Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Астраханский государственный технический университет»
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована DQS по международному стандарту ISO 9001:2015

Институт морских технологий, энергетики и транспорта

Кафедра «Механика и инженерная графика»

РАСЧЕТ СВАРНЫХ И РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

для студентов направлений

21.03.01 Нефтегазовое дело
15.03.02 Технологические машины и оборудование
18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника
26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры
20.03.02 Природообустройство и водопользование
26.05.07 Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики
26.05.06 Эксплуатация судовых энергетических установок

Астрахань 2022

УДК 531.8

Хахов А.А.
Расчет сварных и резьбовых соединений. Методические указания и контрольные задания. – Астрахань: АГТУ, 2022. – 38с.

В пособии изложены общие сведения о сварных и резьбовых соединениях, приведены методы расчета сварных и резьбовых соединений, пример расчета и контрольные задания.
Пособие предназначено в помощь студентам при подготовке к текущей аттестации по курсам «Механика», «Прикладная механика» и «Детали машин и основы конструирования».

Методическое пособие обсуждено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Механика и инженерная графика» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»
Протокол заседания кафедры № 5 от 29.06.2022г.

Рецензент: Славин Б.М., заведующий кафедрой «Механика и инженерная графика», к. т. н., доцент.

© Хахов А.А., 2022
© Астраханский государственный технический университет, 2022

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие сведения о соединениях……4
2. Сварные соединения……..4
3. Резьбовые соединения……....9
4. Контрольные задания……19
5. Порядок расчета сварных швов и болтового соединения кронштейна……....21
6. Пример расчета сварных швов и болтового соединения кронштейна…….27
7. Вопросы для самопроверки……....34
Список литературы……....35
Приложения……...36

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СОЕДИНЕНИЯХ

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные и неподвижные.

Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи (жесткие или упругие) вызываются потребностью расчленения машины на узлы и детали. Это делают для того, чтобы упростить производство машины, облегчить ее сборку, ремонт, транспортировку и т. д.

Неподвижные связи в технике называют соединениями.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения позволяют разбирать узлы без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клиновые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разбирать узлы без разрушения или повреждения деталей. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. К этой группе соединении относятся: заклепочные, сварные и прессовые.

Соединения являются весьма важными элементами конструкций. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительной конструкцией соединений.

Наиболее распространенными неразъемными соединениями являются сварные соединения. Из числа разъемных соединений широкое распространение получили резьбовые соединения.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность.

2. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварка – это технологический процесс соединения деталей, основанный на использовании сил молекулярного взаимодействия, которые проявляются в результате местного нагрева стыка до расплавленного или пластического состояния с последующим взаимным деформированием.

Затвердевающий после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называется сварным швом.

Высокая производительность сварочного процесса, часто легко поддающаяся автоматизации, и хорошее качество соединений обеспечили широкое распространение сварки в технике.

Основными видами сварки, используемыми для соединения инженерных конструкций, являются

1) электродуговая сварка;

2) газовая сварка;

3) контактная сварка.

Сварные соединения по взаимному расположению соединяемых элементов делятся на следующие виды: стыковые (рис. 1, *а*), нахлесточные (рис. 1, *б*), тавровые (рис. 1, *в*), угловые (рис. 1, *г*), торцевые (рис. 1, *д*).

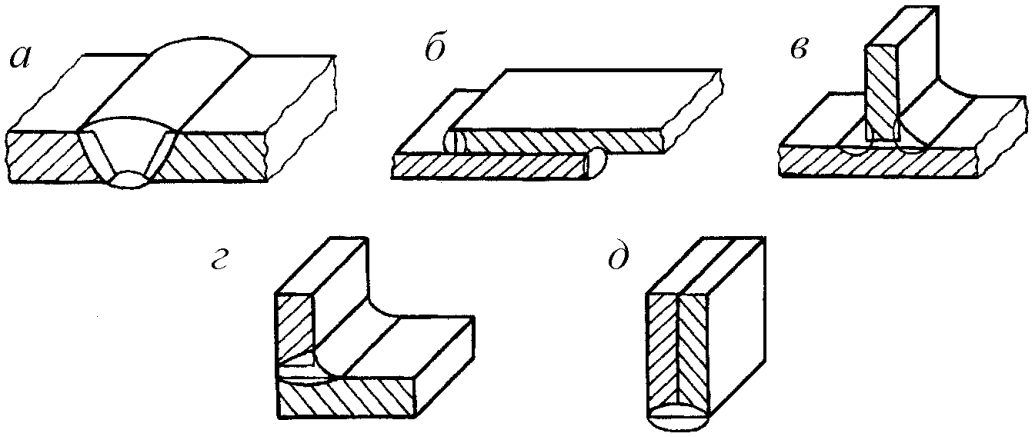


Рисунок 1 - Виды сварных соединений

Сварные соединения осуществляются двумя основными сварными швами: стыковым и угловым (см. рис. 2).

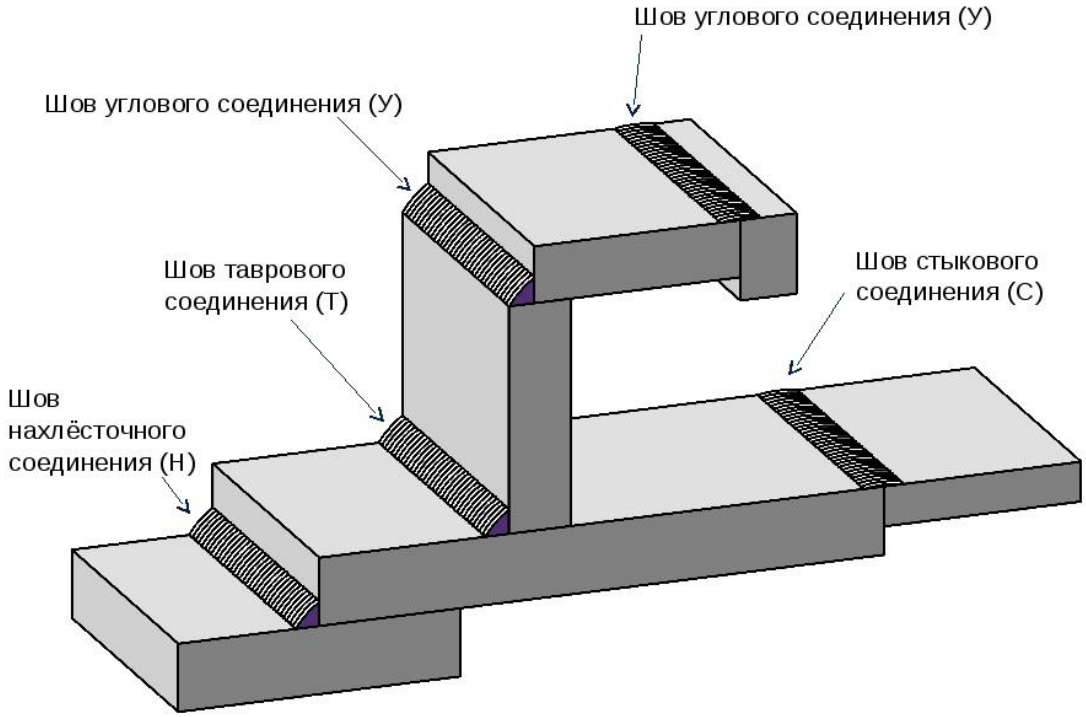


Рисунок 2 - Способы соединения сварных конструкций

Стыковые швы (рис. 3) являются самыми распространенным видом швов. Они используются при сварке металлических листов или труб различной толщины. Для сварки заготовки должны быть надежно зафиксированы. Между деталями остается небольшой зазор – около 1..2 мм. В процессе сварки он заполняется расплавленным материалом, образующим сварной шов.

Различают односторонние и двухсторонние стыковые швы. При односторонней сварке шов формируется только на одной стороне деталей. В случае двухстороннего шва сварка проводится на обеих сторонах заготовок.

В зависимости от толщины свариваемых деталей для стыковых швов по-разному готовят сварочные кромки. Соответственно этому различают формы:

1) с отбортовкой – для деталей толщиной до 4 мм,
2) без скоса – для деталей толщиной до 8 мм,

3) с V-образным скосом – для деталей толщиной от 3 до 60 мм,
4) с X-образным скосом – для деталей толщиной от 8 до 120 мм,
5) с K-образным скосом – для деталей толщиной от 8 до 100 мм,
6) с криволинейным скосом – для деталей толщиной от 15 до 100 мм.

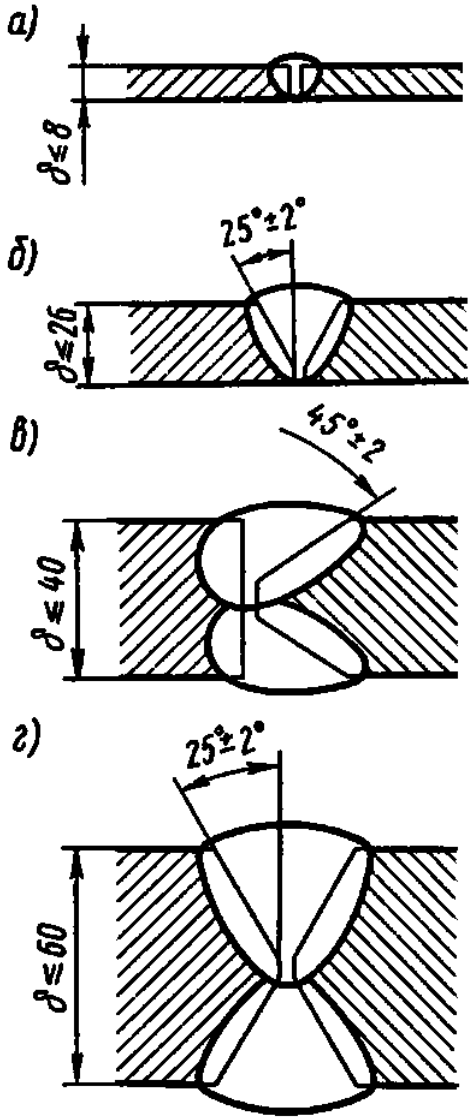


Рисунок 3 - Стыковые швы:
а – односторонний без скоса кромок; *б* - односторонний со скосом кромок;
в – двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки;
г – двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок;

Стыковые швы рассчитывают на прочность по номинальному сечению соединяемых деталей (без учета утолщения швов), как целые детали.

При нагружении стыкового сварного шва поперечной силой F (см. рис. 4) расчет на прочность осуществляют по формуле

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} \le [\sigma']$$

где σ' - нормальное напряжение в шве;
F - сила;
δ - минимальная толщина детали;
l - длина шва;
$[\sigma']$ - допускаемое нормальное напряжение для материала шва (Приложение 1).

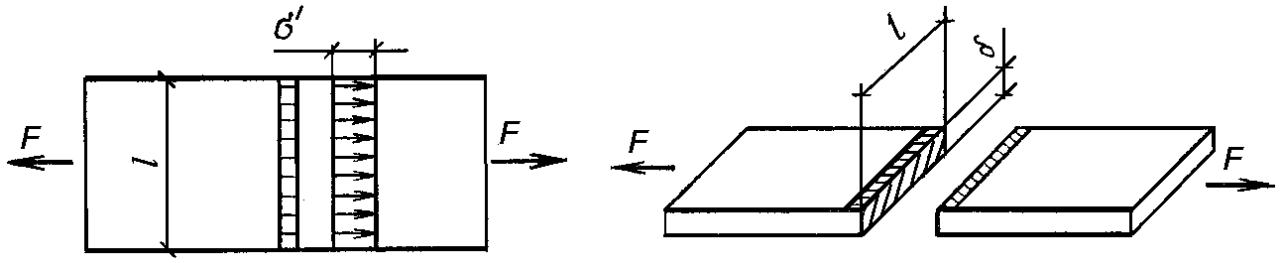


Рисунок 4 – Схема нагружения стыкового сварного шва поперечной силой *F*

Условие прочности для сварного шва при действии изгибающего момента (см. рис. 5)

$$\sigma' = \frac{M}{W} \le [\sigma'],$$

где M – изгибающий момент;

$W = \frac{\delta l^2}{6}$ – осевой момент сопротивления сечения сварного шва.

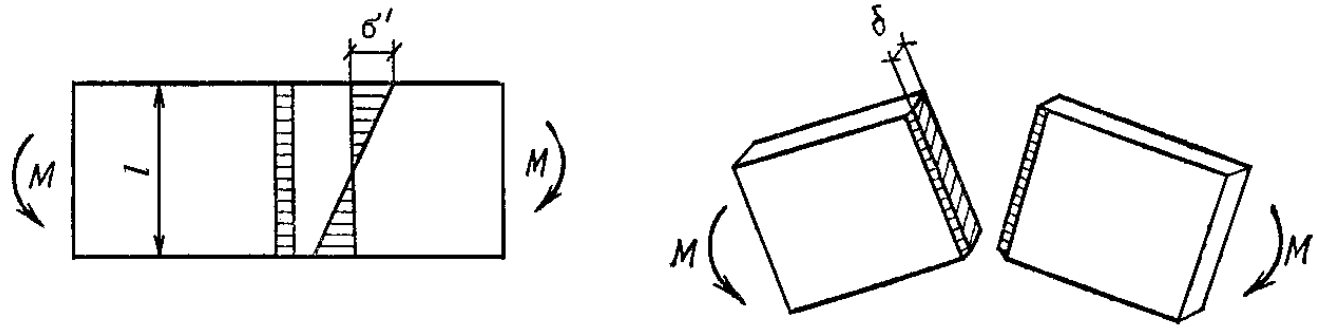


Рисунок 5 – Схема нагружения стыкового сварного шва моментом *M*

Угловые сварные швы (рис. 6) в основном используются для выполнения нахлесточных, тавровых и угловых соединений. Угловой сварной шов характеризуется катетом *k*, толщиной свариваемых деталей δ, длиной шва *l*.

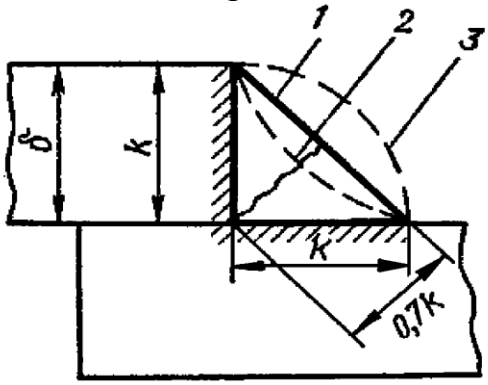


Рисунок 6 – Угловой сварной шов:
1 – нормальный; 2 – вогнутый; 3 - выпуклый

Сварные швы по форме поперечного сечения могут быть нормальными 1, вогнутыми 2 и выпуклыми 3 (рис. 6). Наиболее распространены нормальные швы.

Угловые швы по расположению относительно силы, действующей на шов, различают: лобовые (рис. 7, *а*), фланговые (рис. 7, *б*), косые (рис. 7, *в*), комбинированные (рис. 7, *г*).

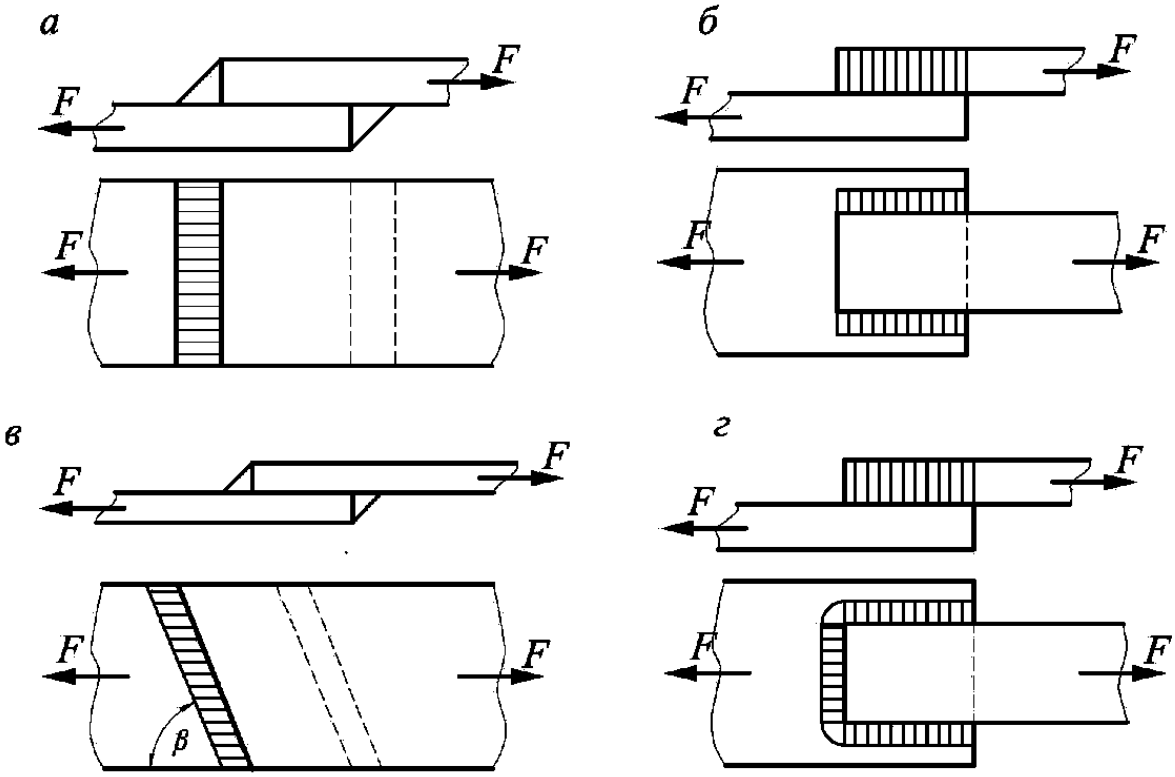


Рисунок 7 – Угловые сварные швы нахлесточных соединений

Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва. Для нормального углового шва толщину шва в расчетном сечении принимают $0{,}7k$.

При действии на лобовой угловой шов силы F (рис. 8), его рассчитывают по формуле

$$\tau_c^{/} = \frac{F}{0{,}7kl} \le \left[\tau_c^{/}\right],$$

где $\tau_c^{/}$ - расчетное напряжение среза в шве;

k – катет шва;

l – длина шва;

$\left[\tau_c^{/}\right]$ - допускаемое напряжение на срез шва (Приложение 1)

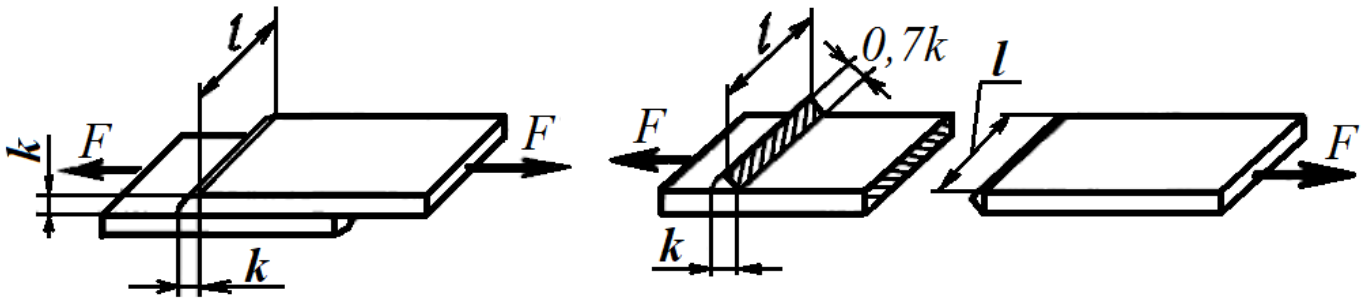


Рисунок 8 - Схема нагружения лобового углового сварного шва силой F

При действии на два фланговых угловых шва силы F (рис. 9), их рассчитывают по формуле

$$\tau_c^{/} = \frac{F}{0{,}7k2l} \le \left[\tau_c^{/}\right].$$

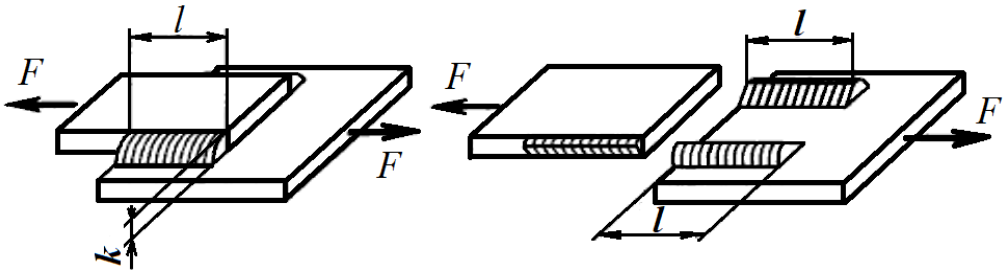


Рисунок 9 - Схема нагружения фланговых угловых сварных швов силой *F*

Если на угловые швы таврового соединения действуют сила *F* и момент *M* (рис. 10), швы рассчитывают по формуле

$$\tau_c^{/} = \sqrt{(\tau_1)^2 + (\tau_2)^2} \le \left[\tau_c^{/}\right].$$

В этой формуле касательное напряжение от силы F

$$\tau_1 = \frac{F}{0{,}7k2l}.$$

Касательное напряжение от момента M

$$\tau_2 = \frac{M}{W} = \frac{6M}{2 \cdot 0{,}7kl^2}.$$

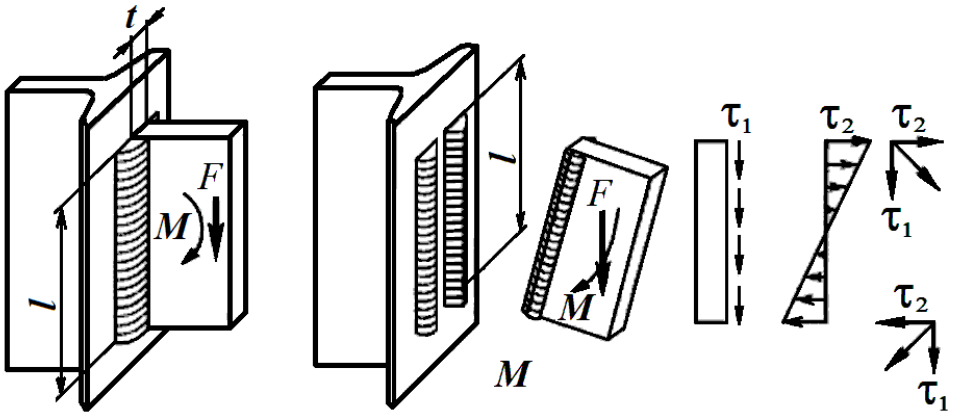


Рисунок 10 - Схема нагружения угловых сварных швов таврового соединения силой *F* и моментом *M*

3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовыми соединениями называются разъемные соединения с помощью резьбовых крепежных деталей – винтов, болтов, шпилек, гаек (см. рис. 11).

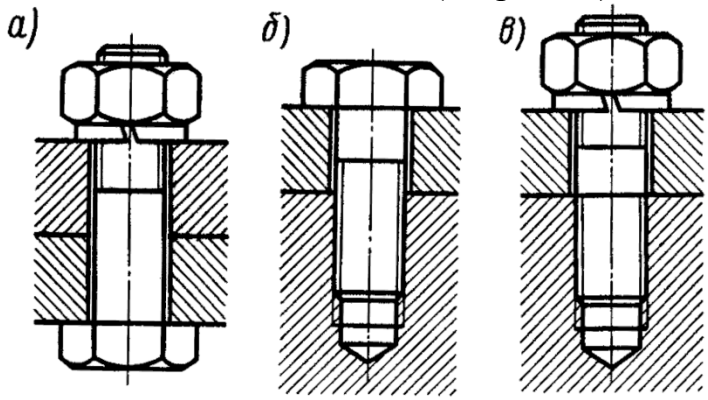


Рисунок 11 – Резьбовые соединения:
а – болтовое, *б* – винтовое, *в* – шпилечное

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

По форме профиля резьбы разделяют на треугольную, прямоугольную, трапецеидальную, круглую.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбу. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Наиболее распространенной является правая резьба. Левую применяют только в специальных случаях.

По числу заходов резьбы делят на однозаходную, двухзаходную и т.д. Наиболее распространенной является однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяют преимущественно в винтовых механизмах.

По форме основной поверхности различают цилиндрическую и коническую резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническая резьба применяется для плотного соединения труб, штуцеров, пробок и т.д.

По назначению резьбы разделяются на крепежные, крепежно-уплотняющие и ходовые.

Резьба, расположенная на наружной поверхности называется наружной, а на внутренней поверхности – внутренней.

Резьба характеризуется следующими основными параметрами (рис. 12):

d (D) - наружный диаметр резьбы;

d_1 (D_1) - внутренний диаметр резьбы;

d_2 (D_2) - средний диаметр резьбы, где ширина витка равна ширине впадины;

H – высота теоретического профиля;

h – рабочая высота профиля;

p - шаг резьбы;

α - угол профиля резьбы.

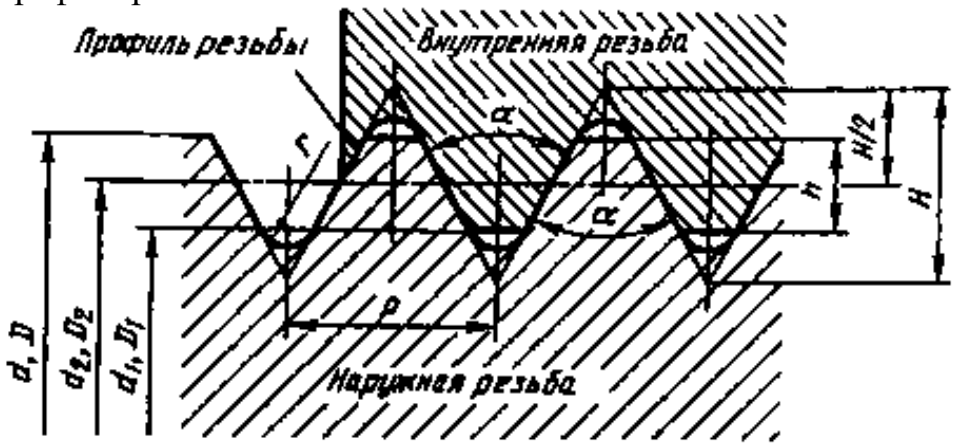


Рисунок 12 – Геометрические параметры крепежных резьб

Наиболее распространенной крепежной резьбой является метрическая резьба (см. Приложение 4). Метрическая резьба треугольная. Она характеризуется углом профиля α=60°, притуплением вершин профиля резьбы винта по прямой на расстояние $H/8$ и вершин профиля резьбы гайки на расстояние $H/4$ от вершин теоретического профиля. Профиль впадин у винта может иметь притупление или закругление радиусом $r=H/6\approx0{,}144p$.

Выход из строя болтов и винтов обычно происходит вследствие разрыва стержня по резьбе или переходному сечению у головки, в результате разрушения или повреждения резьбы, из-за разрушения головки. Шпильки выбывают из строя вследствие разрыва стержня по резьбе, повреждения или разрушения резьбы. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию их равнопрочности по указанным критериям, то расчет обычно производят по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня. Из расчета стержня на прочность определяют номинальный диаметр резьбы болта. Длину болта принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей.

Всё многообразие резьбовых соединений одиночными болтами может быть сведено к следующим простейшим расчётным схемам.

Схема I. Болт нагружен осевой растягивающей силой, предварительная и последующая затяжки его отсутствуют (соединение ненапряженное).

Примером может служить болтовое соединение грузовой скобы (рис.13, *а, б*) или подвеска крюка грузоподъемного крана (рис. 13, *в*).

Такие соединения способны воспринимать только статическую нагрузку. Опасным будет сечение, ослабленное резьбой. Поэтому за расчетный диаметр принимают внутренний диаметр резьбы d_1.

Условие прочности болта

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \le [\sigma_p],$$

где F – осевая растягивающая болт сила;

σ_p - расчетное напряжение растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта;

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение болта.

При проектном расчете находят расчетный диаметр

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}.$$

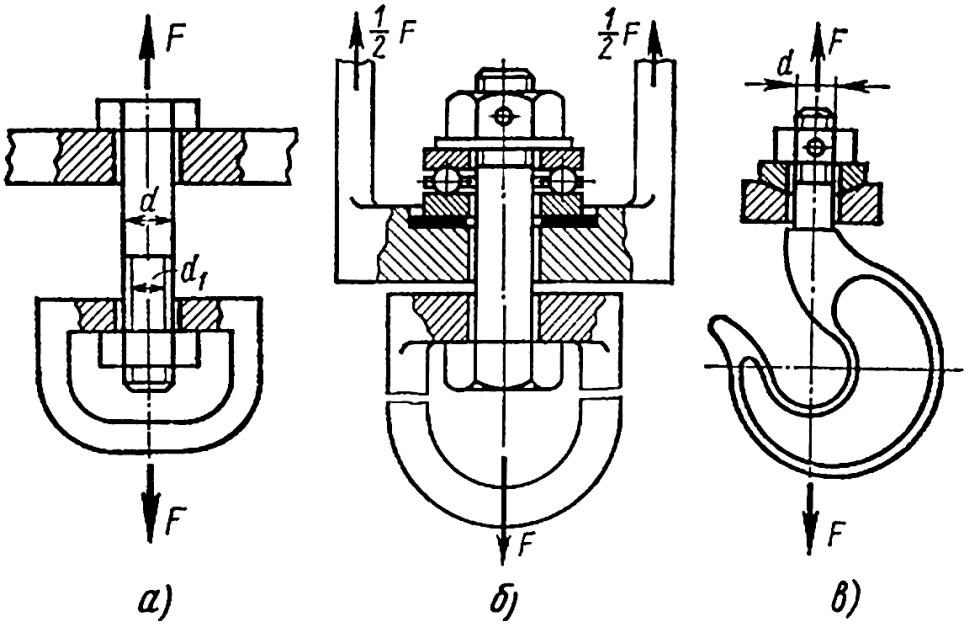


Рисунок 13 - Резьбовые соединения без предварительного напряжения затяжки

Схема II. Болт нагружен центральной осевой силой затяжки, внешняя нагрузка отсутствует (соединение напряженное).

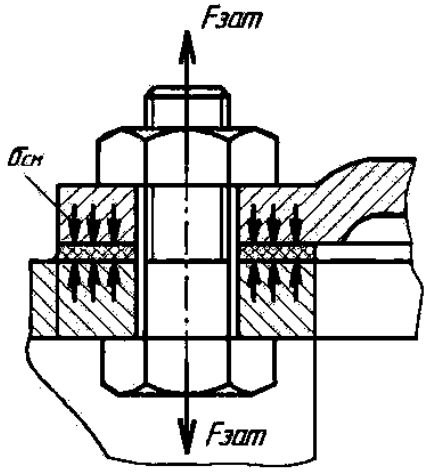


Рисунок 14 – Предварительно затянутый болт без внешней нагрузки

Примером может служить болт для крепления герметичных крышек и люков корпусов (рис. 14). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой затяжки $F_{зат}$ и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p. Момент трения на торце гайки через стержень винта не передается.

Напряжение растяжения от усилия затяжки

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}.$$

Напряжение кручения от момента трения в резьбе

$$\tau_к = \frac{T_p}{W_\rho} = \frac{0{,}5F_{зат}d_2 tg(\psi + \varphi')}{\frac{\pi}{16}d_1^3},$$

где $\tau_к$ - наибольшее напряжения кручения, возникающее в точках контура поперечного сечения болта;

$W_\rho = \frac{\pi d_1^3}{16}$ - полярный момент сопротивления поперечного сечения болта;

ψ - угол подъема резьбы;

φ' - приведенный угол трения.

Величина силы затяжки

$$F_{зат}=S\sigma_{см},$$

где S – площадь стыка детали;

$\sigma_{см}$ – напряжение смятия в стыке деталей, величину которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта проверяют по эквивалентному напряжению, которое определяется по гипотезе энергии формоизменения

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_к^2} \le [\sigma_p].$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\left(\frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{8F_{зат}d_2 tg(\psi + \varphi')}{\pi d_1^3}\right)^2}.$$

Откуда

$$\sigma_{экв} = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}\sqrt{1+12\left[\frac{d_2}{d_1}tg(\psi+\varphi')\right]^2}$$

или

$$\sigma_{экв} = \sigma_p\sqrt{1+12\left[\frac{d_2}{d_1}tg(\psi+\varphi')\right]^2}\ .$$

Принимая для стандартных стальных болтов с метрической резьбой $\psi = 2°30'$, $\frac{d_2}{d_1} = 1{,}12$ и $f = 0{,}15$, чему соответствует $\varphi' = 8°40'$, окончательно получим

$$\sigma_{экв} \approx 1{,}3\sigma_p .$$

Следовательно, болт, работающий одновременно на растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по расчетной силе, увеличенной по сравнению с силой $F_{зат}$, растягивающей болт, в 1,3 раза

$$\sigma_{экв} = \frac{1{,}3F_{зат}}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \le [\sigma_p].$$

Откуда

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4\cdot 1{,}3F_{зат}}{\pi[\sigma_p]}}\ .$$

Схема III. Предварительно затянутый болт дополнительно нагружен внешней осевой растягивающей силой.

Этот вид нагружения самый распространенный. Примером таких болтов могут служить болты крепления крышек цилиндров, находящихся под давлением (рис. 15). Условие работоспособности такого соединения – герметичность или нераскрытие стыка под давлением. Считаем, что сила давления Q распределяется между болтами фланца равномерно.

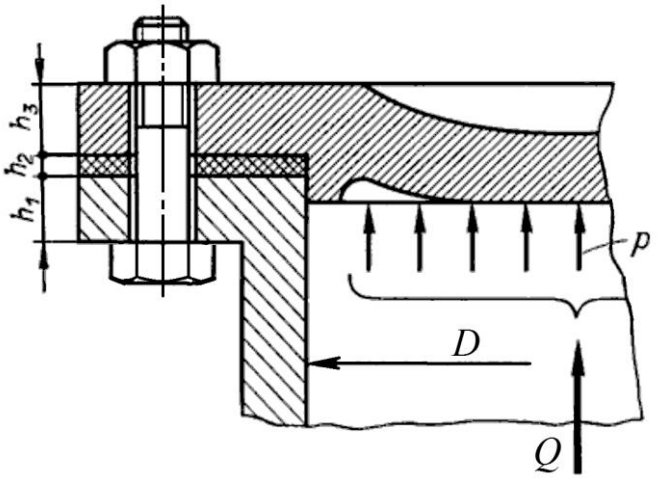


Рисунок 15 – Болтовое соединение крышки сосуда, находящегося под давлением

Внешняя сила, действующая на один болт,

$$F_{вн} = \frac{Q}{z},$$

где z – число болтов по фланцу.

На рисунке 16 показана схема нагружения предварительно затянутого болта внешней силой $F_{вн}$.

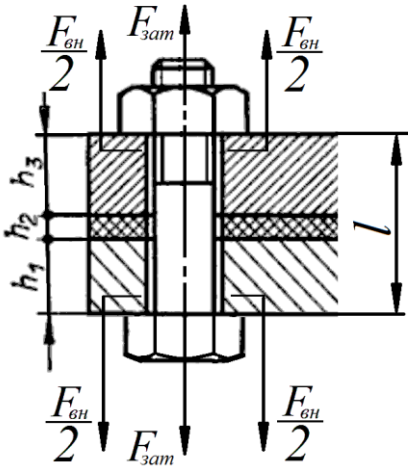


Рисунок 16 - Предварительно затянутый болт, нагруженный внешней силой $F_{вн}$

После предварительной затяжки силой под действием силы предварительной затяжки $F_{зат}$ болт растягивается, а детали стыка сжимаются. При действии на болт внешней силы $F_{вн}$ только часть ее $\chi F_{вн}$ дополнительно нагружает болт, а остальная часть $(1-\chi)F_{вн}$ идет на частичную разгрузку деталей стыка от сжатия. Коэффициент χ, учитывающий долю внешней нагрузки, приходящуюся на болт, называется коэффициентом внешней (основной) нагрузки:

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_б + \lambda_д},$$

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

$\lambda_д$ - податливость соединяемых деталей.

$$\lambda_б = \frac{l}{EA},$$

где E – модуль упругости материала болта;

A – площадь сечения болта;

l - расчетная длина, равная свободной длине болта между опорными поверхностями (рис. 16).

Коэффициент податливости соединяемых деталей равен

$$\lambda_д = \frac{h_1}{E_1 A_1} + \frac{h_2}{E_2 A_2} + ... + \frac{h_n}{E_n A_n},$$

где $h_1, h_2, \ldots, h_n$ – толщины соединяемых деталей;

$A_1, A_2, \ldots, A_n$ – площади поперечных сечений конусов давлений;

$E_1, E_2, \ldots, E_n$ – модули упругости материалов этих деталей.

Для предупреждения раскрытия стыка надо выполнить условие

$$F_{зат} > (1-\chi)F_{вн}.$$

В расчетной практике принимают

$$F_{зат} = k(1-\chi)F_{вн},$$

где k – коэффициент затяжки болта:
k=1,25..2 – при постоянной нагрузке;
k=2,5..4 – при переменной нагрузке;
k=1,3..2,5 - при мягкой прокладке;
k=2..3,5– при фасонной металлической;
k=3..5 – при плоской металлической прокладке.

Растягивающая сила F_0, действующая на болт, после предварительной затяжки и приложения внешней силы $F_{вн}$ равна

$$F_0 = F_{зат} + \chi F_{вн} = k(1-\chi)F_{вн} + \chi F_{вн}.$$

С учетом крутящего момента трения в резьбе T_p расчетную силу определяют по формуле

$$F_p = 1{,}3F_{зат} + \chi F_{вн}$$

или

$$F_p = \left[1{,}3k(1-\chi) + \chi\right]F_{вн}.$$

Условие прочности болта

$$\frac{4F_p}{\pi d_1^2} \le \left[\sigma_p\right],$$

Проектный расчет болта выполняют по формуле

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}}.$$

Схема IV. Болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой (рис.17).

В этом случае болт затягивается такой силой затяжки $F_{зат}$, чтобы возникающая при этом сила трения $F_{тр}$ на поверхности стыка соединяемых деталей была не меньше внешней сдвигающей силы F.

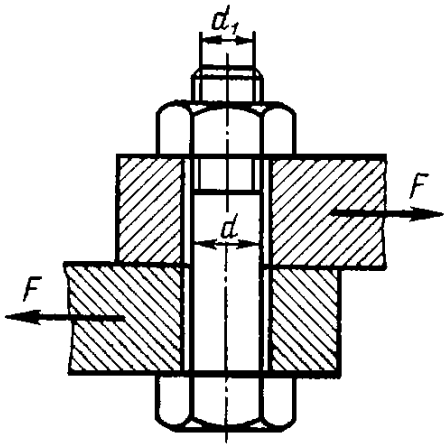


Рисунок 17 - Болт, установленный в отверстие с зазором, нагруженный поперечной силой

Условие отсутствия сдвига

$$F_{тр} \geq F .$$

Сила трения на поверхности стыка

$$F_{тр} = F_{зат} f ,$$

где f– коэффициент трения.

Откуда

$$F_{зат} = \frac{F_{тр}}{f} = \frac{KF}{f} .$$

где K – коэффициент запаса от сдвига:

K=1,2..1,5 при статической нагрузке;

K=1,8..2 при переменной нагрузке.

Условие прочности болта с учетом запаса от сдвига

$$\frac{4 \cdot 1{,}3 F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

или

$$\frac{4 \cdot 1{,}3 KF}{\pi d_1^2 f} \leq [\sigma_p].$$

Проектный расчет болта выполняют по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 KF}{\pi [\sigma_p] f}} .$$

Схема V. Болт, установленный в отверстие из-под развертки без зазора, нагружен поперечной силой (рис.18).

В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку типа напряженной $\left(\frac{H7}{k6}\right)$.

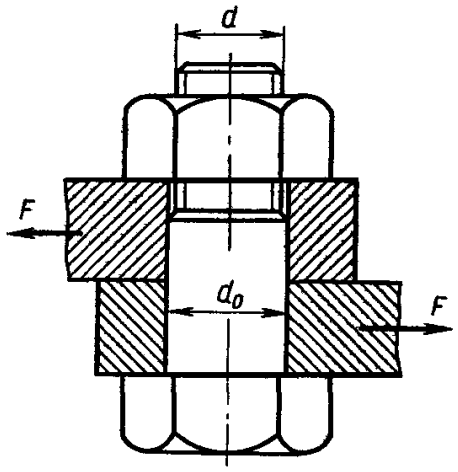


Рисунок 18 - Болт, установленный в отверстие из-под развертки без зазора, нагруженный поперечной силой

При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, т.к. затяжка болта необязательна. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_0^2 i} \le [\tau_c],$$

где τ_c - расчетное напряжение среза болта;

$[\tau_c]$ - допускаемое напряжение на срез болта;

F – поперечная сила;

d_0 – диаметр стержня болта в опасном сечении (диаметр отверстия);

i – число плоскостей среза.

Проектный расчет болта на срез выполняют по формуле

$$d_0 \ge \sqrt{\frac{4F}{i\pi[\tau_c]}}.$$

Если болтом соединяются тонкие детали, то необходимо производить проверку прочности деталей на смятие. Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта трудно установить точно. В значительной степени это зависит от величины натяга посадки, а также от точности цилиндрической формы стержня и отверстия. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям.

Эпюру действительного распределения напряжений (рис. 19, *а*) заменяют условной (рис. 19, *б*) с равномерным распределением напряжений.

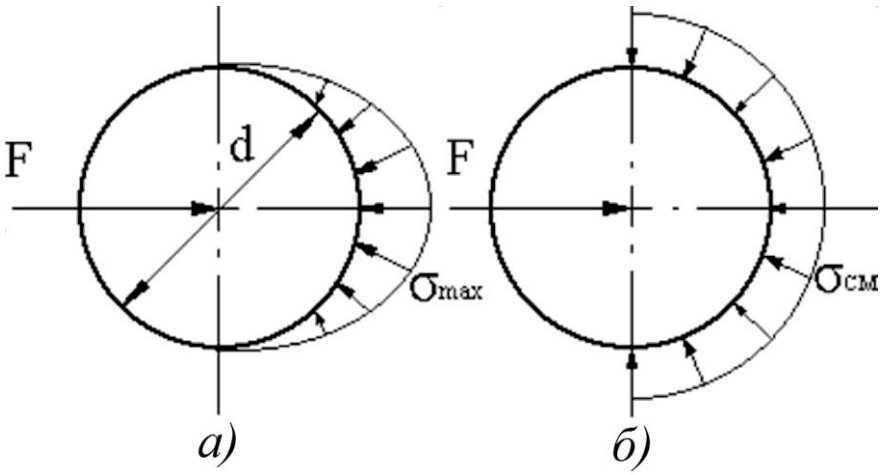


Рисунок 19 – Эпюры распределения напряжений смятия

Условие прочности по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_0 h_{\min}} \le [\sigma_{см}],$$

где $\sigma_{см}$ - расчетное напряжение смятия болта;

$[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие болта;

$h_{\min}$ - длина наиболее сминаемой части стержня болта.

Эта формулы справедливы как для болта, так и для деталей.

Схема VI. Предварительно затянутый болт с эксцентрической головкой дополнительно нагружен внешней силой F (рис. 20).

В винтах с эксцентричной (костыльной) головкой под действием силы F и $F_{зат}$ возникают напряжения растяжения σ_p и σ_u .

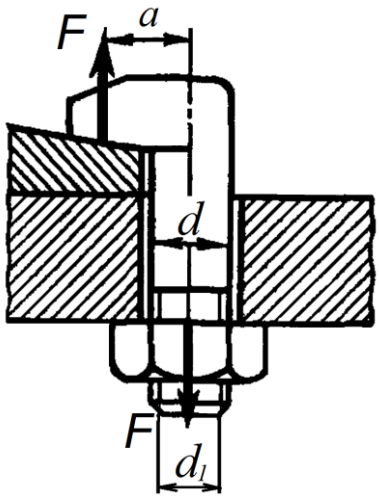


Рисунок 20 – Болт с эксцентрической головкой, нагруженный дополнительной силой F

Суммарное напряжение в наиболее опасной точке

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u .$$

С учетом кручения стержня болта от момента трения в резьбе T_p условие прочности имеет вид

$$\sigma = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} + \frac{32F_p a}{\pi d_1^3} \le [\sigma_p].$$

Здесь

$$F_p = 1{,}3F_{зат} + \chi F .$$

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

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где σ_T - предел текучести материала болта;

$[s]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности (см. Приложение 5).

Допускаемое напряжение на срез болтов рекомендуется принимать

$$[\tau_c] = (0{,}2..0{,}3)\sigma_T .$$

Допускаемое напряжение на смятие стальных деталей

$$[\sigma_{см}] = 0{,}8\sigma_T ,$$

чугунных деталей

$$[\sigma_{см}] = (0{,}4..0{,}5)\sigma_B ,$$

где σ_B - предел прочности соединяемых деталей.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Контрольно-расчетная работа выполняется с целью закрепления знаний студента по темам «Сварные соединения» и «Резьбовые соединения».

В работе необходимо выполнить расчет сварных швов и болтового соединения кронштейна (рис. 21), нагруженного внешней силой *F*.

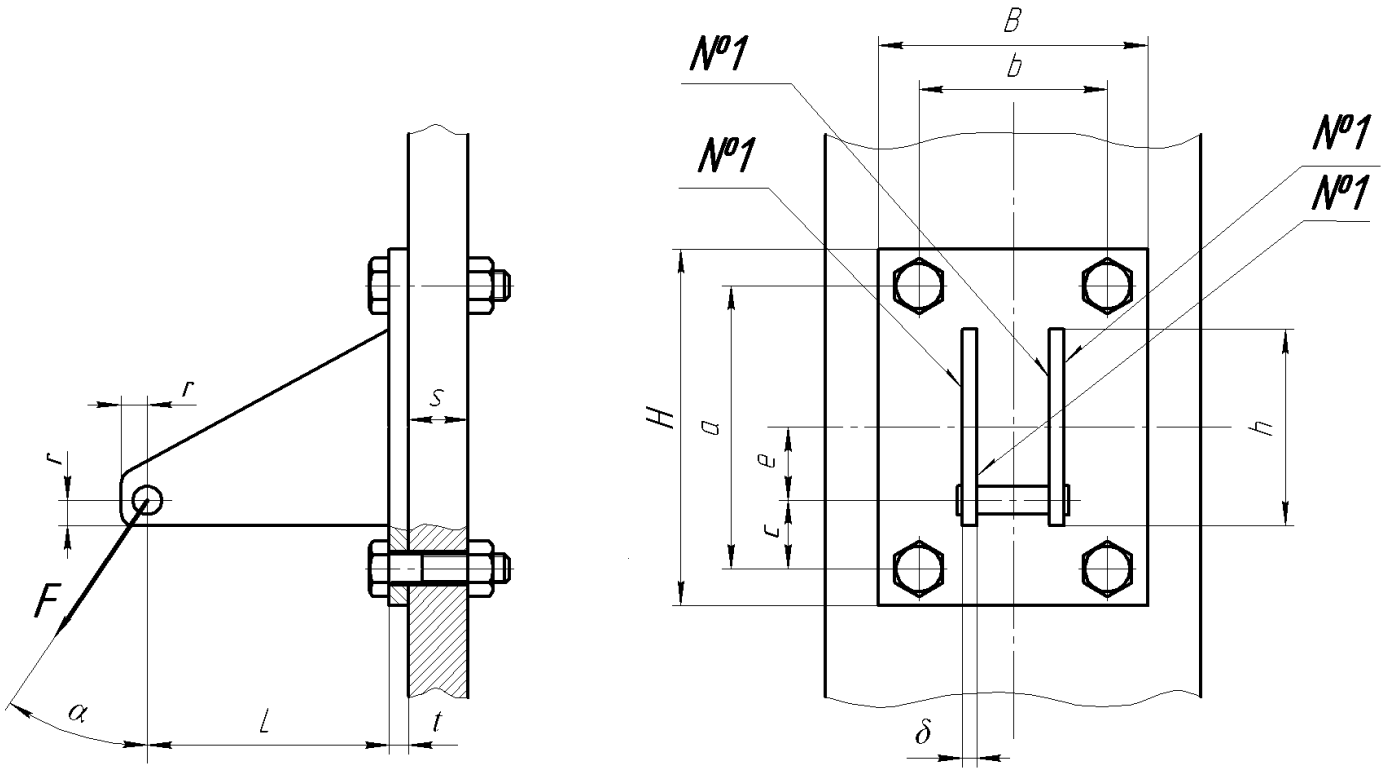


Рисунок 21 - Кронштейн

Исходными данными для расчета являются:
- внешняя сила *F*;
- геометрические размеры: *L, t, s, B, H, a, b, h, e*, угол α;
- материалы соединяемых деталей, болтов и гаек;
- метод сварки и марка электрода.

Недостающие данные принять самостоятельно.

Исходные данные для расчета в соответствии с вариантом приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ варианта	*F*, кН	*L*, мм	*t*, мм	*s*, мм	*B*, мм	*H*, мм	*a*, мм	*b*, мм	*h*, мм	*e*, мм	α, град.	Материал болтов и гаек	Метод сварки и марка электрода (см.Приложение 1)
1	5	500	12	30	300	400	320	220	300	120	30	Ст3	1
2	5,5	450	12	30	320	400	320	240	250	100	45	45	2
3	6	400	12	30	340	400	320	260	320	140	60	30ХН3А	3
4	6,5	350	12	30	360	400	320	280	300	130	30	45	1
5	7	300	12	30	380	400	320	300	250	110	45	30ХН3А	2
6	7,5	500	12	30	400	400	300	320	320	150	60	Ст3	3
7	8	450	12	30	300	400	300	200	300	120	30	45	1
8	8,5	400	12	30	320	400	300	220	250	110	45	Ст3	2
9	9	350	12	30	340	400	300	240	320	140	60	30ХН3А	3
10	10	300	12	30	360	400	300	260	300	110	30	45	1
11	11	500	14	25	380	450	360	280	350	140	45	30ХН3А	2
12	12	450	14	25	400	450	360	300	300	120	60	Ст3	3
13	13	400	14	25	300	450	360	220	380	160	30	45	1
14	14	350	14	25	320	450	360	240	350	150	45	30ХН3А	2
15	15	300	14	25	340	450	360	260	300	130	60	Ст3	3
16	16	250	14	25	360	450	340	280	380	170	30	45	1
17	17	200	14	25	380	450	340	300	350	140	45	30ХН3А	2
18	18	500	14	25	400	450	340	320	300	110	60	Ст3	3
19	19	450	14	25	300	450	340	200	380	160	30	45	1
20	20	400	14	25	320	450	340	220	350	140	45	30ХН3А	2
21	21	350	16	40	340	500	420	240	400	180	60	Ст3	3
22	22	300	16	40	360	500	420	260	420	190	30	45	1
23	23	250	16	40	380	500	420	280	380	170	45	Ст3	2
24	24	200	16	40	400	500	420	300	400	170	60	30ХН3А	3
25	25	500	16	40	300	500	420	200	420	180	30	Ст3	1
26	26	450	16	40	320	500	400	220	380	160	45	45	2
27	27	400	16	40	340	500	400	240	400	160	60	30ХН3А	3
28	28	350	16	40	360	500	400	260	420	170	30	45	1
29	29	300	16	40	380	500	400	280	380	160	45	30ХН3А	2
30	30	250	16	40	400	500	400	300	400	170	60	Ст3	3

5. ПОРЯДОК РАСЧЕТА СВАРНЫХ ШВОВ И БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КРОНШТЕЙНА

Расчет соединений проводим без учета сил тяжести деталей рассчитываемой конструкции.

Раскладываем силу F на горизонтальную F_z и вертикальную F_y составляющие:

$$F_z = F \sin\alpha ;$$

$$F_y = F \cos\alpha .$$

5.1. Расчет сварного соединения

Действие составляющих F_z и F_y заменяем действием сил F_z и F_y, приложенных в центре сварного соединения, и действием момента (см. рис. 22)

$$M_{x\max} = F_y L - F_z e ,$$

где L и e – заданные геометрические размеры.

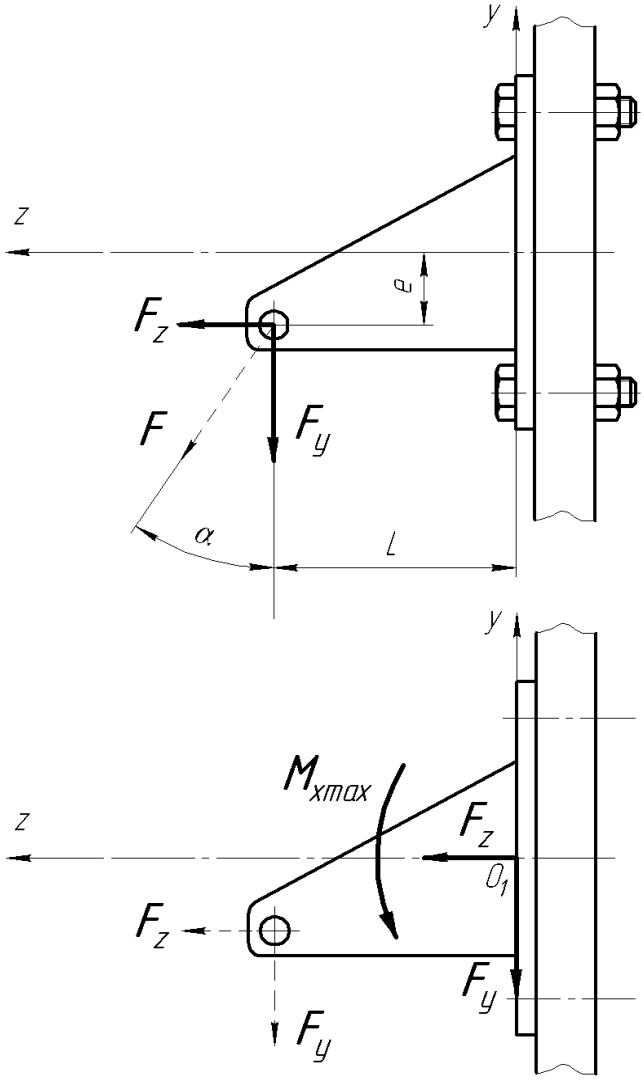


Рисунок 22 - Разложение силы F на составляющие и перенос их в центр сварного шва.

Рассматриваемое тавровое сварное соединение выполнено четырьмя угловыми швами (см. рис. 23). Угловые швы рассчитываем на срез по наименьшей

площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва.

Площадь сечения сварных швов

$$A = 4 \cdot 0{,}7kh = 2{,}8kh,$$

где k – катет сварного шва;

h – длина сварного шва.

Осевой момент сопротивления сечения сварных швов

$$W_x = \frac{4 \cdot 0{,}7kh^2}{6} = 0{,}467kh^2.$$

Максимальное касательное напряжение в сварном шве от действия силы F_z

$$\tau'_{F_z} = \frac{F_z}{A} = \frac{F_z}{2{,}8kh}.$$

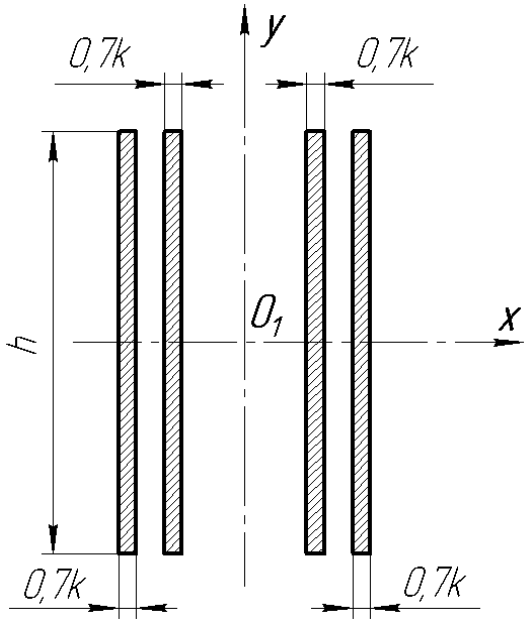


Рисунок 23 - Расчетное сечение сварного шва

Максимальное касательное напряжение в сварном шве от действия силы F_y

$$\tau'_{F_y} = \frac{F_y}{A} = \frac{F_y}{2{,}8kh}.$$

Максимальное касательное напряжение в сварном шве от действия момента $M_{x\max}$

$$\tau'_{M_x} = \frac{M_{x\max}}{W_x} = \frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}.$$

Суммарное максимальное напряжение в сварных швах

$$\tau' = \sqrt{\left(\tau'_{F_z} + \tau'_{M_x}\right)^2 + \left(\tau'_{F_y}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8kh} + \frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{2{,}8kh}\right)^2}.$$

Из условия прочности $\tau' \le [\tau'_c]$ определяем катет сварного шва k:

$$\sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8kh} + \frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{2{,}8kh}\right)^2} \le \left[\tau'_c\right];$$

$$k \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8h}+\frac{M_{x\max}}{0{,}467h^2}\right)^2+\left(\frac{F_y}{2{,}8h}\right)^2}}{\left[\tau_c^{/}\right]}.$$

Величину катета сварного шва принимаем из интервала значений k=(3..10) мм.

В случае, если катет сварного шва из проектировочного расчета получится более 10 мм, необходимо увеличить размер h. Размер h определяем из расчета на прочность, приняв k=10мм.

Величину $[\tau_c^{/}]$ определяем в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла $[\sigma_p]$ (см. Приложение 1). Для деталей из стали Ст3 принимаем $[\sigma_p]$=160МПа.

5.2. Расчет болтового соединения

Действие составляющих F_z и F_y заменяем действием сил F_z и F_y, приложенных в центре стыка, и действием момента (см. рис. 24)

$$M = F_y(L+t) - F_z e.$$

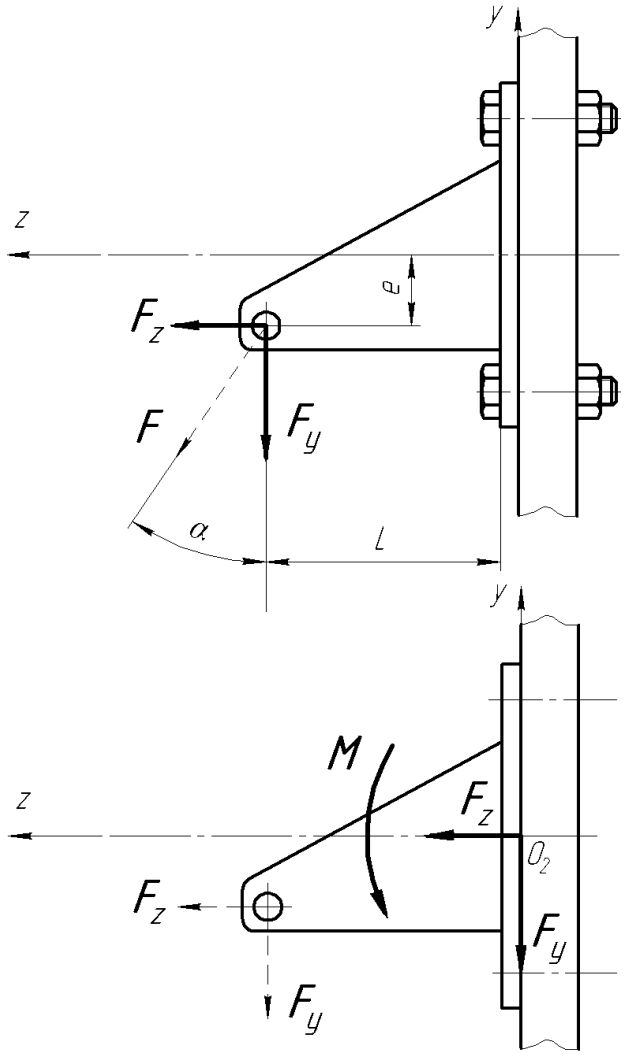


Рисунок 24 - Разложение силы F на составляющие и перенос их в центр стыка

F_z и M раскрывают стык, а F_y сдвигает детали. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов силой $F_{зат}$.

Расчет по условию нераскрытия стыка

До приложения нагрузки F затяжка образует в стыке напряжения смятия, которые приближенно считаем равномерно распределенными по стыку (см. рис. 25):

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат} z}{A_{ст}},$$

где $z = 4$ – число болтов;

$A_{ст}$ - площадь стыка, которую оцениваем приближенно без учета отверстий под болты.

$$A_{ст} = BH .$$

Сила F_z растягивает болты и уменьшает $\sigma_{зат}$ на величину

$$\sigma_{F_z} = \frac{F_z}{A_{ст}}(1-\chi),$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки.

На практике в подобных соединениях величина χ мала. Упрощая решение, принимаем χ=0, что идет в запас по условию нераскрытия стыка:

$$\sigma_{F_z} \approx \frac{F_z}{A_{ст}}.$$

Рассматривая условие нераскрытия стыка, будем считать 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 величиной χ так же, как это было при определении σ_{F_z}, приближенно запишем

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{ст}},$$

где $W_{ст}$ - момент сопротивления изгибу.

$$W_{ст} = \frac{BH^2}{6}.$$

Суммарные напряжения в стыке принимают значения (см. рис. 25):

$$\sigma_{\max} = \sigma_{зат} - \sigma_{F_z} + \sigma_M ,$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_{зат} - \sigma_{F_z} - \sigma_M .$$

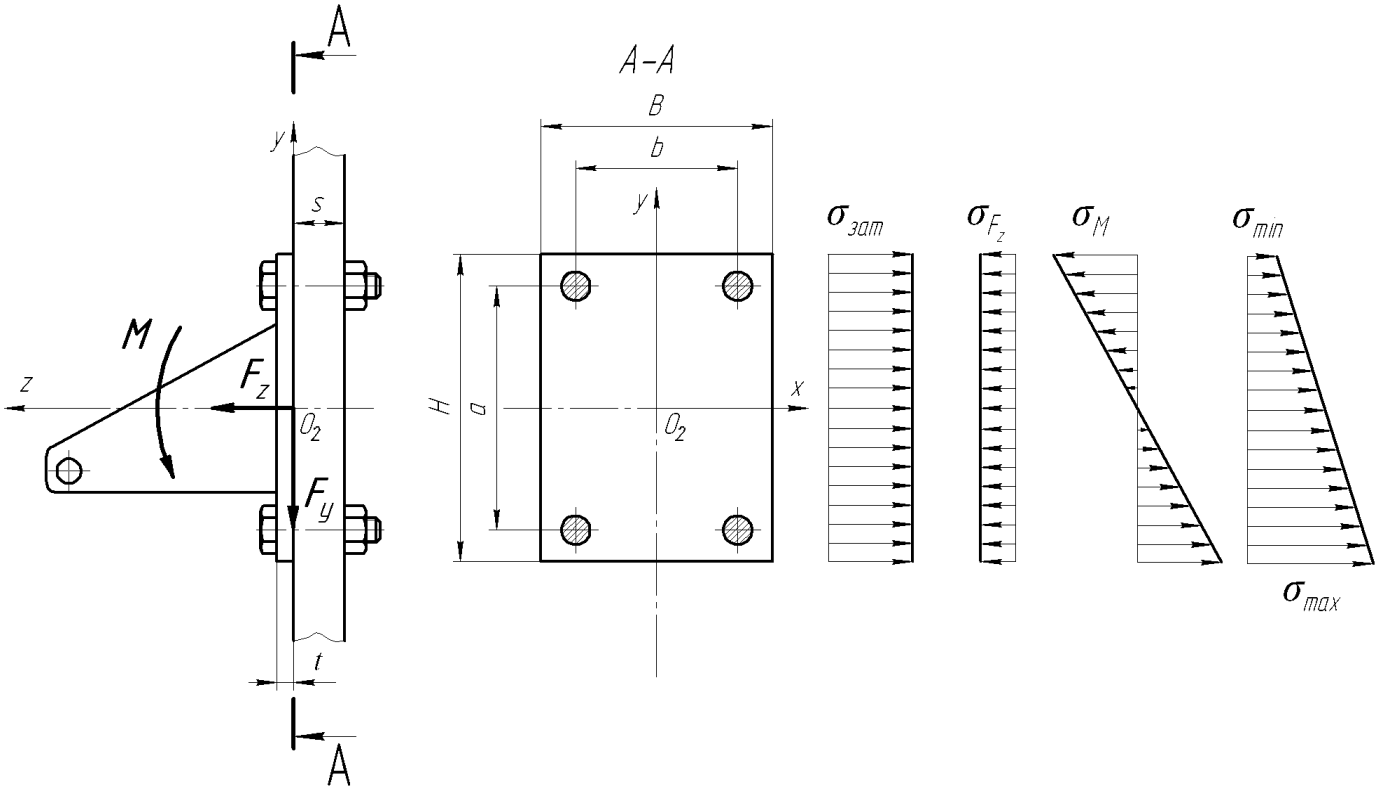


Рисунок 25 - Силовые факторы и напряжения в стыке

По условию нераскрытия стыка

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

или

$$\sigma_{зат} > \sigma_{F_z} + \sigma_M .$$

Принимаем коэффициент запаса по нераскрытию стыка K=1,5.
Получим

$$\sigma_{зат} = K(\sigma_{F_z} + \sigma_M)$$

или

$$\frac{F_{зат} z}{A_{ст}} = K\left(\frac{F_z}{A_{ст}} + \frac{M}{W_{ст}}\right).$$

Откуда

$$F_{зат} = \frac{KA_{ст}}{z}\left(\frac{F_z}{A_{ст}} + \frac{M}{W_{ст}}\right)$$

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке

Детали не будут сдвигаться, если сила трения в стыке $F_{тр} > F_y$ или

$$(F_{зат} z - F_z) f > K' F_y,$$

где f – коэффициент трения в стыке;
K'=1,5 – коэффициент запаса от сдвига.
Коэффициенты трения можно принимать:
f = 0,3..0,35 – сталь по бетону;
f = 0,25 – сталь по дереву;

f = 0,15..0,2 – сталь по стали.

Силу затяжки болта по условию отсутствия сдвига деталей в стыке определяем по формуле

$$F_{зат} = \frac{K'F_y + F_z f}{z\, f}.$$

Расчет деталей, образующих стык, на смятие

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

$$\sigma_{\max} \le [\sigma_{см}].$$

$$\sigma_{зат} - \sigma_{F_z} + \sigma_M \le [\sigma_{см}].$$

$$\sigma_{зат} \le \sigma_{F_z} - \sigma_M + [\sigma_{см}].$$

$$\frac{F_{зат} z}{A_{ст}} \le \frac{F_z}{A_{ст}} - \frac{M}{W_{ст}} + [\sigma_{см}].$$

$$F_{зат} \le \frac{A_{ст}}{z}\left(\frac{F_z}{A_{ст}} - \frac{M}{W_{ст}} + [\sigma_{см}]\right).$$

По найденным значениям $F_{зат}$ принимаем диаметр болта, учитывая, что $F_{зат} < [F_{зат}]$ (см. Приложение 2).

Расчет болтов на прочность.

Внешняя нагрузка F_1, приходящаяся на один болт от силы F_z

$$F_1 = \frac{F_z}{z}.$$

Внешняя нагрузка F_2 от момента M определяется из равенства

$$M = 2F_2 a\ .$$

Откуда

$$F_2 = \frac{M}{2a}.$$

Суммарная внешняя нагрузка

$$F_{внеш} = F_1 + F_2\,.$$

Осевая сила, растягивающая наиболее нагруженный болт

$$F_p = 1{,}3F_{зат} + \chi F_{внеш}\,.$$

Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_б + \lambda_д},$$

где $\lambda_б$ - коэффициент податливости болта,

$\lambda_д$ - коэффициент податливости соединяемых деталей.

$$\lambda_б = \frac{l}{A_б E_б},$$

где $l = t + s$ - длина деформируемой части стержня болта;

$A_б = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поперечного сечения стержня болта.

$E_б$=2·10^{11}Па – модуль упругости материала болта.

$$\lambda_д = \frac{h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} + ... + \frac{h_n}{A_n E_n},$$

где h_1, h_2, …, h_n - толщины соединяемых деталей;

A_1, A_2, …, A_n - площади поперечных сечений конусов давления соединяемых деталей;

E_1, E_2, …, E_n - модули упругости материалов соединяемых деталей.

При одинаковых материалах соединяемых деталей

$$\lambda_д = \frac{4(s+t)}{\pi\left(\left(D_1 + 0{,}25(s+t)\right)^2 - d_o^2\right) E_д},$$

где D_1 - наружный диаметр опорного торца гайки (см. Приложение 3);

d_o - диаметр отверстия под болт;

$E_д$ - модуль упругости материала соединяемых деталей.

Проверяем наиболее нагруженный болт на прочность по формуле

$$\sigma = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} \le [\sigma_p],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы (см. Приложение 4).

Допускаемое напряжение на растяжение болта $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$.

Пределы текучести:

- для стали Ст3 σ_T=240МПа;
- для стали 45 σ_T=360МПа;
- для стали 30ХН3А σ_T=900МПа.

Значение допускаемого коэффициента запаса прочности [*s*] выбираем из приложения 5.

6. ПРИМЕР РАСЧЕТА СВАРНЫХ ШВОВ И БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КРОНШТЕЙНА

Выполнить расчет сварных швов и болтового соединения кронштейна (рис. 21) при следующих исходных данных**.**

Сила *F*=44кН.

Геометрические размеры: *L*=250 мм, *t*=20мм, *s*=40 мм, *B*=280 мм, *H*=430 мм, *a*=330 мм, *b*=180 мм, *h*=320 мм, *e*=120 мм, α=30°.

Материал соединяемых деталей – Ст3.

Материал болтов и гаек – Сталь 30ХН3А.

Сварка ручная электродами обыкновенного качества.

Решение

Расчет соединений проводим без учета сил тяжести деталей рассчитываемой конструкции.

Раскладываем силу F на горизонтальную F_z и вертикальную F_y составляющие:

$$F_z = F\sin\alpha = 44\cdot\sin 30° = 22 \text{ кН}$$
$$F_y = F\cos\alpha = 44\cdot\cos 30° = 38{,}1 \text{ кН}.$$

Расчёт сварного соединения

Действие составляющих F_z и F_y заменяем действием сил F_z и F_y, приложенных в центре сварного соединения, и действием момента (см. рис. 22):

$$M_{x\max} = F_y L - F_z e = 38{,}1\cdot 250 - 22\cdot 120 = 6886 \text{ Н·м}.$$

Рассматриваемое тавровое сварное соединение выполнено четырьмя угловыми швами (см. рис. 23). Угловые швы рассчитываем на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва.

Площадь сечения сварных швов

$$A = 4\cdot 0{,}7kh = 2{,}8kh,$$

где k – катет сварного шва;

h – длина сварного шва.

Осевой момент сопротивления сечения сварных швов

$$W_x = \frac{4\cdot 0{,}7kh^2}{6} = 0{,}467kh^2.$$

Максимальное касательное напряжение в сварном шве от действия силы F_z

$$\tau'_{F_z} = \frac{F_z}{A} = \frac{F_z}{2{,}8kh}.$$

Максимальное касательное напряжение в сварном шве от действия силы F_y

$$\tau'_{F_y} = \frac{F_y}{A} = \frac{F_y}{2{,}8kh}.$$

Максимальное касательное напряжение в сварном шве от действия момента $M_{x\max}$

$$\tau'_{M_x} = \frac{M_{x\max}}{W_x} = \frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}.$$

Суммарное максимальное напряжение в сварных швах

$$\tau' = \sqrt{\left(\tau'_{F_z} + \tau'_{M_x}\right)^2 + \left(\tau'_{F_y}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8kh} + \frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}\right)^2 + \left(\frac{F_y}{2{,}8kh}\right)^2}.$$

Из условия прочности $\tau^{/} \le [\tau_c^{/}]$ определяем катет сварного шва *k*:

$$\sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8kh}+\frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}\right)^2+\left(\frac{F_y}{2{,}8kh}\right)^2} \le \left[\tau_c^{/}\right].$$

Величину $[\tau_c^{/}]$ определяем в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла $[\sigma_p]$. (Приложение 1):

$$[\tau_c^{/}]= 0{,}6\,[\sigma_p]=0{,}6\cdot 160=96 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_p]$=160МПа (для деталей из стали Ст3).

$$k \ge \frac{\sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8h}+\frac{M_{x\max}}{0{,}467h^2}\right)^2+\left(\frac{F_y}{2{,}8h}\right)^2}}{\left[\tau_c^{/}\right]}=$$

$$=\frac{\sqrt{\left(\frac{22000}{2{,}8\cdot 0{,}32}+\frac{6886}{0{,}467\cdot 0{,}32^2}\right)^2+\left(\frac{38105}{2{,}8\cdot 0{,}32}\right)^2}}{96\cdot 10^6}=0{,}0018\text{м}$$

Величину катета сварного шва принимаем *k*=3 мм=0,003 м.

Проверяем прочность сварного шва

$$\tau^{/}=\sqrt{\left(\frac{F_z}{2{,}8kh}+\frac{M_{x\max}}{0{,}467kh^2}\right)^2+\left(\frac{F_y}{2{,}8kh}\right)^2}=$$

$$\sqrt{\left(\frac{22000}{2{,}8\cdot 0{,}003\cdot 0{,}32}+\frac{6886}{0{,}467\cdot 0{,}003\cdot 0{,}32^2}\right)^2+\left(\frac{38105}{2{,}8\cdot 0{,}003\cdot 0{,}32}\right)^2}=57{,}9\cdot 10^6 \text{ Па},$$

что меньше допускаемого напряжения $[\tau_c^{/}]$=96·10^6 Па. Прочность сварного шва обеспечена.

Расчёт болтового соединения

Действие составляющих F_z и F_y заменяем действием сил F_z и F_y, приложенных в центре стыка, и действием момента (см. рис. 24)

$$M = F_y(L+t)-F_z e=38{,}1\cdot(250+20)-22\cdot 120=7647\text{Н}\cdot\text{м}$$

F_z и M раскрывают стык, а F_y сдвигает детали. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов силой $F_{зат}$.

Расчет по условию нераскрытия стыка

До приложения нагрузки F затяжка образует в стыке напряжения смятия, которые приближенно считаем равномерно распределенными по стыку (см. рис. 25):

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат} z}{A_{ст}},$$

где $z = 4$ – число болтов;

$A_{ст}$ - площадь стыка, которую оцениваем приближенно без учета отверстий под болты.

$$A_{ст} = BH .$$

Сила F_z растягивает болты и уменьшает $\sigma_{зат}$ на величину

$$\sigma_{F_z} = \frac{F_z}{A_{ст}}(1 - \chi),$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки.

На практике в подобных соединениях величина χ мала. Упрощая решение, принимаем χ=0, что идет в запас по условию нераскрытия стыка:

$$\sigma_{F_z} \approx \frac{F_z}{A_{ст}}.$$

Рассматривая условие нераскрытия стыка, будем считать 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 величиной χ так же, как это было при определении σ_{F_z}, приближенно запишем

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{ст}},$$

где $W_{ст}$ - момент сопротивления изгибу.

$$W_{ст} = \frac{BH^2}{6}.$$

Суммарные напряжения в стыке принимают значения (см. рис. 25):

$$\sigma_{\max} = \sigma_{зат} - \sigma_{F_z} + \sigma_M ,$$
$$\sigma_{\min} = \sigma_{зат} - \sigma_{F_z} - \sigma_M .$$

По условию нераскрытия стыка

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

или

$$\sigma_{зат} > \sigma_{F_z} + \sigma_M .$$

Принимаем коэффициент запаса по нераскрытию стыка K=1,5.

Получим

$$\sigma_{зат} = K(\sigma_{F_z} + \sigma_M)$$

или

$$\frac{F_{зат} z}{A_{ст}} = K\left(\frac{F_z}{A_{ст}} + \frac{M}{W_{ст}}\right).$$

Откуда

$$F_{зат} = \frac{KA_{ст}}{z}\left(\frac{F_z}{A_{ст}} + \frac{M}{W_{ст}}\right) = \frac{KBH}{z}\left(\frac{F_z}{BH} + \frac{6M}{BH^2}\right) =$$

$$= \frac{1{,}5 \cdot 0{,}28 \cdot 0{,}43}{4}\left(\frac{22}{0{,}28 \cdot 0{,}43} + \frac{67647}{0{,}28 \cdot 0{,}43^2}\right) = 48263\text{Н}=48{,}263\text{ кН}$$

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке

Детали не будут сдвигаться, если сила трения в стыке $F_{тр} > F_y$ или

$$(F_{зат}z - F_z)f > K'F_y,$$

где f – коэффициент трения в стыке;

K'=1,5 – коэффициент запаса от сдвига.

Коэффициенты трения стали по стали f=0,2.

Сила затяжки болта по условию отсутствия сдвига деталей в стыке

$$F_{зат} = \frac{K'F_y + F_z f}{z f} = \frac{1{,}5 \cdot 38{,}1 + 22 \cdot 0{,}2}{4 \cdot 0{,}2} = 62{,}65\text{ кН}$$

Расчет деталей, образующих стык, на смятие

Проверяем условие прочности фланца и основания по максимальным напряжениям смятия

$$\sigma_{\max} \le [\sigma_{см}].$$

$$\sigma_{зат} - \sigma_{F_z} + \sigma_M \le [\sigma_{см}].$$

$$\sigma_{зат} \le \sigma_{F_z} - \sigma_M + [\sigma_{см}].$$

$$\frac{F_{зат}z}{A_{ст}} \le \frac{F_z}{A_{ст}} - \frac{M}{W_{ст}} + [\sigma_{см}].$$

$$F_{зат} \le \frac{A_{ст}}{z}\left(\frac{F_z}{A_{ст}} - \frac{M}{W_{ст}} + [\sigma_{см}]\right).$$

$$F_{зат} \le \frac{BH}{z}\left(\frac{F_z}{BH} - \frac{6M}{BH^2} + [\sigma_{см}]\right).$$

Допускаемое напряжение на смятие деталей из стали Ст3

$$[\sigma_{см}] = 0{,}8\sigma_T = 0{,}8 \cdot 240 = 192\text{МПа}.$$

Тогда

$$F_{зат} \le \frac{0{,}28 \cdot 0{,}43}{4}\left(\frac{22000}{0{,}28 \cdot 0{,}43} - \frac{6 \cdot 7647}{0{,}28 \cdot 0{,}43^2} + 192 \cdot 10^6\right) = 5578024\text{Н} = 5578\text{кН}.$$

На основе полученных данных и исходя из условий:

$$F_{зат} \geq 48{,}263 \text{ кН},$$
$$F_{зат} \geq 62{,}65 \text{кН},$$
$$F_{зат} \leq 5578 \text{ кН},$$

принимаем болты из стали 30ХН3А с резьбой М24, для каждого из которых $[F_{зат}] = 64$ кН (Приложение 2). Болты затягиваем до $F_{зат} = 62{,}65$ кН.

Расчет болтов на прочность

Внешняя нагрузка F_1, приходящаяся на один болт, от силы F_z

$$F_1 = \frac{F_z}{z} = \frac{22000}{4} = 5500 \text{ Н}.$$

Внешняя нагрузка F_2 от момента M определяется из равенства

$$M = 2F_2 a.$$

Откуда

$$F_2 = \frac{M}{2a} = \frac{7647}{2 \cdot 0{,}33} = 11586 \text{ Н}.$$

Суммарная внешняя нагрузка

$$F_{внеш} = F_1 + F_2 = 5500 + 11586 = 17086 \text{ Н}$$

Коэффициент податливости болта определяем по формуле

$$\lambda_б = \frac{l}{A_б E_б}.$$

В этом выражении:
длина деформируемой части стержня болта

$$l = t + s = 0{,}02 + 0{,}04 = 0{,}06 \text{ м};$$

площадь поперечного сечения стержня болта

$$A_б = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}024^2}{4} = 0{,}00045216 \text{м}^2;$$

модуль упругости материала болта $E_б = 2 \cdot 10^{11}$Па.

$$\lambda_б = \frac{0{,}06}{0{,}00045216 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 6{,}635 \cdot 10^{-10} \frac{м}{Н}.$$

Коэффициент податливости деталей вычисляем по формуле

$$\lambda_д = \frac{4(s+t)}{\pi\left(\left(D_1 + 0{,}25(s+t)\right)^2 - d_o^2\right)E_д},$$

где D_1 = 34,2 мм - наружный диаметр опорного торца гайки (Приложение 3);
d_o = 25 мм - диаметр отверстия под болт (Приложение 6);
$E_д = 2\cdot 10^{11}$ Па - модуль упругости материала соединяемых деталей.

$$\lambda_д = \frac{4\cdot(0{,}04+0{,}02)}{3{,}14\cdot\left(\left(0{,}0342+0{,}25\cdot(0{,}04+0{,}02)\right)^2 - 0{,}025^2\right)\cdot 2\cdot 10^{11}} = 2{,}128\cdot 10^{-10}\,\frac{м}{Н}.$$

Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_б + \lambda_д} = \frac{2{,}128\cdot 10^{-10}}{6{,}635\cdot 10^{-10} + 2{,}128\cdot 10^{-10}} = 0{,}243.$$

Осевая сила, растягивающая наиболее нагруженный болт,

$$F_p = 1{,}3F_{зат} + \chi F_{внеш} = 1{,}3\cdot 62650 + 0{,}243\cdot 17086 = 85597 \text{ Н}.$$

Проверяем наиболее нагруженный болт на прочность по формуле:

$$\sigma = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} \le [\sigma_p],$$

где $d_1 = 20{,}753$ мм - внутренний диаметр резьбы (см. Приложение 4).

Допускаемое напряжение на растяжение болта

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{900}{3} = 300 \text{ МПа},$$

где предел текучести для стали 30ХН3А σ_T = 900МПа;
$[s] = 3$ - допускаемый коэффициента запаса прочности (см. Приложение 5).

$$\sigma = \frac{4\cdot 85597}{3{,}14\cdot 20{,}753^2} = 253{,}2 \text{МПа},$$

что меньше допускаемого напряжения $[\sigma_p] = 300$ МПа.

Условие прочности болтов выполняется.

7. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1) Какие различают типы резьбы по назначению и по геометрической форме?
2) Какие существуют виды резьбы по числу заходов ее и по направлению наклона витков и где их применяют?
3) Почему для болтов применяют треугольную резьбу?
4) Какие различают виды крепежных резьб?
5) Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение?
6) Когда применяют резьбы с мелкими шагами, а также прямоугольную трапецеидальную упорную и круглую?
7) Как рассчитывают резьбу?
8) Какие различают болты и винты и какие из них нормализованы ГОСТами?
9) Какие гайки, шайбы и гаечные замки различают по конструкции?
10) Из какого материала выполняют болты, винты, шпильки, гайки, шайбы и гаечные замки?
11) Какие устройства применяют для разгрузки болта от действующей поперечной силы?
12) Когда применяют шпильки и винты вместо болтов?
13) Как рассчитывают болты, винты и шпильки при действии на них статических нагрузок в следующих случаях: 1) болт (винт, шпилька) нагружен осевой растягивающей силой; 2) болт нагружен осевой силой и крутящим моментом затяжки; 3) предварительно затянутый болт дополнительно нагружен осевой растягивающей силой с последующей затяжкой болта или без нее; 4) болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой; 5) болт, установленный в отверстие из-под развертки без зазора, нагружен поперечной силой; 6) предварительно затянутый болт с эксцентрической головкой дополнительно нагружен внешней эксцентрической силой?
14) Какова методика расчета групп болтов?
15) Как определяют допускаемые напряжения для болтов, винтов и шпилек при расчете их на прочность?
16) Какими способами достигается увеличение сопротивления усталости болтов, винтов?
17) Преимущества сварных конструкций по сравнению с клепаными, литыми, коваными.
18) Каковы основные виды сварки в машиностроении и в чем их сущность?
19) Что называют сварным швом? Назовите типы сварных швов.
20) Как рассчитывают стыковые сварные швы?
21) Как рассчитывают угловые, лобовые и фланговые, а также комбинированные сварные швы?
22) Как рассчитывают сварной шов, подверженный действию изгибающего момента?
23) Как рассчитывают сварные швы соединений, работающих на сложное сопротивление?
24) Как рассчитывают сварные швы при переменных нагрузках?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гузенков П.Г. Детали машин: учебник для вузов. - М.: АльянС, 2016. - 359с.
2. Ступин А.В. Детали машин и механизмов: учебник для вузов/ А. В. Ступин, Б. Я. Мокрицкий, А. Г. Схиртладзе. - Старый оскол: ТНТ, 2016. - 508с.
3. Гуревич Ю.Е.Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие/ Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов, А.Г. Схиртладзе. - М.: Академия, 2012. - 384с.
4. Тимофеев С.И. Детали машин: учеб. пособие для вузов. - Ростов-н/Д.: Феникс, 2013. - 572с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.1/ под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. - 920с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2/ под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. - 900с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.3/ под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. - 858с.

Приложение 1

Допускаемые напряжения сварных швов при статических нагрузках

№№ п/п	Метод сварки	При растяжении $[\sigma_p^{/}]$	При сжатии $[\sigma_c^{/}]$	При срезе $[\tau_c^{/}]$
1	Автоматическая	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}65[\sigma_p]$
2	Ручная электродами Э42А и Э50А в защитном газе	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}65[\sigma_p]$
3	Ручная электродами обыкновенного качества	$0{,}9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}6[\sigma_p]$

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение основного металла

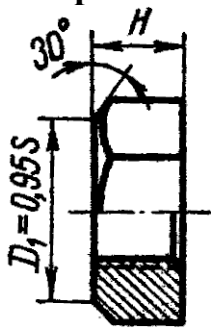
Приложение 2

Допускаемые силы затяжки болтов при неконтролируемой затяжке, кН

Резьба	Шаг резьбы, мм	Материал болта		
		Ст3	45	30ХН3А
М8	1,25	1,4	2,2	3,9
М10	1,5	2,4	3,8	6,4
М12	1,75	3,6	5,8	9,7
М14	2	5	8,5	15
М16	2	7,5	12	21
М18	2,5	10	16	28,5
М20	2,5	14	24	40
М22	2,5	19	32	52
М24	3	23	40	64
М27	3	33	53	84
М30	3,5	45	74	114
М36	4	70	110	170
М42	4,5	100	159	240
М48	5	132	210	316

Приложение 3

Размеры гаек шестигранных по ГОСТ 5915-70

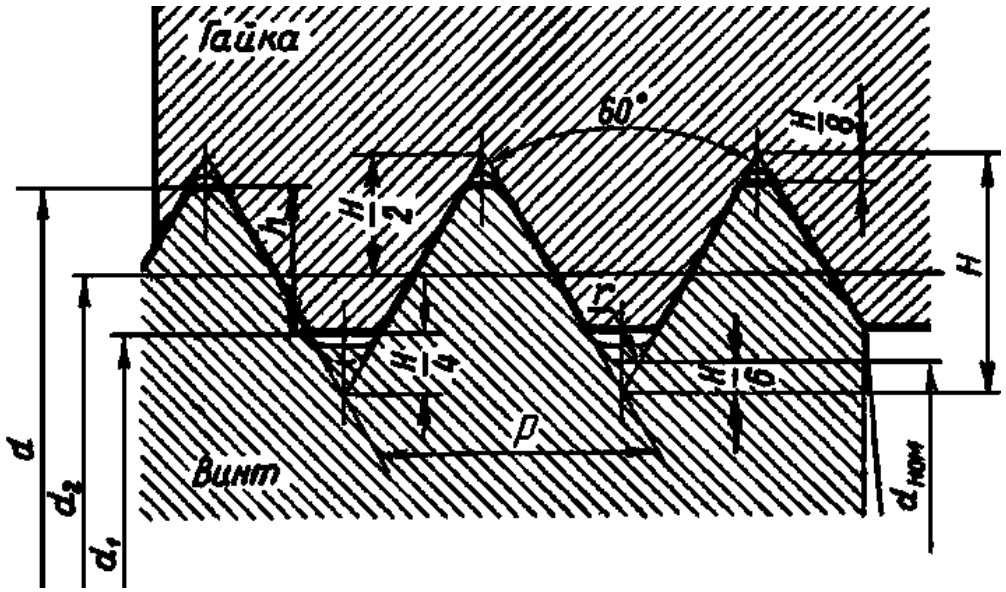


Размер	Диаметр резьбы, мм													
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36	42	48
Размер под ключ *S*, мм	13	16	18	21	24	27	30	34	36	41	46	55	65	75
Высота гайки *H*, мм	6,8	8,4	10,8	12,8	14,8	16,4	18	19,8	21,5	23,6	25,6	31	34	38
Наибольший диаметр *D*, мм	14,2	17,6	19,9	22,8	26,2	29,6	33	37,3	39,6	45,2	50,9	60,8	71,3	82,6

Приложение 4

Резьба метрическая

Основные геометрические размеры



$$H = 0{,}86603\,p;$$

$$h = 0{,}54125\,p;$$

$$r = \frac{H}{6} = 0{,}144\,p$$

$$d_1 = d - 2h = d - 1{,}0825\,p$$

Приложение 5

Значение допускаемого коэффициента запаса [*s*] при постоянной нагрузке

Материал болта	Диаметр болта, мм		
	6…16	16...36	30...60
Углеродистая сталь	4…3	3…2	2…1,3
Легированная сталь	5…4	4…2,5	2,5

Приложение 6

Отверстия сквозные под крепежные детали по ГОСТ 11284-75

Диаметр стержня крепежной детали, мм	Диаметр сквозного отверстия, мм		
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд
8,0	8,4	9,0	10,0
10,0	10,5	11,0	12,0
12,0	13,0	14,0 (13,5)	15,0 (14,5)
14,0	15,0	16,0 (15,5)	17,0 (16,5)
16,0	17,0	18,0 (17,5)	19,0 (18,5)
18,0	19,0	20,0	21,0
20,0	21,0	22,0	24,0
22,0	23,0	24,0	26,0
24,0	25,0	26,0	28,0
27,0	28,0	30,0	32,0
30,0	31,0	33,0	35,0
33,0	34,0	36,0	38,0
36,0	37,0	39,0	42,0
39,0	40,0	42,0	45,0
42,0	43,0	45,0	48,0
45,0	46,0	48,0	52,0
48,0	50,0	52,0	56,0