

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра информационных и автоматизированных
производственных систем

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Методические указания к лабораторной работе
по дисциплине «Прикладная механика» для студентов
направлений подготовки 21.05.04 «Горное дело»,
23.03.01 «Технология транспортных процессов»

Составители С. В. Герасименко
В. Ю. Садовец

Утверждены на заседании
кафедры
Протокол № 1 от 30.08.2016

Рекомендованы к печати
учебно-методической комиссией
направления 23.03.01
Протокол № 104 от 01.09.2016

Электронная копия хранится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2016

1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомиться с основными видами резьбы и с методиками расчёта резьбовых соединений при различных видах статического нагружения, получить навыки решения задач по расчёту резьбовых соединений на растяжение (сжатие) и на срез. В данном материале рассматриваются расчёты только одиночных резьбовых деталей.

2 КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

Резьбовые соединения деталей машин относятся к разъёмным соединениям. Наибольшее распространение получили вследствие своей универсальности, простоты изготовления, надёжности, удобства сборки и разборки, полной взаимозаменяемости.

К резьбовым деталям относятся болты, винты, гайки и шпильки (рис. 2.1). Основным элементом резьбового соединения является резьба.

Резьба – канавки между выступами с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой поверхности.

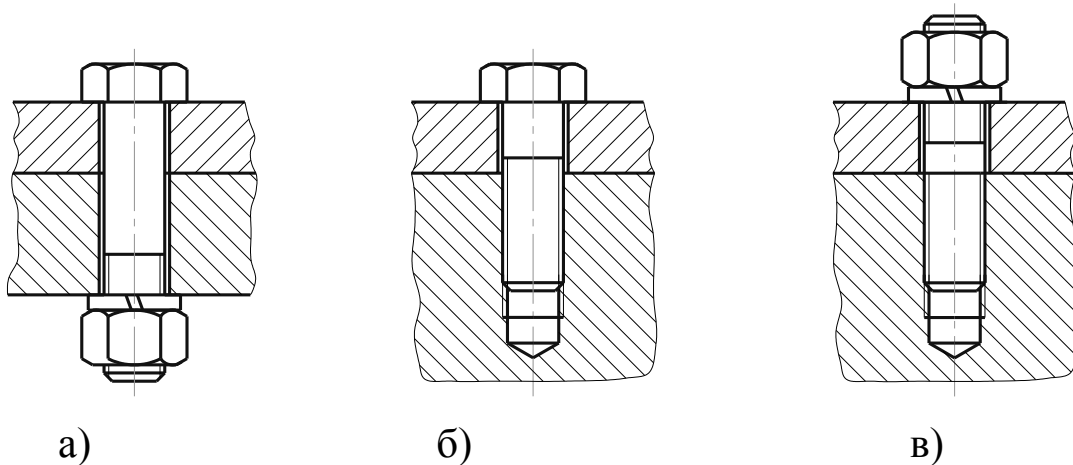


Рисунок 2.1 – Резьбовые соединения: а – болтом; б – винтом; в – шпилькой

Различают следующие *резьбы*:

1. По *форме поверхности* различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

2. Резьба, нарезанная на наружной поверхности – *наружная*, на внутренней – *внутренняя*.

3. *Профиль резьбы* – форма сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось цилиндра или конуса.

По форме профиля различают треугольные (рис. 2.2, а), прямоугольные (рис. 2.2, д), трапецеидальные (рис. 2.2, в) и круглые (рис. 2.2, е) резьбы.

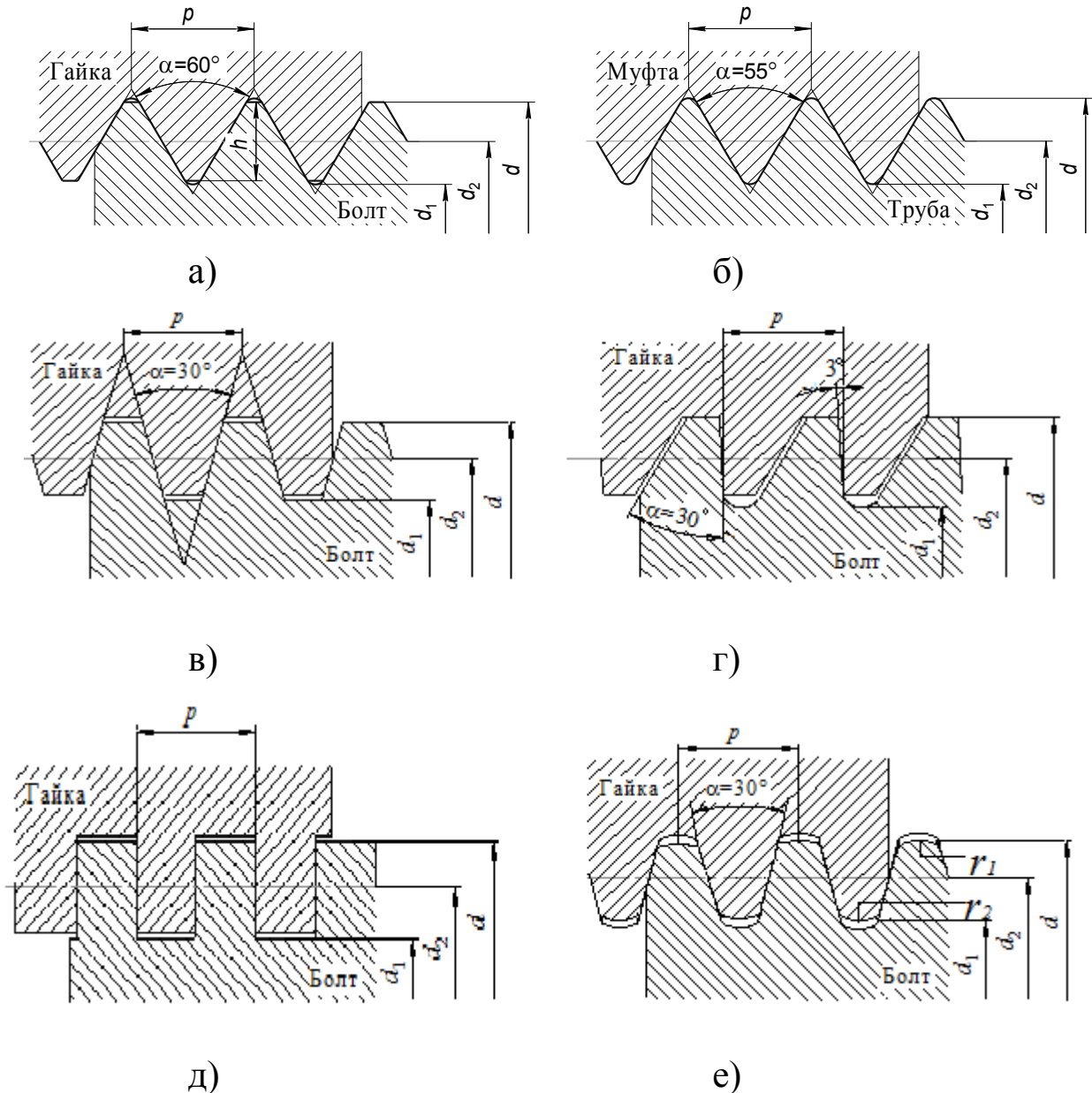


Рисунок 2.2 – Основные типы резьбы: а – треугольная; б – трубная; в – трапецеидальная; г – упорная; д – прямоугольная; е – круглая

4. По направлению вращения контура, образующего резьбы различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

5. По числу заходов различают однозаходную, двухзаходную и четырехзаходную резьбы. Все крепежные резьбы однозаходные. Многоза-

ходные резьбы применяются преимущественно в специальных резьбовых механизмах.

б. По назначению различают резьбы крепёжные (метрическая с треугольным профилем, трубная, круглая), резьбы для винтовых механизмов или ходовые (прямоугольная, трапецеидальная симметричная, трапецеидальная несимметричная-упорная) и крепежно-уплотняющие (плотные) – треугольная, метрическая и дюймовая без радиальных зазоров по внутреннему и наружному диаметрам.

Геометрические параметры резьбы (рис. 2.2): наружный диаметр d (номинальный), внутренний диаметр d_1 (используется в прочностных расчётах), средний диаметр d_2 (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины (используется для геометрических расчётов)), рабочая высота профиля h , по которой соприкасаются боковые стороны резьбы болта и гайки, шаг p , ход, угол профиля α . Все геометрические параметры резьбы и допуски на них стандартизованы.

3 РАСЧЁТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Выход из строя болтов и винтов происходит из-за разрыва их стержня по резьбе или по переходному сечению у головки, либо в результате разрушения резьбы, либо из-за разрушения головки. Шпильки выбывают из строя вследствие разрыва их стержня по резьбе, повреждения или разрушения резьбы.

Размеры стандартных резьбовых деталей отвечают условию равнопрочности по основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части (резьбы) их стержня.

Из расчёта стержня на прочность определяют номинальный диаметр резьбы, как правило, – внутренний d_1 . Длину резьбовых деталей принимают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры принимают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим стандартам.

Рассмотрим основные случаи расчёта одиночной резьбовой детали при статическом нагружении (при первых – осевая растягивающая сила; два последних – поперечная сила).

Первый случай. Болт нагружен осевой растягивающей силой; предварительная и последующая затяжка его отсутствует (соединение ненапряжённое).

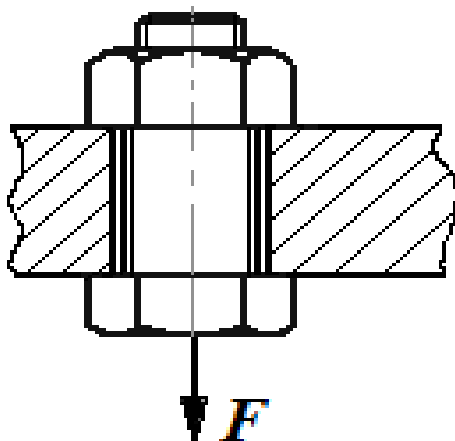


Рисунок 3.1 – Схема расчёта резьбового соединения
(случай 1)

К болтам этой категории обычно относятся те из них, которые находятся под действием сил тяжести (например, резьбовой конец грузового крюка грузоподъемной машины).

Условие прочности проверочного расчёта болта в этом случае:

$$\sigma_p = \frac{F}{(\pi d_1^2 / 4)} \leq [\sigma_p], \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где σ_p – расчётное напряжение растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта, МПа;

F – сила, растягивающая болт, Н;

d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, мм (приложение А, табл. А.4);

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для болта, МПа.

Напряжение $[\sigma_p]$ рассчитывается по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \text{ МПа} \quad (3.2)$$

где σ_T – предел текучести материала болта, МПа (приложение А, табл. А.1);

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (приложение А, табл. А.2), для болтов из углеродистых сталей при статической нагрузке принимают $[S] = 1,3 \dots 2,5$.

Проектировочный расчёт этого случая нагружения выполняется по уравнению

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} \cong 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}, \text{ мм} \quad (3.3)$$

Задачи приведены в приложении Б, задачи Б.1 и Б.2.

Второй случай. Болт испытывает растяжение и кручение, обусловленное его затяжкой.

Болт, одновременно работающий на растяжение и кручение, рассчитывают только на растяжение (случай 1) по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза или по расчётной силе, увеличенной по сравнению с силой, растягивающей болт, в 1,3 раза.

Проектный расчёт болта в этом случае производится по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F}{\pi[\sigma_p]}} \cong 1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}, \text{ мм} \quad (3.4)$$

Это решение применимо для болтов, нагруженных растягивающими силами и испытывающих кручение от подтягивания гаек под нагрузкой, например, в винтовых стяжках (приложение Б, рис. Б.2).

Задачи по расчёту этого случая приведены в приложении Б, задачи Б.3 и Б.4.

Третий случай. Предварительно затянутый болт дополнительно нагружен внешней осевой растягивающей силой (рис. 3.2).

Этот случай – самый распространенный, обеспечивающий плотность соединения и отсутствие смещений деталей стыка (болты фланцев, крышек, фундаментов и т. п.)

После предварительной затяжки болта он растягивается, а детали стыка сжимаются.

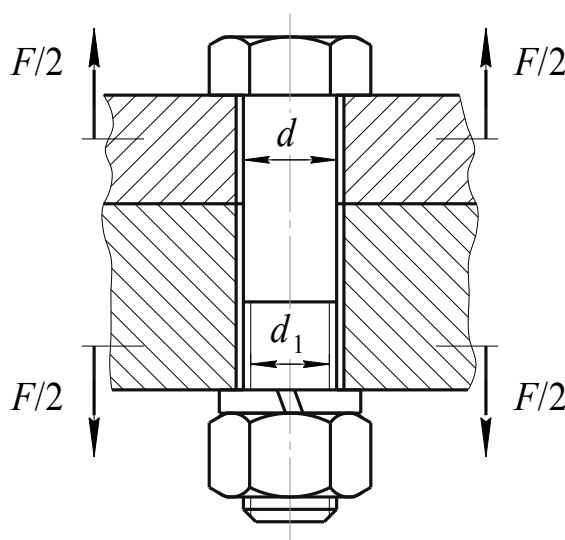


Рисунок 3.2 – Схема расчёта резьбового соединения (случай 3)

При действии на соединение внешней силы F только часть ее χF дополнительно нагружает болт, а остальная часть $(1 - \chi)F$ разгружает детали стыка от сжатия.

Коэффициент χ , учитывающий долю внешней нагрузки на болт, – коэффициент внешней (основной) нагрузки. При отсутствии упругих прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Условие нераскрытия стыка определяется формулой

$$F_3 = k(1 - \chi)F, \text{ Н} \quad (3.5)$$

где F_3 – усилие затяжки болта, Н;

k – коэффициент затяжки болта. При постоянной внешней нагрузке без упругих прокладок в стыке $k = 1,25 \dots 2$; при переменной – $k = 2 \dots 4$.

Таким образом, осевая растягивающая болт сила F_0 , действующая на него после предварительной затяжки и приложения к соединению внешней силы F будет равна

$$F_0 = F_3 + \chi F = [k(1 - \chi) + \chi]F, \text{ Н} \quad (3.6)$$

Проектный расчёт с учётом последующей затяжки в этом случае

$$d_1 = 1,3 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma_p]}}, \text{ мм} \quad (3.7)$$

Задачи приведены в приложении Б, задача Б.5 и Б.6.

Четвертый случай. Болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой (рис. 3.3).

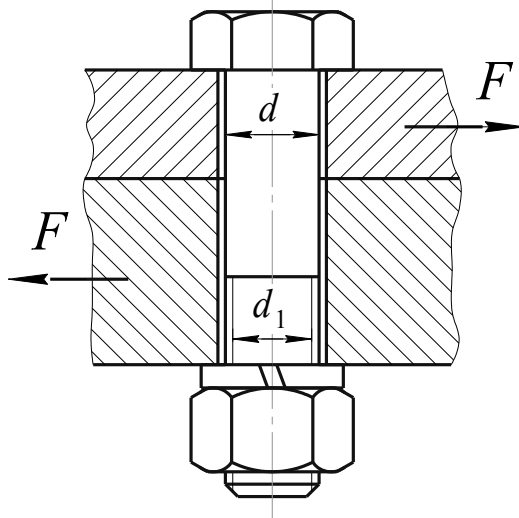


Рисунок 3.3 – Схема расчёта резьбового соединения (случай 4)

В этом случае болт затягивается такой силой затяжки $F_з$, чтобы сила трения F_T в стыке соединяемых деталей уравновешивала бы внешнюю силу F , то есть

$$F_T = f F_з = F, \quad (3.8)$$

где f – коэффициент трения между соединяемыми деталями, который для стальных и чугунных деталей принимается $f = 0,15 \dots 0,2$.

Проектный расчёт болта в этом случае производится с учётом 20 % запаса от сдвига деталей и с учётом крутящего момента при затяжке болта по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot F_з}{\pi [\sigma_p]}} = 1,4 \sqrt{\frac{F}{f [\sigma_p]}}, \text{ мм} \quad (3.9)$$

Задачи расчёта этого случая нагружения приведены в приложении Б, задачи Б.7 и Б.8.

Пятый случай. Болт, установленный в отверстие из-под развертки без зазора (призонный), нагружен поперечной силой F (рис. 3.4).

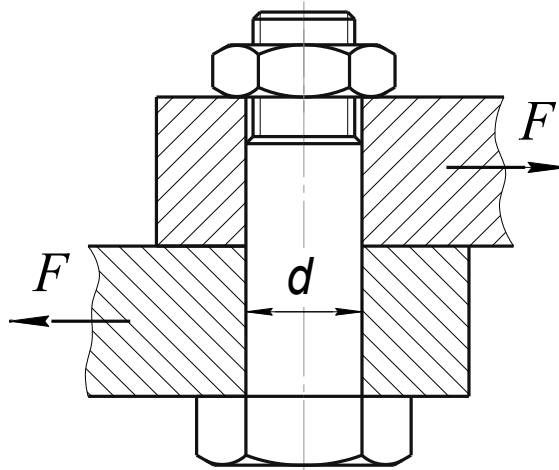


Рисунок 3.4 – Схема расчёта резьбового соединения (случай 5)

В этом случае болт рассчитывают на срез; проверочное условие прочности болта

$$\tau_c = \frac{F}{(\pi d^2/4)} \leq [\tau_c], \text{ МПа} \quad (3.10)$$

где τ_c – расчётное напряжение среза болта, МПа;

F – поперечная внешняя сила, срезающая болт, Н;

d – диаметр стержня болта в опасном сечении, мм;

$[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез болта $[\tau_c]$ определяется как $0,4 \sigma_T$ для статических нагрузок.

Проектировочный расчёт болта выполняется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_c]}} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\tau_c]}}, \text{ мм} \quad (3.11)$$

Задачи приведены в приложении Б, задача Б.9 и Б.10.

Пример расчёта.

Грузоподъемная сила крана (рис. 3.5) $G = 50$ кН. Определить диаметр нарезанной части крюка, изготовленного из стали Ст. 3.

Решение.

Хвостовик крюка рассматривается как незатянутый одиночный болт, работающий на растяжение. Для стали Ст. 3 принимаем предел текучести из табл. А.1 (приложение А) – $\sigma_T = 240$ МПа.

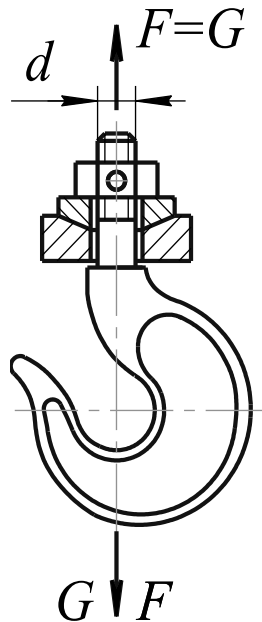


Рисунок 3.5 – Грузоподъемная сила крана

При расчёте резьбовых соединений при неконтролируемой затяжке при допускаемой нагрузке $[F] = 50$ кН принимаем предварительный диаметр болта – М33 (приложение А, табл. А.3).

Для диаметра болта М16...М36 допускаемое значение коэффициента запаса прочности $[S] = 4...2,5$ (приложение А, табл. А.2).

Принимая для резьбы крана $[S] = 4$, получаем допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{240}{4} = 60 \text{ МПа}$$

По формуле 3.3 при $F = G = 50$ кН определяем внутренний диаметр резьбы хвостовика

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60}} = 32,58 \text{ мм}$$

По таблице А.4 (приложение А) принимаем резьбу метрическую с крупным шагом М39, внутренний диаметр которой $d_1 = 34,67$ мм и шаг резьбы $p = 4$ мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1 – Механические характеристики различных марок сталей, МПа

Марка стали	Предел прочности σ_b	Предел текучести σ_T
08 (Ст. 1)	340...420	210
10 (Ст. 2)	360...450	220
15 (Ст. 3)	400...490	240
20 (Ст. 4)	440...540	260
30 (Ст. 5)	520...620	300
12А	450...600	240
35	560...660	320
40	600...720	340
45	640...760	360
50	680...800	380
20Г	480...580	280
40Г	640...760	360
50Г	730...850	400
40Г2	750...870	460

Таблица А.2 – Допускаемый коэффициент запаса прочности [S]

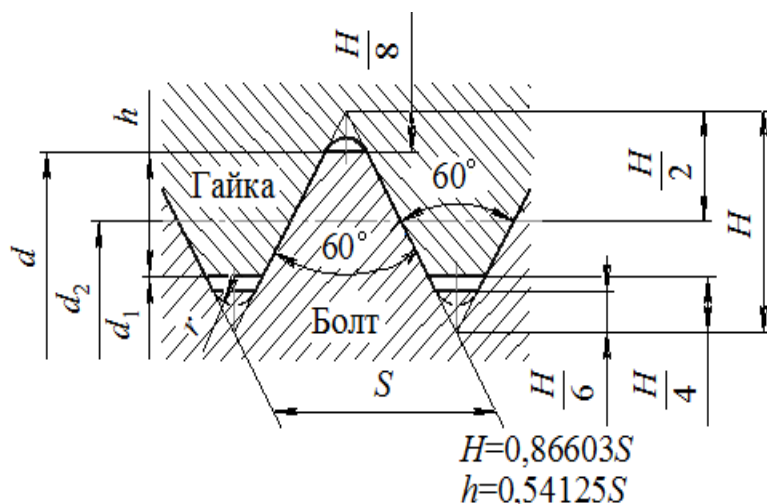
Материал болта	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка	
	Диаметр болта, мм				
	6...16	16...36	30...60	6...16	16...30
Углеродистая сталь	4...3	3...2	2...1,3	10...6,5	6,5
Легированная сталь	5...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5

При контролируемой затяжке (в крупносерийном и массовом производстве) коэффициент запаса болтов из углеродистых сталей при статической нагрузке [S] = 1,3...2,5; большие значения – для конструкций повышенной ответственности или при невысокой точности определения действующих нагрузок.

Таблица А.3 – Допускаемая нагрузка [F] для затянутых болтов класса прочности 3.6, кН

Тип резьбы	Внутренний диаметр резьбы, мм (СТ СЭВ 185-75)	Расчётная площадь стержня болта А, мм ²	Допускаемая нагрузка F_p	
			неконтролируемая затяжка	контролируемая затяжка
М6	4,917	17,8	0,83	3,6
М8	6,647	32,9	1,48	6,5
М10	8,376	52,3	2,40	10,3
М12	10,106	76,3	3,70	14,4
М14	11,835	104,5	5,10	20,6
М16	13,835	144	7,50	27
М18	15,294	175	10,30	33
М20	17,294	226	14,40	44
М22	19,294	282	19,10	55
М24	20,752	324	23,60	64
М27	23,752	427	33,00	83
М30	26,211	518	45,00	100
М33	26,211	647	56,2	128
М36	31,670	760	72,00	152

Таблица А.4 – Резьба метрическая (ГОСТ 8724-81), мм



Номиналь- ный диаметр резьбы d	Резьбы с крупным шагом				Резьбы с мелким шагом		
	Шаг резь- бы S	Внутрен- ний диа- метр d_1	Сред- ний диа- метр d_2	Расчёт- ная площадь сечения винта F , мм ²	Шаг резь- бы S	Внутрен- ний диа- метр d_1	Сред- ний диа- метр d_2
6	1	4,918	5,350	17,8	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	32,9	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	52,3	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	76,3	1,25	10,647	11,188
14	2	11,835	12,701	104,5	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701	144	1,5	14,376	15,026
18	2,5	15,294	16,376	175	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	226	1,5	18,376	19,026
22	2,5	19,294	20,376	282	1,5	20,376	21,026
24	3	20,752	22,051	324	2	21,835	22,701
27	3	23,752	25,051	427	2	24,835	25,701
30	3,5	26,211	27,727	518	2	27,835	28,701
33	3,5	29,211	30,727	647	2	30,835	31,701
36	4	31,670	33,402	760	3	32,752	34,051
39	4	34,670	36,402	861	3	35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077	1045	3	38,752	40,051
45	4,5	40,129	42,077	1226	3	41,752	43,051
48	5	42,752	44,752	1375	3	44,752	46,051

Примечания:

1. Резьбы с крупными шагами должны обозначаться буквой М и диаметром, например: М24.

Резьбы с мелкими шагами должны обозначаться буквой М, диаметром или

шагом через знак \times , например: M24 \times 2.

2. Форму впадины болта (ниже размера d_1) выполняют плоскосрезанной, либо закругленной с $r = 0,144S$ или $r = 0,108S$.

3. Расчётная площадь сечения болта определяется по формуле

$$F = \frac{\pi d_{\text{вн.ном.}}^2}{4},$$

где $d_{\text{вн.ном.}} = d - 1,2269S$.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Задача Б.1

Определить диаметр болта потолочной проушины для груза весом P (рис. Б.1). Резьба метрическая с крупным шагом, затяжка контролируемая. Значения P и материал болта приведены в табл. Б.1.

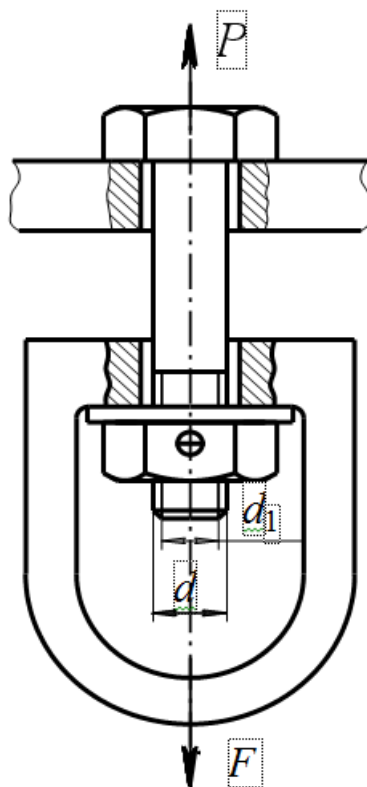


Рисунок Б.1

Таблица Б.1

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вес груза F , кН	5	7	12	16	20	32	46	56	68	89
Материал болта	Ст. 3			Сталь 35			Сталь 45			

Задача Б.2

Блок грузоподъемного механизма нагружен силой F (рис. Б.2), требуется подобрать крепёжный болт. Резьба метрическая с мелким шагом. Затяжка неконтролируемая. Значения силы F и материал болта приведены в табл. Б.2.

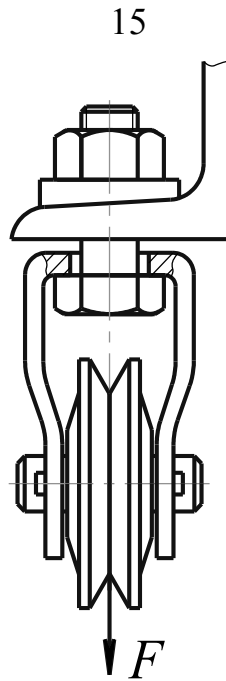


Рисунок Б.2

Таблица Б.2

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила F , кН	112	116	124	82	70	66	54	48	42	38
Материал болта	Сталь 40Г2			Сталь 20Г			Сталь 12А			

Задача Б.3

Винтовая стяжка (рис. Б.2) имеет правую и левую метрическую резьбы по СТ СЭВ 182-75. Рассчитать винты стяжки при действии на нее силы F . Нагрузка статическая, затяжка неконтролируемая. Материал винтов и значение силы F приведены в табл. Б.3.

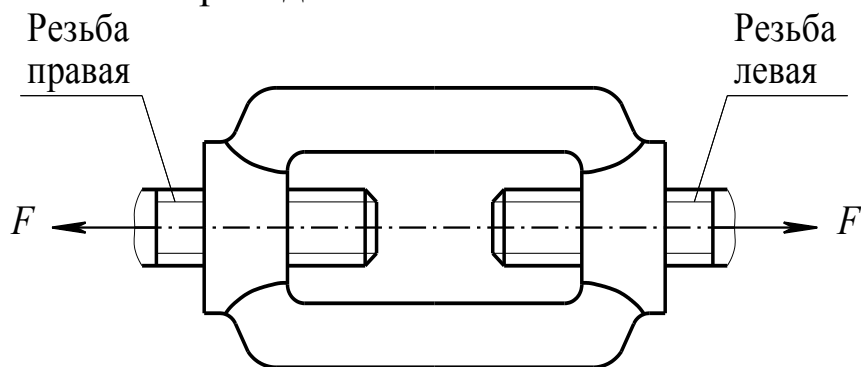


Рисунок Б.3

Таблица Б.3

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4	8	15	18	22	26	30	46	75	98
Материал винта	Ст. 3			Ст. 5			Сталь 35			

Задача Б.4

Определить диаметр шпильки для крепления планки станочного прихвата (рис. Б.4). Сила прижатия планки F , расстояние a , c и материал шпильки приведены в табл. Б.4. Сила затяжки шпильки контролируемая.

Таблица Б.4

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,5	7	8	8,2	9	9,3	10	11,2	12	13,2
a , мм	150	160	140	120	125	115	118	122	105	100
c , мм	110	120	100	90	95	85	88	92	78	70
Материал шпильки	Ст. 3			Сталь 30			Сталь 40			

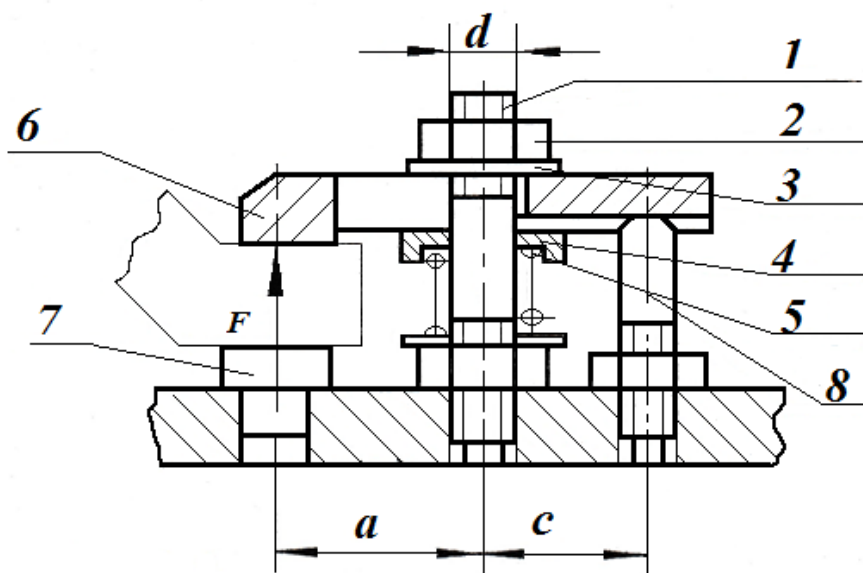


Рисунок Б.4 – Станочный прихват: 1 – шпилька; 2 – гайка; 3, 4 – шайбы; 5 – пружина; 6 – планка; 7 – упор; 8 – стойка

Задача Б.5

Рассчитать болт, соединяющий крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха (рис. Б.5) при следующих данных: давление сжатого воздуха в цилиндре P , внутренний диаметр прокладки цилиндра D_1 , число болтов z и их материал приведены в табл. Б.5.

Таблица Б.5

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , МПа	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,75	0,45
D_1 , мм	280	320	410	500	590	680	770	310	420	650
z	8	10	14	18	22	26	30	12	8	16
Материал болта	Ст. 3			Ст. 5			Сталь 35			

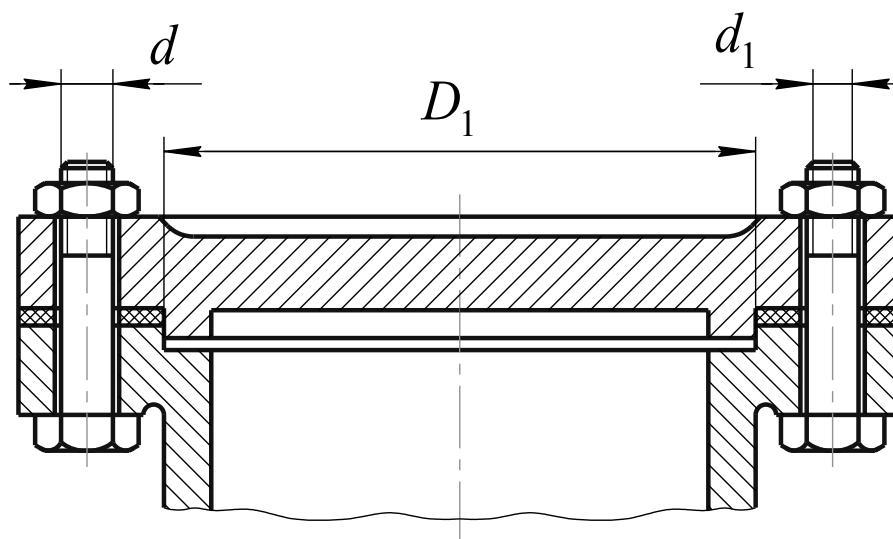


Рисунок Б.5

Задача Б.6

Рассчитать резьбовое соединение закрытого резервуара высокого давления (крышка-основание) (рис. Б.6). постоянное давление в цилиндре основания p , диаметр цилиндра $D_{ц}$, число болтов z и их материал приведены в табл. Б.6. Сила затяжки болтов контролируемая.

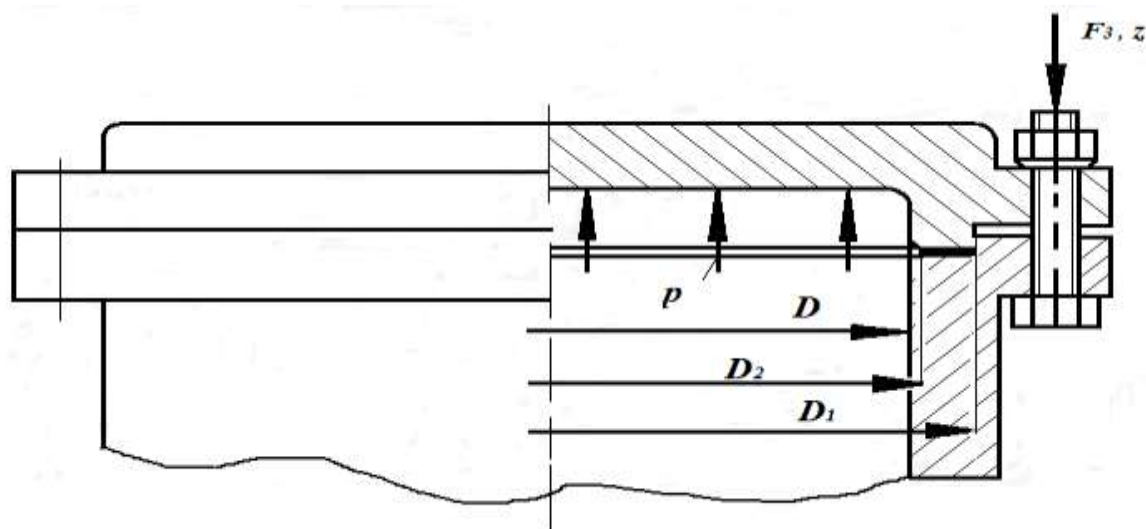


Рисунок Б.6. – Резьбовое соединение цилиндр-крышка

Таблица Б.6

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , МПа	0,9	1,0	1,1	1,2	1,35	1,6	2,0	2,2	2,4	2,7
$D_{ц}$, мм	330	360	390	410	435	470	510	530	550	580
z	6	8	10	12	16	18	22	24	26	30
Материал болта	Сталь 35			Сталь 50			Сталь 50Г			

Задача Б.7

Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. Б.7) при условии, что передаваемая муфтой мощность P , частота вращения муфты n , диаметр окружности центров болтов D_0 и число болтов z . Болты установлены с зазором. Коэффициент трения между полумуфтами f . Нагрузка постоянная. Параметры P , n , D_0 , z , f и материал болта приведены в табл. Б.7.

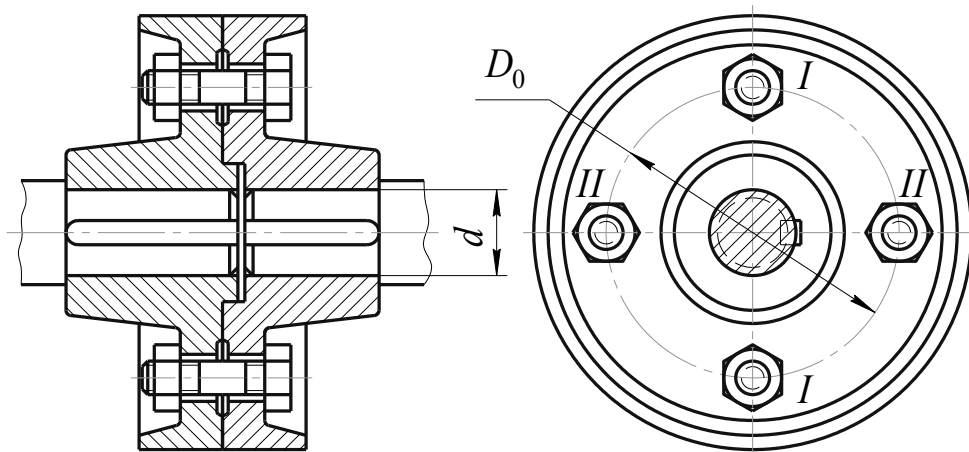


Рисунок Б.7

Таблица Б.7

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,2	1,8	2,4	3,0	6,2	13,0	30	38	52	70
n , мин ⁻¹	900	830	340	300	240	230	280	140	120	70
D_0 , мм	60	65	75	90	110	125	150	180	220	280
z	4						6			
f	0,2	0,16	0,17	0,15	0,17	0,16	0,15	0,17	0,18	0,2
Материал болта	Сталь 20			Сталь 30				Сталь 40		

Задача Б.8

Стальные полосы соединены резьбовым соединением (рис. Б.8). болты установлены в отверстие с зазором и нагружены постоянной поперечной силой F . Определить резьбу болтов. исходные данные: сила F , коэффициент трения f , число болтов z и их материал приведены в табл. Б.8.

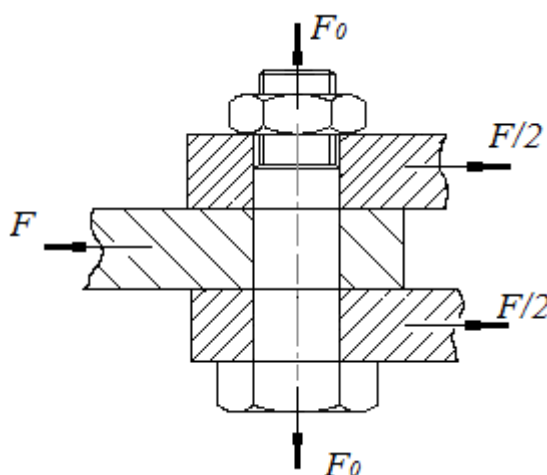


Рисунок Б.8. – Схема для расчёта резьбового соединения, нагруженного поперечной силой F

Таблица Б.8

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2,4	2,6	2,8	3,2	3,7	4,0	4,6	4,8	5,2	6,0
f	0,19	0,15	0,18	0,16	0,14	0,17	0,19	0,2	0,17	0,16
z	2			4			6			
Материал болта	Сталь 20			Сталь 30			Сталь 45			

Задача Б.9

Для фланцевой муфты (рис. Б.7) рассчитать болты, установленные без зазора. Исходные данные P , n , D_0 , z и материал болтов приведены в табл. Б.9.

Таблица Б.9

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	12,8	12,6	29	31	36	40	50	54	68	72
n , мин ⁻¹	230	250	290	270	150	120	130	100	80	70
D_0 , мм	125	125	150	150	180	180	220	220	280	280
z	4				6					
Материал болта	Сталь 10			Сталь 15			Сталь 50			

Задача Б.10

Для резьбового соединения (рис. Б.8) рассчитать болты, установленные без зазора. Исходные данные F , f , z и материал болтов приведены в табл. Б.10.

Таблица Б.10

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2,9	3,1	3,3	3,6	3,8	4,1	5,3	5,7	6,1	6,4
f	0,18	0,14	0,17	0,15	0,13	0,16	0,18	0,19	0,16	0,15
z	3			5			7			
Материал болта	Сталь 15			Сталь 12А			Сталь 50			

Составители
Сергей Владимирович Герасименко
Владимир Юрьевич Садовец

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТЕЛЕЙ МАШИН

Методические указания к лабораторной работе
по дисциплине «Прикладная механика» для студентов
направлений подготовки 21.05.04 «Горное дело»,
23.03.01 «Технология транспортных процессов»

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 26.09.2016. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе.

Уч.-изд. л. 0,5. Тираж 30 экз. Заказ № _____

КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Издательский центр КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а.