис.58. Рассмотрим вариант двухрядного стыка с 5 болтами в ряду. Центр тяжести стыка расположен в точке O . Оси Z и X лежат в плоскости стыка и проходят через O — центр тяжести, он же центр симметрии стыка. Ось Y перпендикулярна плоскости стыка, относительно этой оси действует момент T .

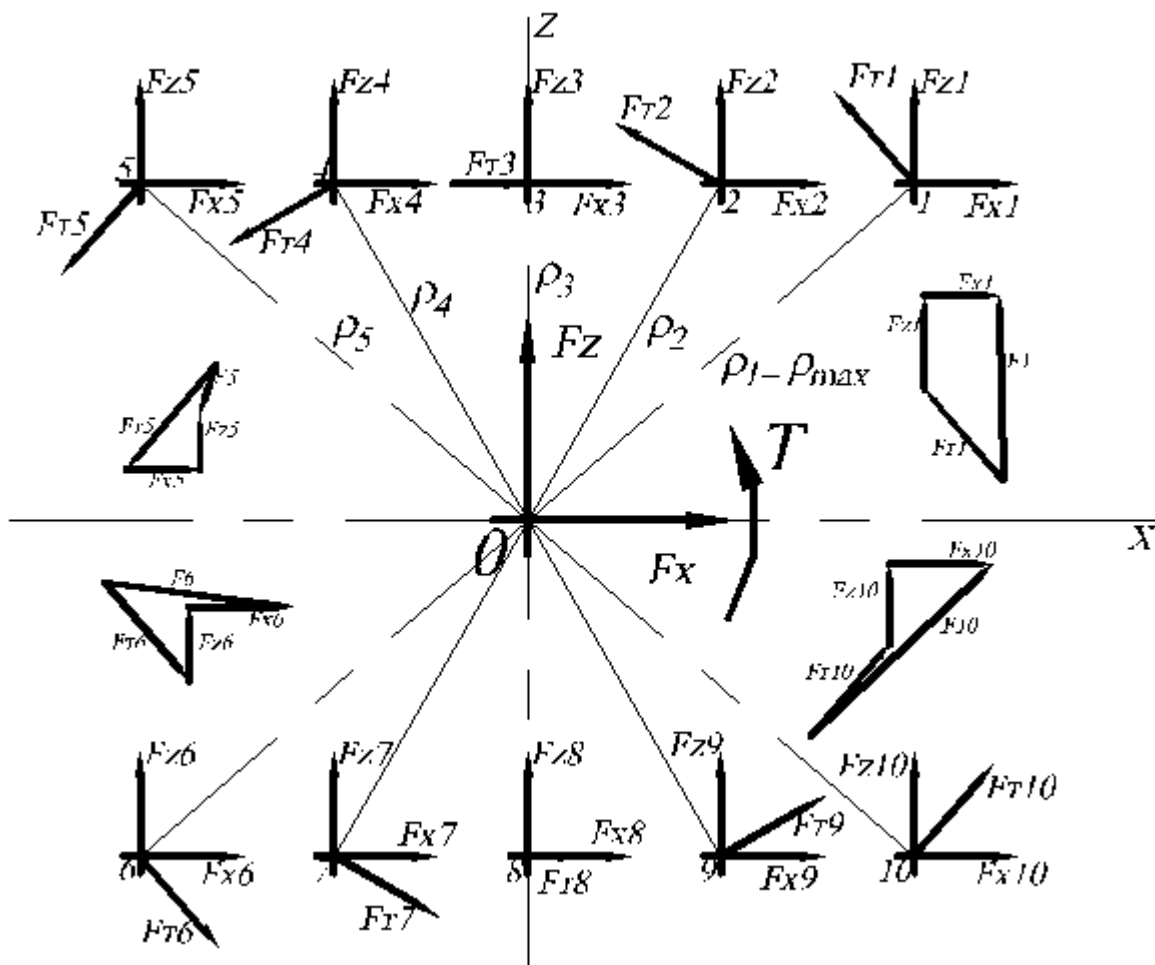


Рис. 58. Схема нагружения болтов сдвигающими силами и моментом.

1.5) Приложим в центр тяжести O силу F_x . В силу сделанных предположений нагрузка на все болты от силы F_x одинакова по величине и направлению $F_{x1} = F_{x2} = \dots = F_{x10} = \frac{F_x}{z}$.

1.6) Приложим в центр тяжести O силу F_z по аналогии с F_x .

$$F_{z1} = F_{z2} = \dots = F_{z10} = \frac{F_z}{z}$$

1.7) Приложим крутящий момент T , действующий относительно оси Y (см. рис. 58). Усилия от действия момента T распределяются между болтами неравномерно по величине и направлению. Усилие на произвольный болт направлено перпендикулярно к радиус вектору ρ_i и по величине определяется в общем случае:

$$F_{Ti} = \frac{T \cdot \rho_i}{\sum (z_i \cdot \rho_i^2)}, \quad (32)$$

где ρ_i – величина расстояния от центра тяжести стыка до оси произвольного болта, z_i – число болтов, расположенных на радиусе ρ_i .

Для определения наиболее нагруженного болта в числителе ρ_i принимается ρ_{max} . В случае нагружения по рис. 58 наибольшее усилие:

$$F_{Tmax} = F_{T1} = F_{T5} = F_{T6} = F_{T10} = \frac{T \cdot \rho_{max}}{2 \cdot (2 \cdot \rho_1^2 + 2 \cdot \rho_2^2 + \rho_3^2)}. \quad (33)$$

1.8) Суммарная нагрузка на каждый болт определяется суммой:

$$\vec{F}_i = \vec{F}_{xi} + \vec{F}_{zi} + \vec{F}_{Ti}. \quad (34)$$

1.9) Наибольшая нагрузка приходится на болт 10 (см. рис. 58). Величина наибольшей нагрузки на болт 10:

$$\vec{F}_{max} = \vec{F}_{x10} + \vec{F}_{z10} + \vec{F}_{T10}.$$

Обратите внимание, что суммирование сил — векторное. Это действие проще всего выполнить графически в масштабе. Для суммирования алгебраического следует вычислять углы между векторами, а это решение громоздкое.

1.10) В случае установки болтов без зазора проводим расчет диаметра резьбы болта по методике, изложенной в пункте «Расчет соединения одиночным болтом, установленным без зазора ...». Расчет ведется по усилию F_{max} из условия неподвижности стыка.

1.11) В случае установки болтов с зазором проводим расчет диаметра резьбы болта по методике, изложенной в пункте «Расчет соединения одиночным болтом, установленным в отверстии деталей с зазором ...». Расчет ведется по усилию F_{max} из условия неподвижности стыка.

1.12) В случае, если в результате расчета болтов не выполняется условие $d < d_{max}$, т.е. размер резьбы превышает наибольший допустимый для данной детали, то следует:

а) изменить материал болта, т.е. допускаемое напряжение. Этот прием возможен при небольших отклонениях диаметров.

б) вернуться к п.1 в части конструирования стыка, изменить число болтов, размеры стыка, число рядов и т. д. В некоторых случаях надо вносить изменения в размеры соединяемых деталей.

2. Порядок расчета группового болтового соединения, нагруженного в плоскости, перпендикулярной к плоскости стыка.

2.1) Конструируют стык.

Основные правила при конструировании изложены ранее. Задаются предварительно числом болтов и другими параметрами стыка (см. рис. 59,д). Не усложняйте конструкцию стыка при первом конструировании. Задачи обычно требуют нескольких приближений, а они связаны, в основном, с конструированием стыка. На рис.59,д показан стык, состоящий из 12 болтов.

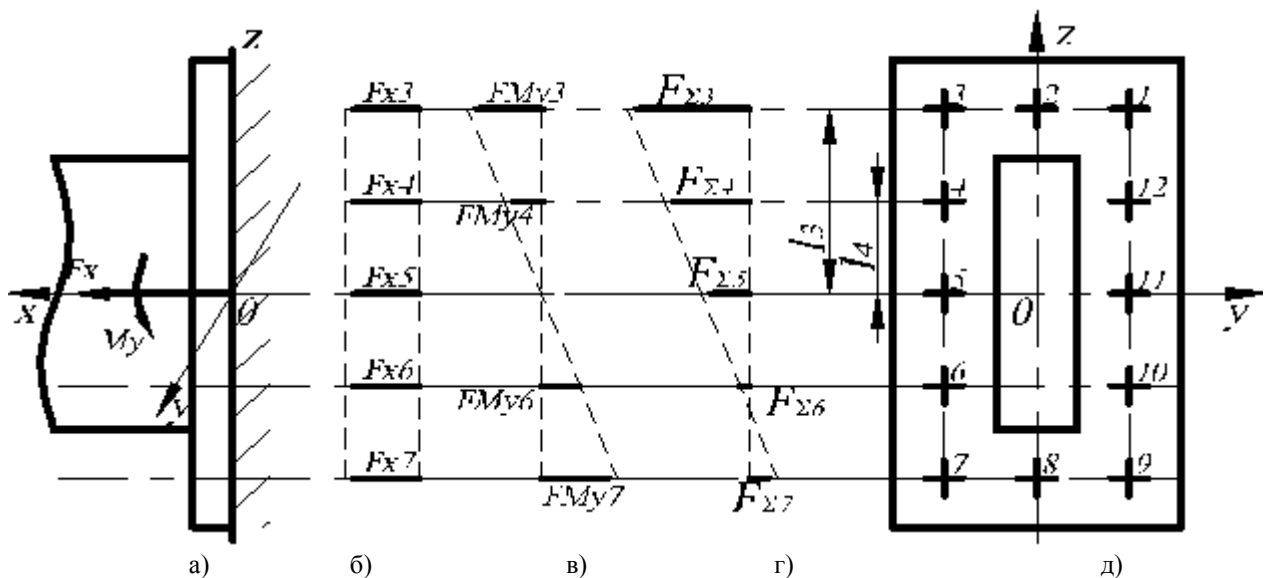


Рис. 59. Схема нагружения стыка отрывающими силой F_x и моментом M_y :
 а) схема нагружения; б) распределение отрывающей силы по болтам стыка;
 в) распределение сил от отрывающего момента по болтам стыка; г) распределение суммарного нагружения по болтам стыка; д) план стыка.

2.2) Составляют расчетную схему нагружения. Если действует несколько отрывающих силовых факторов, то удобно привести их к центру тяжести стыка, заменить их главным вектором внешних сил и спроектировать его на ось, перпендикулярную плоскости стыка, и главным моментом M_y относительно оси Y . На рис. 59,а сила F_x – отрывающая сила, момент M_y – отрывающий момент.

2.3) Сделанные предположения о жесткости стыка позволяют считать:

а) отрывающие силы, действующие в центре тяжести стыка, равномерно воспринимаются всеми болтами.

б) отрывающие моменты вызывают поворот сечения относительно осей, проходящих через центр тяжести стыка.

2.4) Определяем нагружение каждого болта.

а) Орывающая сила F_x распределяется между болтами равномерно. Нагружение произвольно взятого болта $F_i = \frac{F_x}{z}$, где z – суммарное число болтов в стыке. На рис. 59,б показано распределение внешней отрывающей силы F_x между болтами.

б) Орывающий момент нагружает болты неравномерно величинами, пропорциональными расстояниям от центра тяжести. Усилие, действующее на произвольный болт, см. рис. 59,г:

$$F_{Mi} = \frac{M_y \cdot l_i}{2 \cdot (z_1 \cdot l_3^2 + z_2 \cdot l_4^2)}, \quad (35)$$

где $z_1=3$ – число болтов ряда на расстоянии l_3 от оси Y , $z_2=2$ – число болтов ряда на расстоянии l_4 от оси Y .

Из построенных эпюр распределения внешней нагрузки от отрывающего момента (рис. 59,в) видно, что наибольшая нагрузка в болтах 1, 2, 3 растягивающая и в болтах 7, 8, 9 – сжимающая.

$$F_{Mmax} = \frac{M_y \cdot l_3}{2 \cdot (z_1 \cdot l_3^2 + z_2 \cdot l_4^2)}, \quad (36)$$

в) На рис. 59,г показано суммарное нагружение болтов левого ряда. Наиболее нагружены болты 1, 2, 3.

$$F_{\Sigma max} = F_{\Sigma 3} = F_{x3} + F_{M3}$$

2.5) Сила затяжки болтов для данного соединения рассчитывается по методике, изложенной в разделе 4.6. Определяется сила затяжки из условия нераскрытия стыка.

2.6) По величине $F_{\Sigma max}$ будем рассчитывать болт на прочность по методике, изложенной в разделе 2.4 «Расчет соединения одиночным болтом, нагруженным отрывающей силой».

2.7) Из произведенного расчета определяют необходимый стандартный размер резьбы болта. Если произведенный расчет дает отклонения от предварительно принятого размера резьбы, следует:

а) изменить марку материала болта,

б) изменить конструкцию стыка под другой болт (например, если возможно изменить число болтов в ряду, изменить размеры стыка, например, l_3 и l_4 и т.д.).

После уточнения произвести проверочный расчет болтов до получения приемлемого результата.

3. Порядок расчета группового соединения в случае нагружения одновременно сдвигающими и отрывающими нагрузками.

3.1) Такой случай является наиболее распространенным в практике. Пример приведен на рис. 60,а.

3.2) Конструирование стыка ничем не отличается от изложенного в подразделе 2.

3.3) Составляют расчетную схему нагружения (см. п. 1.2 и 2.2), приводят отрывающие силовые факторы к проекции главного вектора отрывающих сил и отрывающему моменту (см. п. 2.2).

3.4) Приводят сдвигающие силовые факторы к проекции главного вектора F_z .

3.5) Дальнейший расчет идет по порядку, изложенному в п. 2.3 ÷ 2.6.

3.6) Выполняют проверку по условию отсутствия сдвига при принятой силе затяжки болтов, рассчитанных по методике, изложенной в п. 2.6.

$$(F_{зат} \cdot z - F_{отр}) \cdot f \geq S' \cdot F_{сдв}, \quad (37)$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки болтов, z – общее число болтов соединения, $F_{отр}$ – отрывающая сила (например, сила F_x), $F_{сдв}$ – суммарная сдвигающая сила (например, сила F_z), f – коэффициент трения стыка о фундамент (см. литературу), $S'=1,3 \div 2$ – коэффициент запаса по сдвигу.

В приведенной формуле не учитывают действие отрывающего момента, так как он не сдвигает стык и не изменяет суммарной величины сил трения в стыке.

3.7) Если условие 3.6 не выполняется, то условие по нераскрытию стыка является не определяющим и, в тоже время, условие неподвижности стыка является основным. В этом случае можно поступить одним из следующих способов:

а) пересчитать силу затяжки из условия отсутствия сдвига и пересчитать диаметр резьбы болта:

$$F_{зат} = \frac{S' \cdot F_{сдв} + F_{отр} \cdot f}{z \cdot f}; \quad (38)$$

б) установить болты (все или часть) без зазора;

в) применить разгрузочные устройства, воспринимающие всю сдвигающую нагрузку (см. литературу).

4. Расчет силы затяжки фундаментных болтов.

4.1) К этой группе болтов относятся болты, крепящие оборудование и металлоконструкции к металлическим рамам или к неметаллическим стенам, колоннам, фундаментам.

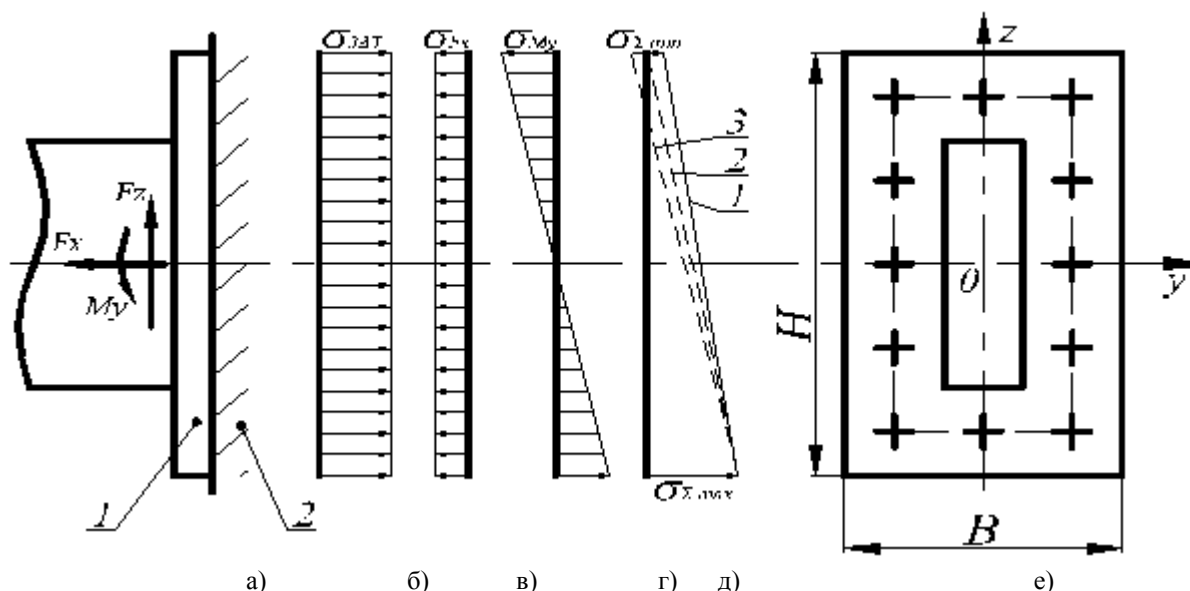


Рис. 60. Схема к расчету силы затяжки фундаментных болтов:

1 – основание, 2 – фундамент;

- а) схема нагружения; б) эпюра напряжений в стыке от силы затяжки; в) эпюра напряжений от отрывающей силы F_x ;
г) эпюра напряжений в стыке от отрывающего момента M_y ; д) суммарная эпюра напряжений в стыке; е) план стыка.

4.2) Эти болтовые соединения относятся к соединениям, нагруженным отрывающими и сдвигающими силовыми факторами одновременно.

4.3) Обычно расчет ведут по условию нераскрытия стыка, а по условию неподвижности стыка делают проверку.

4.4) На рис. 60,а показан пример такого соединения. Размеры опорной пластины (стыка) $B \times H$ см. рис. 60,е.

4.5) До приложения внешней нагрузки F_x , F_z , M_y производят затяжку болтов усилием $F_{зат}$. Все болты затягивают одинаково. Тогда давление основания на фундамент (напряжение смятия):

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат} \cdot z}{A}, \quad (39)$$

где $A=B \cdot H$ – площадь стыка.

4.6) Внешние силовые факторы вызывают в стыке дополнительные напряжения.

а) Усилie F_x вызывает уменьшение напряжения от затяжки на величину:

$$\sigma_{Fx} = \frac{F_x \cdot (1 - \chi)}{A}, \quad (40)$$

где $(1-\chi)$ – доля внешней нагрузки, которая идет на нагружение стыка внешней силой. В фундаменте принимают $\chi \approx 0$, что идет в запас прочности.

б) Предполагаем, что под действием внешнего момента M_y стык будет поворачиваться относительно оси симметрии стыка. Если затяжка отсутствует, то осью поворота будет нижняя кромка основания (см. рис. 60,а). Пока давление между основанием и фундаментом обеспечено, то есть в стыке — напряжения сжатия, то стык затянут, и основание и фундамент можно считать единым целым. Испытания подтверждают это предположение.

в) Из предыдущего пункта понятно, почему основным критерием расчета таких соединений является условие нераскрытия стыка.

г) Пренебрегая величиной χ при расчете фундаментных болтов, найдём напряжение в стыке от изгиба:

$$\sigma_{My} = \frac{M_y}{W_{сты}}, \quad (41)$$

где $W_{сты}$ – осевой момент сопротивления стыка; зависит от формы стыка.

д) Эпюра напряжений в стыке от изгиба приведена на рис. 60,г.

4.7) Для выполнения условия нераскрытия стыка напряжения в нем должны быть сжимающими. На рис. 60,д приведены варианты эпюры суммарных напряжений в стыке.

а) 2, 3 – стык раскрыт $\sigma_x \geq 0$;

б) 1 – стык не раскрыт $\sigma_x < 0$, то есть сжимающее;

4.8) Из условия нераскрытия стыка напряжение в нем может быть определено:

$$\sigma_{зат} = S \cdot (\pm \sigma_{Fx} + \sigma_{My}), \quad (42)$$

где $S=1,3 \div 2$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка. Знак « \pm » берется при сжимающей силе F_x .

4.9) Требуемая сила затяжки болтов из условия нераскрытия стыка.

$$F_{зат} = \frac{\sigma_{зат} \cdot A}{Z}. \quad (43)$$

а) Из формулы для определения $F_{зат}$ видно, что уменьшение площади стыка A уменьшает требуемую силу затяжки.

б) Целесообразно делать стыки не сплошными, а — как показано на рис. 59, 60.

в) Целесообразность делать стыки несплошными подтверждается следующим: если уменьшить площадь A до A_1 вдвое $A_1 = 0,5 \cdot A$, то σ_{My} возрастет на 12%, а усилие затяжки уменьшится на 38%.

4.10) Проверяем и максимальное напряжение смятия фундамента:

$$\sigma_{см} = \sigma_{\Sigma \max} \leq [\sigma]_{см}.$$

Величина допускаемого напряжения для разных материалов приведена в справочных данных.

Технико-экономические преимущества применения прогрессивного крепежа

Принципы унификации крепёжных деталей

Важным и эффективным средством совершенствования крепёжных соединений следует считать унификацию применяемых конструкций изделий, в том числе за счёт использования международных стандартов. Одним из возможных и наиболее перспективных вариантов рассмотрим повсеместное применение винтов и болтов со звездообразным приводом, получающим всё большее распространение в мировой практике. На рис. 11 показаны возможные варианты унификации винтов и болтов.

Применение звездообразного привода выгодно как с технической, так и с экономической стороны. Хорошие перспективы имеются также по унификации самонарезающих винтов, гаек и других видов крепёжных деталей.

Об экономике современного крепежа. «Цена на месте»

Крепёжные детали новых прогрессивных конструкций выполняют большее число функций и поэтому обычно дороже традиционных. Это вполне обосновано. Отказ от деталей устаревших видов и вспомогательных деталей в соединениях уменьшит и упростит транспортные операции, комплектацию рабочих мест сборщиков и другие процедуры.

В 40-х годах прошедшего века в США была выдвинута концепция по подсчету расходов и снижению затрат при производстве, продаже и применении новых изделий, в том числе и крепежных деталей. Она получила название «In Place Cost» (IPC), что в переводе означает «Цена на месте», и позднее была усовершенствована в Европе и Японии. Концепция позволяет учитывать затраты, возникающие начиная с оформления заказа на закупку деталей и кончая установкой на место их применения в рабочий узел машины.

Одним из объектов снижения затрат со временем стало и последующее сервисное обслуживание данной сборочной единицы в машине.

Однако в отечественной практике не принято обращать внимание на расходы, связанные с крепёжными деталями устаревших конструкций, а также «лишними» деталями в соединениях, хотя их надо заказать, доставить к потребителю, организовать хранение и учёт, перевезти в сборочные цехи, разместить там на складах, разложить в специальную тару на каждую смену, доставить к рабочим местам всех сборщиков и т.д. Всё это: рабочие кадры, трудозатраты, зарплата, весовая и учётная техника, тара, спецодежда, инвентарь, помещения, транспортные средства и много ещё того, что относят к **накладным расходам**, сильно увеличивает стоимость крепёжных деталей, установленных на своё место в узле автомобиля. В опубликованных специалистами США и Великобритании данных приведены следующие оценки:

- стоимость крепёжных деталей, установленных в собранном изделии, увеличивается **в 3...10 раз** по сравнению со стоимостью их закупки;

- на соединение конструктивных элементов машины приходится от **20 до 40%** общих расходов на её изготовление;

- любая промышленная фирма, расходующая 1 млн долларов в год на крепёжные детали, может сэкономить 15% от этой суммы только за счёт применения более рациональных конструкций и т.д.

Зная средства, которые расходуют отечественные производители машиностроительной продукции на закупку крепёжных деталей, можно обнаружить значительные резервы экономии только за счёт наведения порядка в применении крепежа.

Требования к качеству крепёжных изделий и их обеспечение

В мировой практике машиностроения с каждым годом возрастают требования к качеству крепёжных деталей, поступающих на сборку. Такова общая тенденции развития техники. Это происходит вследствие применения автоматизированных устройств и систем сборки (например, автомобилей, приборов). Производители увеличивают гарантийные сроки эксплуатации товара как средства конкурентной борьбы за покупателя. Известно, что до 50% дефектов и поломок автомобилей связано с ослаблением или другими дефектами крепёжных соединений. Контроль качества крепёжных деталей должен сопровождать все операции их изготовления:

а) исходный металл – химический состав, механические свойства, качество поверхности и нанесённого подмазочного покрытия, например, фосфатного;

б) автоматизированный контроль процессов на автоматах высадки, обточки заходной части, накатки или нарезки резьбы. Оборудование для производства крепёжных деталей оснащают программируемыми средствами активного контроля. Например, на холодновысадочных автоматах измеряется усилие на каждой позиции штамповки. И если нагрузка не соответствует эталонному значению, станок останавливается, причину сбоя устраняют;

в) статистический контроль – систематическое контролирование наладчиком размеров, определяемых технологией и характеризующих устойчивость процесса (например, длины изделия, диаметра стержня под накатку резьбы, соосности головки и стержня, глубины шлица и др.). Все проверенные параметры вводят в специальную форму на компьютере со строго заданной периодичностью (например, каждые 15...20 минут работы). Программные средства исключают возможность исправления введённых данных, по ним строятся кривые стабильности процесса. Статистический контроль осуществляется на всех операциях;

д) завершающий этап: контроль готовых деталей. Нормой становится применение автоматизированных контрольных систем и оборудования для контроля практически всех важнейших параметров деталей. Принцип действия контролирующих устройств основан на использовании лазеров, ультразвука, электромагнитных и других свойств. Автоматические установки включают системы проверки размеров самых разных элементов деталей (резьба, шлица в головке, прямолинейность и др.). Может проверяться твёрдость, вид и толщина покрытия, усилие закручивания и т.д. Производительность контроля: резьбы, размеров и глубины шлицев – 150 шт./мин, обнаружение трещин – 220 шт./мин, наружные геометрические размеры – 300...500 шт./мин. Из нескольких контрольных автоматов формируют линии контроля. Подача деталей производится из бункеров, дефектные детали удаляют в специальную тару. Контроль 100% деталей особенно важен при поставке крепёжных деталей на автоматические линии сборочных предприятий.

Европейскими нормами ЕН ИСО рекомендован максимальный уровень дефектности для машиностроения ppm 50 (50 дефектных деталей на 1 млн штук). Достичь его без применения автоматизированных контрольных средств при производстве крепёжных изделий невозможно. Известно, что производители автомобилей таких фирм, как Мерседес, БМВ, и некоторые другие, ставят перед поставщиками крепежа задачу довести уровень дефектности до ppm 1. Таким образом, контрольная техника постепенно становится неотъемлемой составляющей производственного цикла. С этим нельзя не считаться.

О маркетинговых исследованиях в области крепёжных изделий

Роль маркетинга в развитии производства и применения новых видов изделий во всех отраслях – несомненна. Поэтому важно уметь пользоваться его приёмами в повседневной деятельности при определении верных направлений развития бизнеса. «Важно своевременно и правильно оценивать жизнеспособность основных видов продукции предприятия. Опасно рассчитывать на «вчерашних кормильцев» и не уделять внимания «кормильцам завтрашним», надо вовремя выявлять продукцию, приближающуюся или вступающую в стадию упадка, готовить ей замену». (Ф.Котлер. Основы маркетинга. Пер. с англ. / М.: Прогресс, 1990).

В теории и практике маркетинговых исследований рынка и продвижения на него новых видов продукции широко используется методика анализа продукции на основе рассмотрения её «жизненного цикла» (рис. 61). Покажем, на каких этапах жизненного цикла находятся основные группы крепёжных деталей, выпускаемых в РФ и применяемых отечественными автозаводами в автотранспортных средствах (АТС).

Этап 1. Выход (выведение товара на рынок). Рынок имеется, формируется, но ещё не подготовлен, хотя интерес к новому продукту несомненно проявляет. Начинается сбыт наиболее подготовленным потребителям.

Этап 2. Рост. Потребители и рынок положительно реагируют на новую продукцию, если её качество и технический уровень приносят выгоды потребителям. Появляются новые сегменты рынка, с увеличением объемов производства снижается цена продукции. Характеристики и преимущества крепёжных деталей, отнесённых к этому этапу, приведены ранее. В АТС находят место всё большее количество болтов и гаек с фланцем, гаек самостопорящихся, болтов и винтов со звездообразным приводом, винтов и болтов резьбовыдавливающих. Это позволяет заменять устаревшие конструкции, в том числе избавляться от шайб, как от лишних деталей. Однако, несмотря на то, что производство и применение многих прогрессивных крепёжных деталей в РФ ежегодно увеличивается, использование их по сравнению с изделиями из этапа «Зрелость» остаётся недостаточным.

Этап 3. Зрелость. Это самый продолжительный и стабильный этап, в том числе по прибыли, хотя темпы роста сбыта постепенно снижаются. Группы стандартных крепёжных деталей, находящихся на этом этапе, казалось бы, имеют относительно устойчивый спрос на рынке. Однако следует иметь в виду, что не менее 70% гаек шестигранных и большинство прорезных надо заменять на гайки с фланцем и гайки самостопорящиеся. У приварных, неподвижных и закладных квадратных гаек тоже имеется хорошая замена: приклёпываемые гайки. Аналогичная замена по приварным болтам и шпилькам – это приклёпываемые шпильки. Болты с шестигранной нормальной головкой и винты с внутренним шестигранником наверняка уступят место болтам с наружным и винтам с внутренним звездообразным приводом. Винты и винты самонарезающие прямой и крестообразный шлицы тоже сменяет на звездообразный привод. Везде, где под головки болтов и винтов и под гайки устанавливаются плоские шайбы, должен появиться фланцевый крепёж. Таким образом, можно утверждать, что значительная часть крепёжных деталей, находящихся на этапе «Зрелость», приближается к «Упадку».



Рис. 61. Диаграмма «жизненного цикла» крепёжных изделий для АТС

Этап 4. **Упадок.** Качество и технический уровень товара перестаёт удовлетворять потребителей, он постепенно теряет применимость, приходится снижать цены, падает рентабельность. Большие резервы повышения технического уровня крепёжных соединений, экономии средств, снижения трудоёмкости сборки остаются нереализованными. Имеется три определяющих причины медленного перехода на новые, прогрессивные крепёжные детали в машиностроении: а) основной массив российских стандартов на крепёжные изделия не гармонизирован со стандартами ИСО, у нас нет стандартов на большинство современных конструкций; б) экономические службы предприятий-потребителей крепежа не проводят объективного технико-экономического анализа в области крепёжных соединений; в) уровень знаний и квалификация специалистов по крепёжным деталям и соединениям недостаточны (настоящий материал имеет целью эту причину постепенно исправить).

Стареющий товар мешает началу энергичных действий по его замене. Например, автозаводы продолжают применять огромное количество шайб и болтов с шестигранной уменьшенной головкой. Если с шайбами всё ясно, то по болтам с шестигранной уменьшенной головкой обстановка сложнее. Показано, что применение этих болтов классами прочности выше, чем 6.8 – недопустимо. Но уменьшенный шестигранник изготавливают методом безотходной формовки, а не обрезкой граней, как у нормальных головок. Болты с уменьшенной головкой проще в изготовлении (3 перехода), имеют ниже норму расхода металла. Невысокая цена сдерживает принятие решений об отказе от них. Однако выход из положения застоя по этой конструкции имеется. Он состоит в переходе на прогрессивные винты с цилиндрической головкой, сферой и внутренним звездообразным приводом. Головки винтов тоже изготавливаются без отходов, но при этом опорная поверхность под головкой такая же, как у болтов с нормальным шестигранником. Применение винтов с прямым шлицем с каждым годом уменьшается из-за низких потребительских свойств: при сборке отвертка часто соскальзывает из шлица, портит присоединяемую деталь.

Рассмотренная диаграмма наглядно показывает, что и какого технического уровня мы выпускаем и используем в сборке АТС и что должны выпускать и применять, в том числе не только в автомобилях. Приведённые качественные характеристики выпускаемых крепёжных деталей позволяют их производителям и потребителям объективно оценивать перспективы своего развития.