

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Дальневосточный государственный университет путей сообщения»

Кафедра «Детали машин»

В.В. Дрыгин, Д.А. Васильев

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И МЕХАНИЗМЫ

Методическое пособие
по выполнению расчетно-графической работы
для студентов направления
«Эксплуатация железных дорог»

Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2013

УДК 621.88.082 (075.8)

ББК К 441.2я73

Д 769

Рецензент – кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой «Детали машин» ДВГУПС

А.И. Поспелов

Дрыгин, В.В.

Д 769 Резьбовые соединения и механизмы : метод. пособие по выполнению расчетно-графической работы для студентов направления «Эксплуатация железных дорог» / В.В. Дрыгин, Д.А. Васильев. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2013. – 44 с.: ил.

Методическое пособие соответствует ФГОС ВПО по направлению подготовки специалистов 190401.65 «Эксплуатация железных дорог» специализаций «Грузовая и коммерческая работа», «Транспортный бизнес и логистика», «Магистральный транспорт», «Пассажирский комплекс железнодорожного транспорта» по дисциплине «Прикладная механика: детали машин».

Приведены задания на выполнение расчетно-графической работы, методические указания по их выполнению, необходимые справочные данные, контрольные вопросы.

Предназначено для студентов 2-го курса дневной формы обучения Института управления, автоматизации и телекоммуникаций.

УДК 621.88.082 (075.8)

ББК К 441.2я73

ВВЕДЕНИЕ

Прикладная механика является комплексной общетехнической дисциплиной подготовки специалистов немашиностроительных специальностей, включающей в себя основные положения курсов: «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов», «Материаловедение», «Теория механизмов и машин», «Детали машин», «Взаимозаменяемость». При этом соответствующие разделы вводятся как логически обусловленные и логически связанные между собой темы единой дисциплины.

Цель изучения раздела «Детали машин» заключается в том, чтобы, исходя из заданных условий работы деталей и узлов машины, усвоить методы, правила и нормы их проектирования, обеспечивающие выбор наиболее рациональных для их изготовления материалов, форм, размеров, степени точности, качества поверхности, технических условий изготовления и эксплуатации.

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

В соответствии с рабочим учебным планом (РУП) студентам направления 190401.65 «Эксплуатация железных дорог» специализаций «Грузовая и коммерческая работа», «Транспортный бизнес и логистика», «Магистральный транспорт», «Пассажирский комплекс железнодорожного транспорта» необходимо выполнить одну расчетно-графическую работу состоящую из двух частей:

- 1) расчет резьбового соединения;
- 2) расчет деталей винтового механизма.

По каждой части студент должен выполнить задачу под номером, соответствующим последней цифре шифра зачетной книжки, и вариант, соответствующий предпоследней цифре шифра. Например, студент специализации «Грузовая и коммерческая работа» с номером зачетной книжки ... – 123 обязан выполнить в каждой части работы задачу 3 с числовыми значениями параметров варианта 2.

Задачи должны быть оформлены на отдельных сброшюрованных листах формата А4 с соблюдением требований ГОСТ 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам» [3]. *Необходимо:* переписать условие задачи, составить эскиз рассчитываемого соединения, указать все действующие нагрузки (силы и моменты) и прочие данные. В случае необходимости следует добавить расчётные сечения и принятые вами недостающие для расчета исходные данные.

Эскиз и расчётные сечения следует выполнить в масштабе и с соблюдением требований ЕСКД. На расчётных эскизах размеры должны быть обозначены теми же буквами, какие указаны в расчётных формулах.

При выполнении задачи сначала надо наметить ход решения и те допущения, которые могут быть положены в его основу, а затем привести расчёт. Причём все необходимые вычисления необходимо выполнить сначала в общем виде, обозначая все заданные и искомые величины буквами, после чего вместо буквенных обозначений проставить их числовые значения и привести результат с указанием размерности величин. Необходимо придерживаться стандартных или общепринятых обозначений. Расчёты должны быть выполнены в определённой логической последовательности, теоретически обоснованы и сопровождаются пояснительным текстом. При выполнении расчётов необходимо давать ссылку на первоисточники с указанием страниц и таблиц, откуда взяты расчётные формулы, допускаемые напряжения и другие величины.

Вычисленные значения должны быть приняты по ГОСТам или Нормалам заводов, если таковые имеются для рассчитываемых деталей, или назначены по конструктивным соображениям. Необходимо привести принятые для изготовления деталей размеры.

Методика решения задач по курсу «Детали машин» существенно отличается от методики решения задач по общетехническим дисциплинам.

Это отличие заключается, главным образом, в многовариантности решений, в необходимости использования справочной, технической литературы, ГОСТов или ведомственных Нормалей, приведении обоснований в выборе различных величин и коэффициентов, входящих в расчётные формулы, составлении расчётных схем, эскизов проектируемого изделия.

Поэтому для студентов важно не только знание теории, но и приобретение навыков в самостоятельном решении типовых задач и овладение методикой проектно-конструкторских расчётов. Наиболее общие приёмы в решении задач по деталям машин (алгоритм) можно сформулировать следующим образом:

- Тщательно изучить условия задачи и самостоятельно выбрать и обосновать недостающие данные.

- Ознакомиться со всеми вопросами данного раздела курса, к которому относится решаемая задача. Наметить план решения этой задачи.

- Составить расчётную схему рассчитываемой конструкции, детали, узла и т. п. Указать все заданные нагрузки (внешние силы, моменты).

- Привести в общем виде расчётные формулы, связывающие заданные и искомые величины, «расшифровать» в тексте все условные обозначения, входящие в расчётную формулу, и указать числовые значения заданных и принимаемых (по таблицам или другим рекомендациям) величин с соответствующим обоснованием и ссылкой на литературу.

- Выполнить расчеты.

- Окончательно согласовать (принять) значение искомых величин по соответствующим ГОСТам или ведомственным Нормалям.

- В конце работы привести список использованной литературы.

На титульном листе расчетно-графической работы кроме фамилии студент должен указать шифр, название дисциплины по учебному плану.

Выполненные контрольные работы сдаются на кафедру «Детали машин» для рецензирования. После получения прорецензированной работы студент исправляет все ошибки, отмеченные рецензентом, на обратной стороне предыдущего листа. **Замечания рецензента должны быть сохранены.** После этого работа допускается к защите.

Обращаем внимание, что оформление настоящего методического пособия, кроме раздела 3 как образца, выполнено в соответствии с редакционно-издательскими требованиями, установленными *другими* нормативными документами. Поэтому оно не может служить примером для оформления вашей расчетно-графической работы.

Расчетно-графические работы, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требований, не рассматриваются и не рецензируются.

2. ЗАДАНИЯ К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ

Часть 1. Задачи для расчета резьбовых соединений

Задача 1.1. Рассчитать болты, которыми крепится стойка кронштейна к фундаментной чугунной раме (рис. 1.1). Нагрузка статическая. Болты принять по ГОСТу. Данные для расчёта приведены в табл. 1.1.

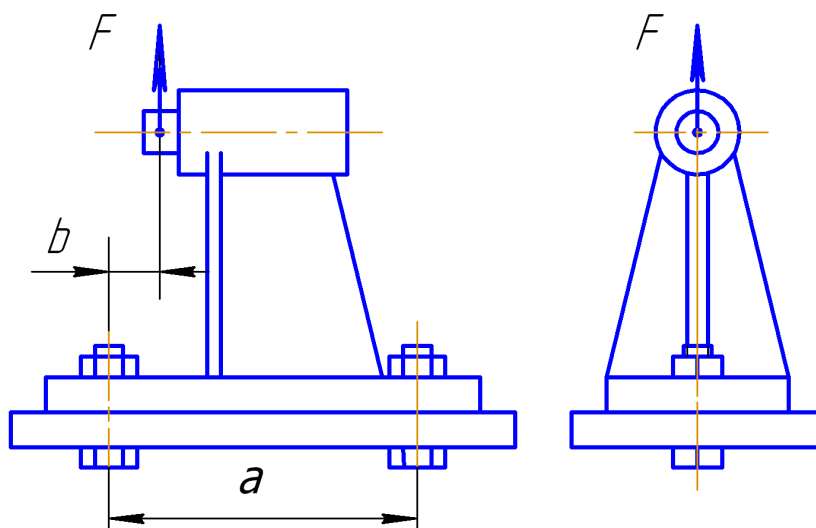


Рис. 1.1

Таблица 1.1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
a , мм	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
b , мм	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75

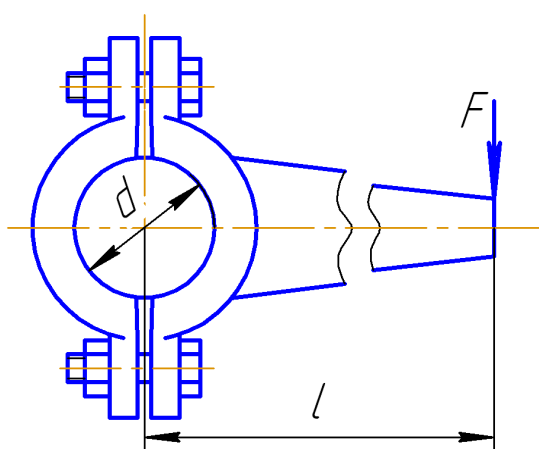


Рис. 1.2

Задача 1.2. Рассчитать клеммовое болтовое соединение, обеспечивающее передачу крутящего момента с рычага в результате приложенной на его конце силы F на вал диаметром d (рис. 1.2), коэффициент трения f . Исходные данные для расчёта приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950
l , мм	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590
d , мм	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52
f	0,2	0,2	0,2	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

Задача 1.3. Рассчитать болты с костью головкой крепления крышки автоклава (рис. 3). Внутренний диаметр автоклава D , давление p , число болтов n , эксцентриситет e приведены в табл. 1.3.

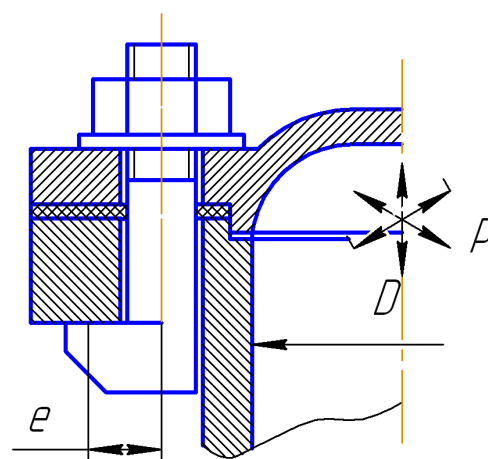


Рис. 1.3

Таблица 1.3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	200	210	220	230	240	300	280	260	250	200
p , МПа	2,0	1,8	1,7	1,6	1,5	1,5	1,6	1,5	2,0	2,5
n	4	4	6	6	8	8	6	6	4	4
e , мм	$0,5d$	$0,75d$	d	$0,5d$	$0,75d$	$0,75d$	$0,5d$	$0,75d$	d	$0,5d$

Примечание: d – наружный диаметр резьбы винта.

Задача 1.4. Определить диаметр болтов фланцевого соединения верхней части автоклава с его корпусом (рис. 1.4). Давление жидкости внутри автоклава по манометру p , внутренний диаметр верхней части автоклава D и количество болтов n заданы в табл. 1.4.

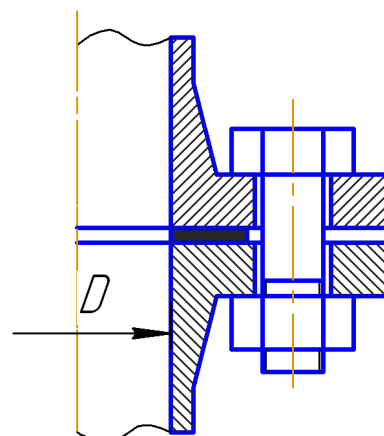


Рис. 1.4

Таблица 1.4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ρ , МПа	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
D , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
n	8	8	8	8	8	8	6	6	6	6

Задача 1.5. Рассчитать болты, скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебёдки (рис. 1.5). Расчёт вести в двух вариантах: а) болты поставлены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Сила тяжести поднимаемого груза F , значение диаметра барабана D_1 и диаметра центра отверстий в диске колеса D_2 заданы в табл. 1.5. Материал барабана – чугун СЧ18, материал колеса – сталь35. Число болтов принять самостоятельно.

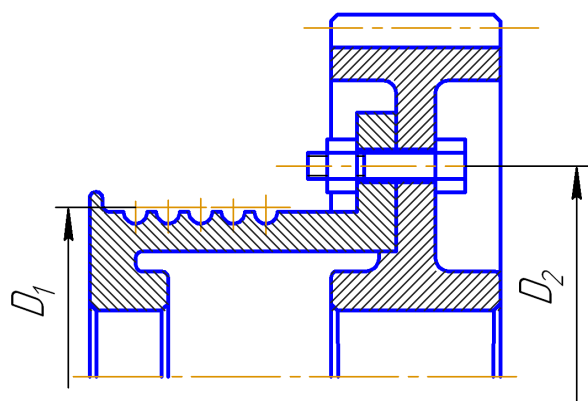


Рис. 1.5

а) болты поставлены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Сила тяжести поднимаемого груза F , значение диаметра барабана D_1 и диаметра центра отверстий в диске колеса D_2 заданы в табл. 1.5. Материал барабана – чугун СЧ18, материал колеса – сталь35. Число болтов принять самостоятельно.

Таблица 1.5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
D_1 , мм	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440
D_2 , мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580

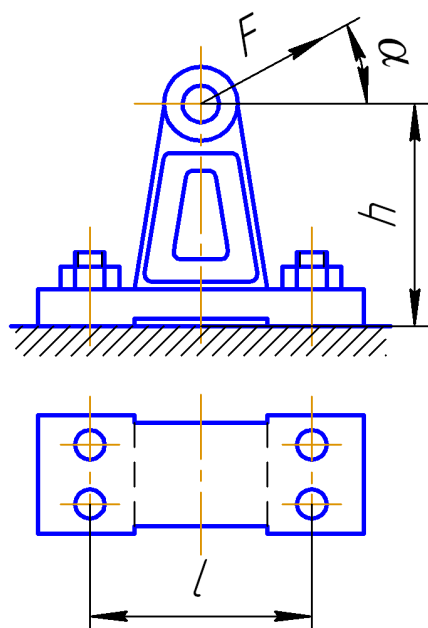


Рис. 1.6

Задача 1.6. Определить диаметр фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (рис. 1.6). Коэффициент трения основания стойки о бетон $f = 0,4$. Болты принять с метрической резьбой по ГОСТу. Данные для расчёта приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
α , град	30	45	60	45	30	60	30	45	60	30
l , мм	800	800	800	750	750	750	600	600	600	550
h , мм	700	700	700	700	700	600	600	600	600	600

Задача 1.7. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала (рис. 1.7). Пила преодолевает сопротивление резанию – силу F . Данные для расчёта приведены в табл. 1.7.

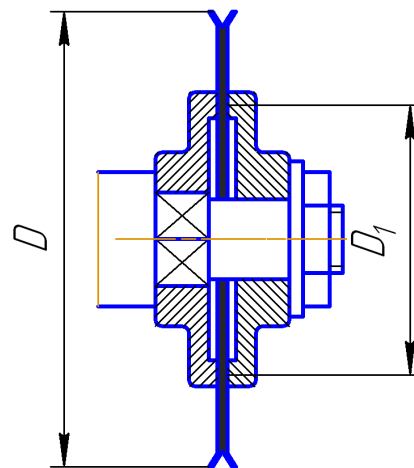


Рис. 1.7

Таблица 1.7

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150
D , мм	720	700	680	660	640	620	600	580	560	540
D_1 , мм	320	300	280	260	240	220	200	180	160	140

Задача 1.8. Рассчитать болтовое соединение, нагруженное силами F , сдвигающими стык (рис. 1.8). Условием надежности является отсутствие сдвига. Расчеты выполнить для двух вариантов: установка болта в отверстия с зазором и без зазора. Нагрузка переменная. Материал соединяемых деталей – листовая сталь Ст3. Количество соединяемых деталей n , их толщина S . Исходные данные приведены в табл. 1.8. Коэффициент трения $f = 0,15$.

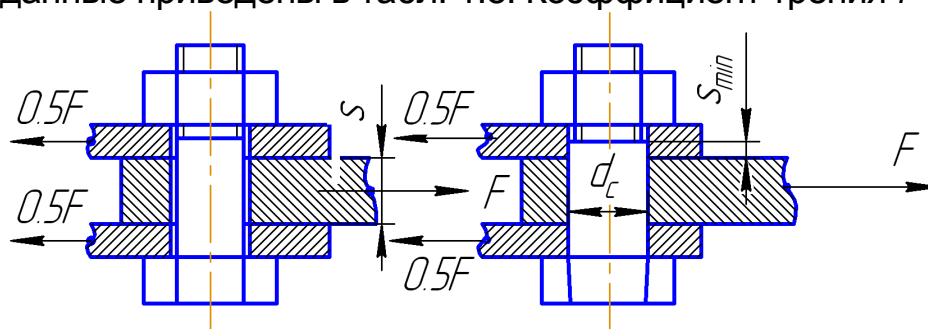


Рис. 1.8

Таблица 1.8

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1	2	3	4	5	3	4	5	6	8
S , мм	5		8		10		12		14	
n	2					3				

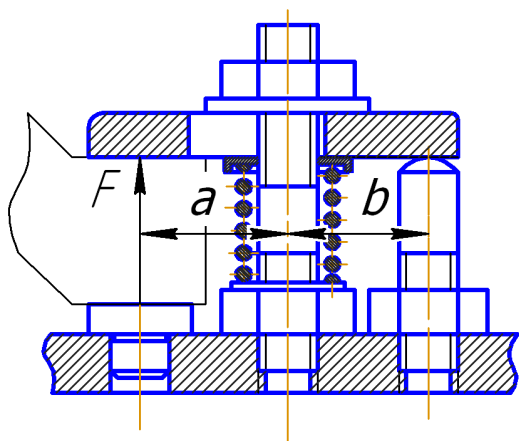


Рис. 1.9

Задача 1.9. Определить диаметр резьбы шпильки станочного прихвата (рис. 1.9) по данным табл. 1.9.

Таблица 1.9

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10	10,5
b , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
a , мм	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200

Задача 1.10. Рассчитать болты, которыми крепится к кирпичной стене чугунный кронштейн с подшипником (рис. 10). Пусковая нагрузка 130 % от номинальной. Недостающие данные принять самостоятельно. Исходные данные приведены в табл. 10.

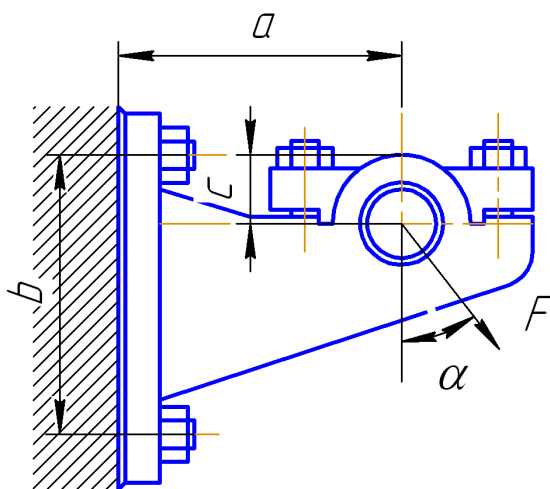


Рис. 1.10

Таблица 1.10

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0
α , град	45	30	60	45	30	30	30	30	30	60
a , мм	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
b , мм	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340
c , мм	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120

Часть 2. Задачи для расчета деталей винтового механизма

Задача. Рассчитать детали винтового домкрата по схеме рис. 2.1 грузоподъемностью F , кН, при максимальной высоте подъема H , мм. Номера задач приведены в табл. 2.1, исходные данные (вариант) – в табл. 2.2.

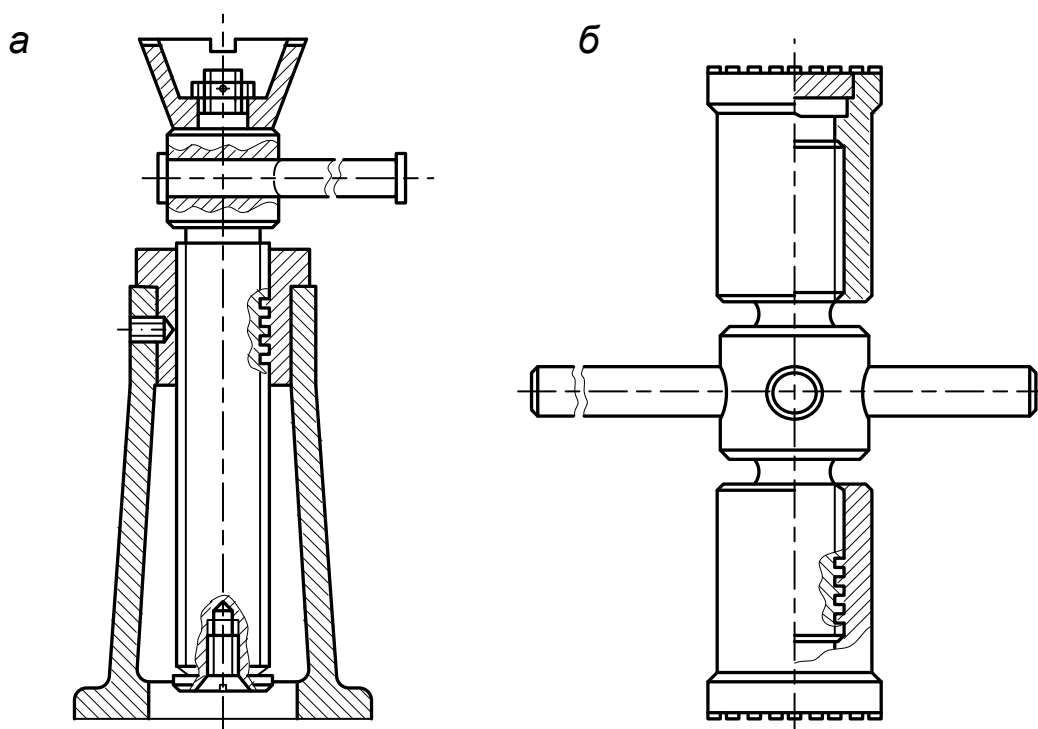


Рис. 2.1. Типы домкратов

Таблица 2.1

Номер задачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вид резьбы	Трап	Уп	Прям	Трап	Уп	Прям	Трап	Уп	Прям	Трап
Тип домкрата	а			б				а		

Таблица 2.2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>F</i> , кН	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
<i>H</i> , мм	200	250	300	150	350	275	325	225	175	400
Материал винта	Ст4	Сталь 45	Сталь 40Х	Сталь 40ХН	Ст5	Ст5	Сталь 50	Сталь 35	Сталь 40ХГ	Сталь 65Г
Материал гайки	СЧ12	СЧ15	СЧ18	СЧ21	БрОФ 10-1	БрОЦС 6-6-3	БрОФ 10-1	БрАЖ 9-4	АВЧ-1	АВЧ-2

3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ*

В машиностроении под термином «соединение» принято называть *неподвижные связи* между отдельными элементами машин, которые обусловлены целесообразностью «расчленения» машины на узлы или детали с последующим их соединением с целью упрощения изготовления, сборки, ремонта, транспортировки и т. п.

По признаку разъемности все виды соединений подразделяют на **разъемные**: *резьбовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые, профильные и другие*, допускающие многократную разборку и сборку без повреждения деталей, и **неразъемные**: *сварные, заклепочные, с натягом и прочие*, которые можно разобрать только после полного или частичного разрушения элементов.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными видами разъемных соединений, применяемыми во всех областях машиностроения.

Прежде чем приступить к выполнению работы, следует обратить внимание на необходимость учета **способа установки крепежных деталей**: без предварительной затяжки, с предварительной и последующими затяжками; **на конструктивное исполнение соединения**: соединение с зазором или без зазора между крепежными деталями и отверстиями; **на силовые факторы**, влияющие на работоспособность соединения: силы и моменты, стремящиеся *сдвинуть* или *раскрыть* стык; **на требование обеспечения герметичности и т. п.**

Эксплуатация резьбовых соединений показывает, что выход из строя болтов, винтов, шпилек и тому подобных деталей происходит вследствие разрыва (или вытяжки) их стержня по резьбе или переходному сечению у головки. Разрушение или повреждение элементов резьбы происходит реже и характерно для деталей, часто подвергающихся разборке/сборке. Поэтому, для обеспечения работоспособности большинства деталей с резьбой их

* Данный раздел оформлен в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ГОСТ 2.105-95) «Общие требования к текстовым документам».

проектный расчёт выполняют по критерию прочности винта на растяжение, в ходе которого определяют расчетный диаметр d_p резьбы. Остальные размеры крепёжных деталей принимают по соответствующим стандартам (см. приложения А–Д). При необходимости выполняют проверочные расчёты резьбы на прочность по напряжениям среза и смятия.

3.1 Резьбовые соединения

3.1.1 Материалы крепёжных деталей.

Допускаемые напряжения

Выбор материала связан с условиями работы и способом изготовления резьбовых деталей, а также требованиями к их габаритам и массе. Для крепёжных деталей общего назначения применяют сталь Ст3, а также качественные углеродистые стали марок 10, 20 и другие (болты изготавливаются холодной высадкой с последующей накаткой резьбы). Для уменьшения габаритов и массы применяют стали 35, 45. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности болтов	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Марки сталей	
			болт	гайка
3.6	300...490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400...550	240	20	Ст3
5.6	500...700	300	30; 35	10
6.6	600...800	360	35; 45; 40Г	15

Для работы при высоких температурах, в коррозионных и агрессивных средах резьбовые детали выполняют из коррозионно-стойких, жаропрочных и других сталей, а также применяют специальные виды термической и химико-термической обработки, гальванические покрытия.

Допускаемые напряжения при статической нагрузке растяжения $[\sigma_p]$ назначают в зависимости от предела текучести σ_T материала

$$[\sigma_p] = \sigma_T / s . \quad (3.1)$$

При расчёте по наибольшей действующей нагрузке с учётом начальной затяжки допускаемый коэффициент безопасности s назначают в пределах 1,5...2,5. Меньшие значения назначают при регламентируемой силе начальной затяжки, а также для винтов, которые трудно перетянуть. При

отсутствии контроля силы затяжки коэффициенты безопасности назначают по рекомендациям таблицы 3.2.

Таблица 3.2 – Коэффициенты запаса прочности s при расчёте болтов с неконтролируемой затяжкой

Материал болта	[s] при постоянной нагрузке для резьб		
	M6...M16	M16...M30	M30...M60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,6...5	5...3,3	3,3

Для предупреждения разрушения при неконтролируемой затяжке винтов малых диаметров ($d < 10$ мм) увеличивают верхние пределы коэффициентов безопасности. Например, при расчёте резьбовых соединений подъёмно-транспортных устройств s увеличивают в два раза.

При необходимости проверки резьбы на срез и смятие принимают: допускаемые напряжения при расчёте винтов и гаек на срез

$$[\tau_{ср}] = (0,2...0,3) \sigma_s;$$

допускаемые напряжения смятия $\sigma_{см}$ можно назначать равными допускаемым напряжениям на растяжение $[\sigma_p]$, а при частом завинчивании и отвинчивании

$$\sigma_{см} = (0,5...0,6) [\sigma_p].$$

3.1.2 Определение сил, действующих на один винт

В машиностроении применяют резьбовые соединения двух видов:

- с винтами, устанавливаемыми в отверстиях с зазором;
- с винтами, устанавливаемыми в отверстиях без зазора.

Первый вид соединения дешевле, но второй может воспринимать бóльшие нагрузки и обеспечивает лучшее центрирование деталей. Соединения, как правило, выполняются несколькими винтами, каждый из которых в общем случае может воспринимать различную нагрузку. **Расчёт ведут по наиболее нагруженному винту.**

При определении наиболее нагруженного винта предполагают, что при всех фазах нагружения *поверхности стыка остаются плоскими; поверхности стыка имеют как минимум две оси симметрии, а винты расположены симметрично относительно этих осей; все винты соединения имеют одинаковую предварительную затяжку.*

Все виды нагружения можно разделить на ряд простых:

3.1.2.1 Внешняя сила Q действует перпендикулярно к плоскости стыка и проходит через его центр тяжести ЦТ (рисунок 3.1).

Принимают, что при изложенных выше допущениях внешняя сила распределена равномерно между винтами и на каждый винт приходится осевая нагрузка F_a

$$F_a = Q/n, \quad (3.2)$$

где n – число винтов.

3.1.2.2 Внешняя сила Q действует в плоскости стыка и проходит через центр тяжести поперечных сечений соединяемых деталей (рисунок 3.2).

Поперечная внешняя сила F_t , действующая на каждый болт в плоскости стыка

$$F_t = Q/n. \quad (3.3)$$

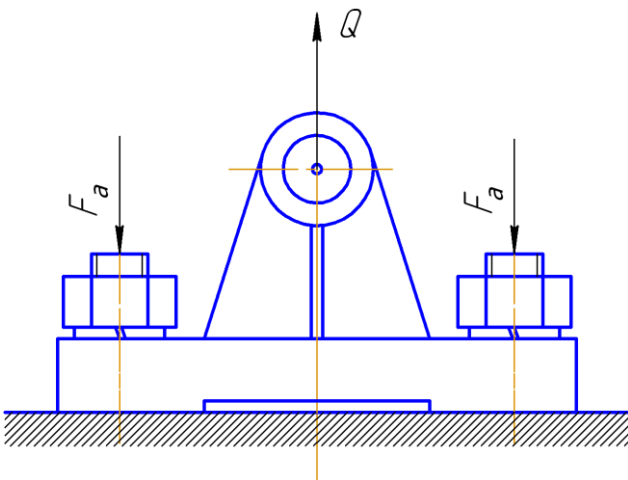


Рисунок 3.1 – Схема нагружения болтов силой, раскрывающей стык

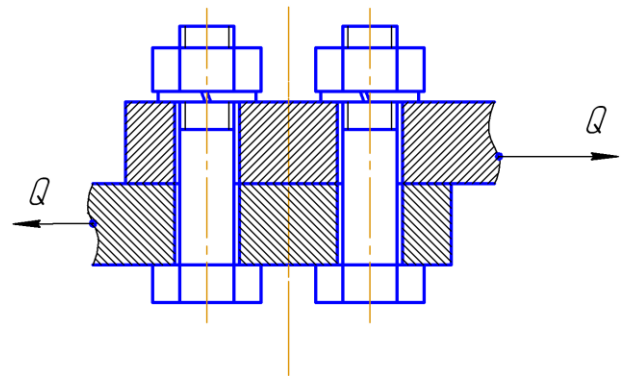


Рисунок 3.2 – Схема нагружения болтов силой, сдвигающей стык

3.1.2.3 Внешний момент T действует в плоскости стыка.

В стыке прямоугольной формы (рисунок 3.3, а) наиболее удалённый от его центра тяжести болт, является наиболее нагруженным. Действующая на него сила $F_{t\max}$ направлена перпендикулярно к линии, проведённой из центра тяжести стыка к оси болта

$$F_{t\max} = T \cdot r_{\max} / \sum_{i=1}^n r_i^2, \quad (3.4)$$

где r_i – расстояние от центра тяжести стыка до оси i -го болта; r_{\max} – наибольшая из величин r_i .

При круглом стыке (рисунок 3.3, б) внешняя сила F_t , действующая на каждый болт в плоскости стыка,

$$F_t = 2 \cdot T / (D_o \cdot n), \quad (3.5)$$

где D_o – диаметр окружности расположения центров болтов.

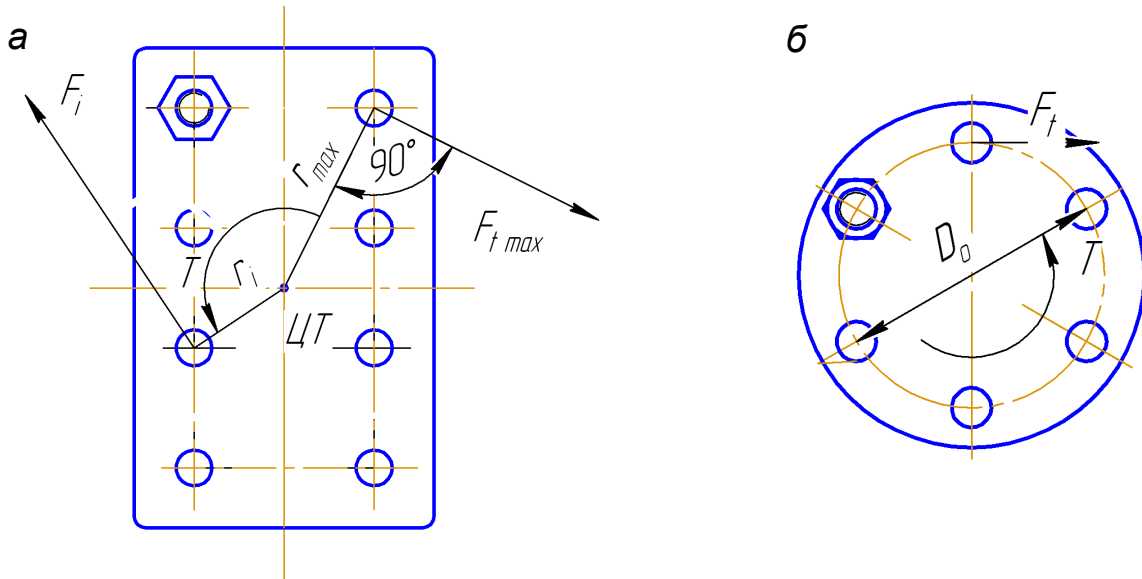


Рисунок 3.3 – Схема нагружения болтов моментом, действующим в плоскости стыка

3.1.2.4 Внешний момент M действует в плоскости, перпендикулярной стыку (рисунок 1.4).

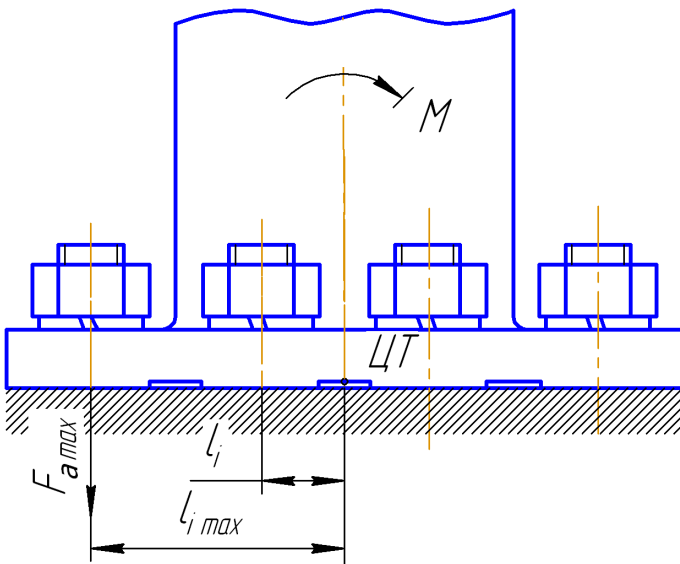


Рисунок 3.4 – Схема нагружения болтов моментом M , раскрывающим стык

Наиболее нагружены болты, находящиеся дальше других от оси симметрии стыка, относительно которой действует внешний момент. Действующая на них сила $F_{a \max}$ направлена вдоль осей болтов

$$F_{a \max} = (M \cdot l_{\max} / \sum_{i=1}^n l_i^2) / n, \quad (1.6)$$

где l_i – расстояние от центра тяжести стыка до оси i -го болта; l_{\max} – наибольшее из этих расстояний; n – количество болтов в ряду, параллельном оси симметрии стыка.

Наиболее общими являются случаи нагружения стыка силой, не проходящей через центр тяжести стыка:

3.1.2.5 Нагружение соединения по схеме рисунка 3.5, где внешняя сила F наклонена к плоскости стыка под углом α и не проходит через центр тяжести стыка.

Результирующая сила $F_{a\max}$, действующая вдоль оси наиболее нагруженного болта, равна алгебраической сумме составляющих от силы $F_1 = F \cdot \sin \alpha$ и момента $M = F \cdot l_2 \cdot \cos \alpha - F \cdot l_1 \cdot \sin \alpha$, то есть решение задачи приводится к случаям, рассмотренным в пунктах 3.1.2.1; 3.1.2.2 и 3.1.2.4.

3.1.2.6 Нагружение соединения по схеме рисунка 3.6, где в плоскости стыка действует сила $F_t = F$ и момент $T = F \cdot l$.

Результирующая сила $F_{t\max}$, действующая в плоскости стыка, равна **геометрической сумме** составляющих F_F от силы F_t и F_T от момента T , т. е. решение сводится к случаям, рассмотренным в п. 3.1.2.2 и 3.1.2.3

$$\bar{F}_{t\max} = (\bar{F}_F + \bar{F}_T)_{\max} \quad (3.7)$$

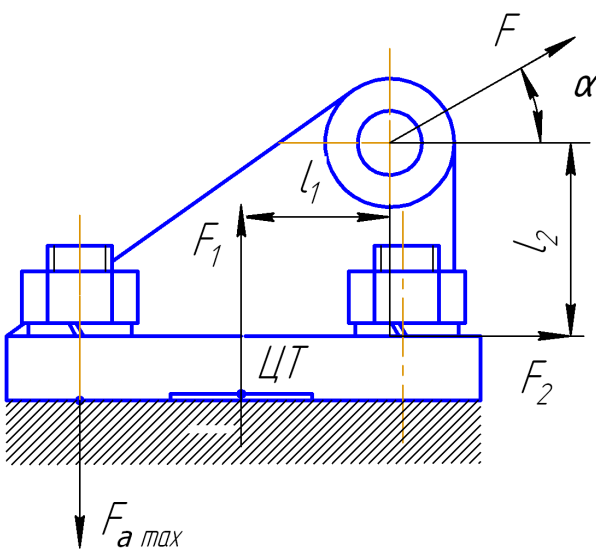


Рисунок 3.5 – Схема нагружения болтов силой, раскрывающей и сдвигающей стык

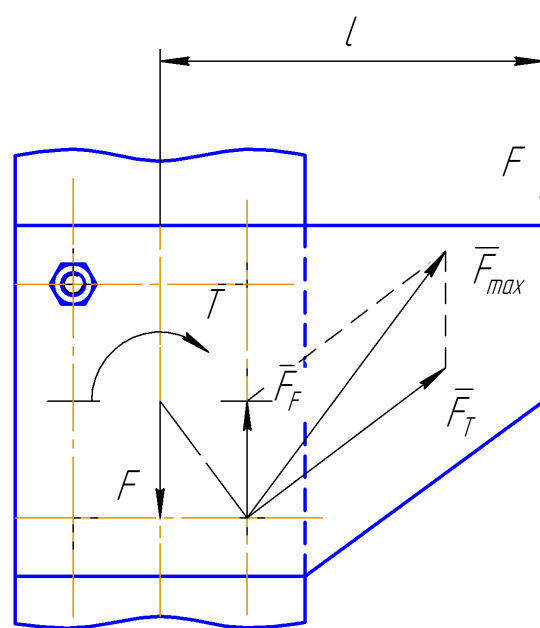


Рисунок 3.6 – Схема нагружения болтов силой и моментом, действующих в плоскости стыка

3.1.3 Расчёт винтов при постоянных нагрузках

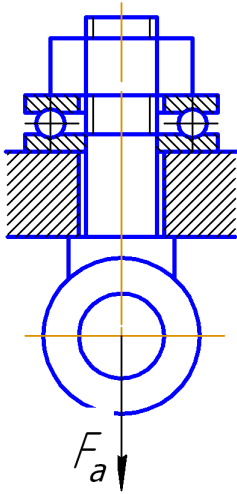


Рисунок 3.7 – Соединение нагружено осевой силой, затяжка отсутствует

3.1.3.1 Болт нагружен внешней осевой силой F_a , предварительная затяжка отсутствует (рисунок 3.7).

Расчетный диаметр d_p резьбы определяют из условия прочности при растяжении

$$d_p \geq \sqrt{4 \cdot F_a / (\pi \cdot [\sigma_p])}. \quad (3.8)$$

Внешний диаметр резьбы винта

$$d \approx d_p + 0,94p,$$

где p – шаг резьбы.

Далее по стандарту (см. приложение А) выбирают соответствующую резьбу.

3.1.3.2 Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует.

Примером могут служить болты крепления крышек и люков корпусов машин, винтовых стяжек – устройств (рисунок 3.8), которые состоят из двух винтов – одного с правой, а другого с левой резьбой и стяжной муфты соответственно также имеющей с одной стороны правую, а с другой левую внутреннюю резьбу. В этом случае стержень болта нагружается осевой силой F_a , возникающей от затяжки болта, и крутящим моментом, равным моменту трения в резьбе. Эквивалентные напряжения, возникающие в стержне винта $\sigma_{эке} = \beta \cdot \sigma_p$, и для наиболее неблагоприятного случая нагружения, когда сила затяжки равна расчётной осевой силе F_a , расчетный диаметр резьбы

$$d_p = \sqrt{4 \cdot \beta \cdot F_a / (\pi \cdot [\sigma_p])}, \quad (3.9)$$

где β – коэффициент, учитывающий работу болта на кручение при затяжке. Для стандартных метрических резьб $\beta = 1,3$.

Силу предварительной затяжки назначают из условия обеспечения требуемой плотности стыка или герметичности соединения.

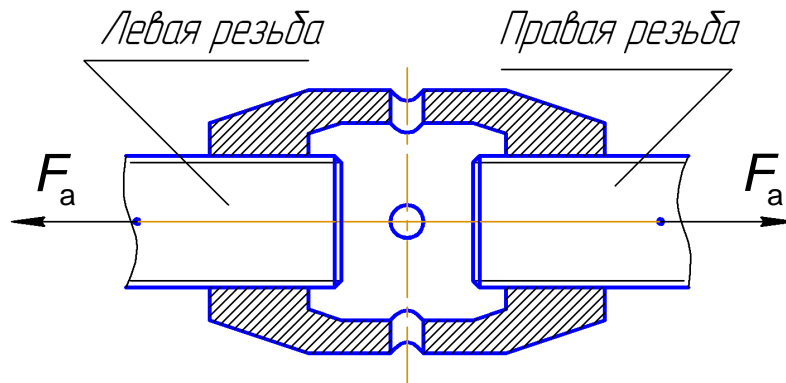


Рисунок 3.8 – Соединение нагружено крутящим моментом

3.1.3.3 Соединение затянуто и нагружено силой F_t , действующей в плоскости стыка.

Вариант 1: болт поставлен в отверстие с зазором (рисунок 3.9, а).

Детали соединения в этом случае удерживаются силами трения на поверхности стыка, возникающими в результате предварительной затяжки болта усилием F_0

$$F_0 = k \cdot F_t / (f \cdot i), \quad (3.10)$$

где $k = (1,5...2,0)$ – коэффициент запаса по сцеплению; i – количество стыков деталей, стягиваемых винтом; f – коэффициент трения в стыке. Принимают для сухих обработанных стыков стальных или чугунных деталей $f = 0,1...0,15$; при наличии масляной плёнки $f = 0,06$. Расчетный диаметр болта определяют по формуле (3.9), приняв $F_a = F_0$. Размеры болта назначают по рекомендации приложения Б.

Вариант 2: болт поставлен без зазора в отверстие, обработанное до окончательного размера развёрткой. Соединение нагружено силой F_t , действующей в плоскости стыка (рисунок 3.9, б).

Диаметр d_c стержня болта определяют из условия прочности на срез

$$d_c \geq \sqrt{4 \cdot F_t / (i \cdot \pi \cdot [\tau_{cp}])} \quad (3.11)$$

и принимают по ГОСТ 7817-80 (см. приложение В).

Условие прочности поверхностных слоев соединяемых деталей в зоне контакта и ненарезанной части болта проверяют по условию:

$$\sigma_{см} = F_t / (d_c \cdot \delta_{\min}) \leq [\sigma_{см}], \quad (3.12)$$

где δ_{\min} – наименьшая из толщин деталей, соединяемых болтом.

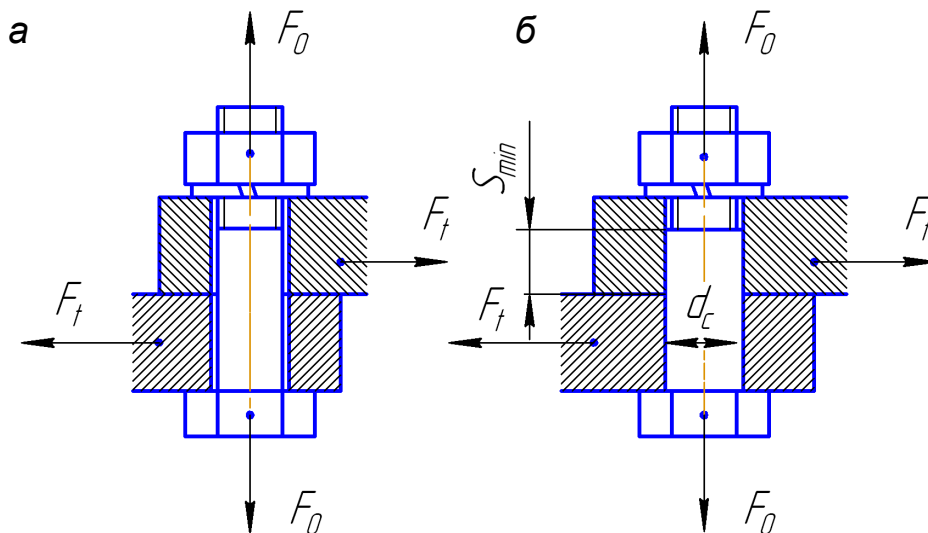


Рисунок 3.9 – Соединение нагружено сдвигающей силой

Примечание: в задаче 1.5 рассматриваемое соединение нагружено крутящим моментом, сдвигающим стык. Окружная сила F_t , сдвигающая стык,

$$F_t = FD_1 / (D_2 \cdot n),$$

где n – количество болтов, соединяющих зубчатое колесо с барабаном.

В ответственных соединениях вместо цилиндрических применяют конические болты (ГОСТ 15163-78), где посадочный натяг создаётся затяжкой гайки. Расчёт болта ведут по формулам (3.11), (3.12), где вместо диаметра d_c подставляют значение среднего диаметра срезаемых сечений болта.

3.1.3.4 Болт затянут, рабочая нагрузка Q раскрывает стык.

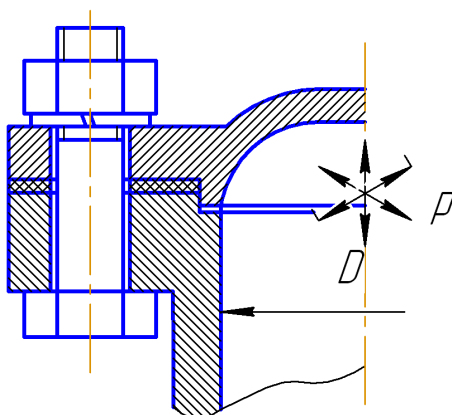


Рисунок 3.10 – Соединение нагружено силой, раскрывающей стык

Примерами могут служить фланцевые соединения труб, крышек подшипниковых узлов, резервуаров (рисунок 3.10).

В таких соединениях предварительная затяжка болтов должна обеспечить **герметичность** до и после приложения рабочей нагрузки. Расчётная осевая сила

$$F_p = 1,3 k_{зам} (1 - \chi) + \chi F_a, \quad (3.13)$$

где $k_{зам}$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка. При постоянной нагрузке $k_{зам} = 1,25 \dots 1,5$; для соединений без прокладок при переменной нагрузке $k_{зам} = 2 \dots 4$;

для соединений с прокладками $k_{зам} \geq 5$; χ – коэффициент внешней нагрузки. Для соединений с упругими прокладками $\chi = 0,4 \dots 0,8$; для соединений

без прокладок и с металлическими прокладками $\chi = 0,2 \dots 0,3$; F_a – осевая сила, приходящаяся на один болт (см. п. 3.1.2.1).

Примечание: при необходимости последующих затяжек соединения под нагрузкой расчетная осевая сила $F_p = 1,3 [k_{зам} 1 - \chi + \chi] F_a$.

Расчётный диаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{4 \cdot F_p / (\pi \cdot [\sigma_p])}. \quad (3.14)$$

3.1.3.5 Сила затяжки резьбы вала должна обеспечить суммарный момент трения на поверхности стыка, передающего крутящий момент.

Сила затяжки F_0 гайки вала должна обеспечить суммарный момент трения T_{TP} на двух поверхностях нажимных шайб со средним диаметром D_1 контактирующих поверхностей $T_{TP} \geq k F_0 f D_1$, преодолевающий рабочий момент сопротивления $T = 0,5 F D$, где F – сила сопротивления, приложенная по касательной к окружности диаметром D ; f – коэффициент трения между материалами стягиваемых деталей.

Исходя из этого требуемая сила F_0 затяжки

$$F_0 \geq k F D / (2 f D_1), \quad (3.15)$$

где $k = 1,2$ – коэффициент запаса по сцеплению.

Расчётный диаметр определяют по формуле (3.9) и назначают стандартную резьбу по приложению А.

3.1.3.6 Эффект эксцентрично приложенной нагрузки.

Эксцентричная нагрузка возникает:

- в винтах с эксцентричной, или так называемой костыльной головкой (рисунок 3.11);
- в нормальных винтах при неперпендикулярности опорных поверхностей под гайку или под головку оси винта.

В этих случаях при затяжке гаек кроме напряжений растяжения возникают напряжения изгиба. Их влияние в упрощённых расчётах при эксцентриситете $e = d_p$ учитывают увеличением осевой нагрузки в 9,3 раза. При этом расчётный диаметр винта

$$d_p \geq \sqrt{4 \cdot 9,3 F_p / (\pi \cdot [\sigma_p])}, \quad (3.16)$$

где F_p – расчётная осевая нагрузка, действующая на один болт.

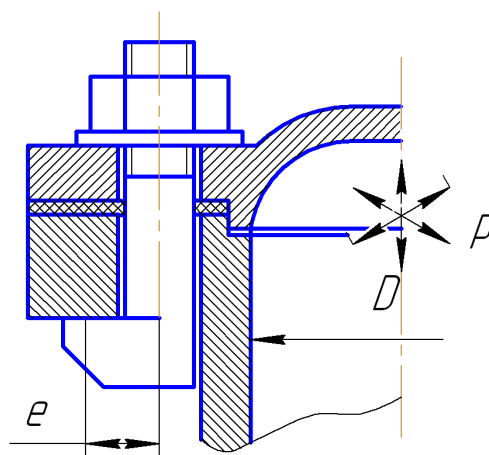


Рисунок 3.11 – Соединение нагружено эксцентрично приложенной нагрузкой

3.1.3.7. Соединение плит и станин с фундаментом (см. рисунок 3.5).

Здесь кроме определения результирующей внешней силы (см. п. 3.1.2.2 и 3.1.2.5), действующей на наиболее нагруженный болт, нужно найти усилие затяжки болтов, при котором обеспечивается **нераскрытие стыка, и максимальное напряжение смятия фундамента** для проверки его на прочность.

Условие нераскрытия стыка заключается в том, что после приложения внешней нагрузки во избежание контактной коррозии на поверхности стыка должны существовать напряжения, вызываемые силами предварительной затяжки болтов.

До приложения рабочей нагрузки затяжка образует в стыке напряжения

$$\sigma_0 = F_0 \cdot n / A_{cm}, \quad (3.17)$$

где n – число болтов; A_{cm} – площадь стыка.

Составляющая F_1 внешней нагрузки растягивает болты и уменьшает напряжения σ_0 на величину σ_{F1}

$$\sigma_{F1} = F_1 / A_{cm}. \quad (3.18)$$

Считая осью поворота ось симметрии стыка, можно заметить, что напряжения σ_M в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой напряжений при изгибе

$$\sigma_M = M / W_{cm}, \quad (3.19)$$

где W_{cm} – момент сопротивления стыка изгибу.

Расчёт следует вести по предельно допустимому случаю, когда минимальные суммарные напряжения

$$\sigma_{\min} = \sigma_0 \pm \sigma_{F1} - \sigma_M > 0,$$

исходя из чего

$$\sigma_0 \geq k (\pm \sigma_{F1} + \sigma_M), \quad (3.20)$$

где $k = (1,3...2)$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

Необходимая сила затяжки болта

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A_{cm} / n. \quad (3.21)$$

И далее, по (3.9) определяют расчётный диаметр болта, приняв $F_a = F_0$.

Примечание: характеристики стыков:

- сплошного:

$$A_{cm} = a \cdot b; \quad W_{cm} = a \cdot b^2 / 6;$$

- несплошного:

$$A_{cm} = 0,5 \cdot a \cdot b; \quad W_{cm} = \frac{7}{8} (a \cdot b^2 / 6),$$

где a – ширина; b – длина стыка.

Для проверки прочности фундамента определяют максимальные напряжения

$$\sigma_{\max} = (\sigma_0 \pm \sigma_{F1} + \sigma_M) \leq \sigma_{CM} \quad (3.22)$$

Величину допускаемых напряжений σ_{CM} принимают:

- для кирпичной кладки на известковом растворе $\sigma_{CM} = (0,4 \dots 1)$ МПа;
- для кирпичной кладки на цементном растворе $\sigma_{CM} = (1,5 \dots 2)$ МПа;
- для бетонного фундамента $\sigma_{CM} = (2 \dots 3)$ МПа.

Если условие (3.22) не выполняется, следует изменить размеры стыка.
Условие отсутствия сдвига деталей в стыке

$$(F_0 \pm F_1) f \geq K' F_2, \quad (3.23)$$

где $K' = (1,3 \dots 2)$ – коэффициент запаса сцепления по отсутствию сдвига;
 f – коэффициент трения в стыке. Ориентировочно принимают:

- $f = (0,30 \dots 0,35)$ – сталь (чугун) по бетону;
- $f = (0,15 \dots 0,20)$ – сталь по чугуну (по стали);
- $f = 0,25$ – сталь (чугун) по дереву.

Если условие (3.23) не выполняется, то условие нераскрытия стыка (3.21) не является решающим, и усилие затяжки следует определить по условию несдвигаемости деталей

$$F_0 = (K' F_2 \pm f F_1) / (nf) \quad (3.24)$$

или ставить болты без зазора (см. п. 3.1.3.3, вариант 2).

3.1.3.8 Проверочные расчёты элементов резьбы.

Для стандартных крепёжных резьбовых соединений проверку прочности витков резьбы не делают, так как при близких по прочности материалах болта и гайки стержень болта и резьба равнопрочны.

Если резьба нарезается непосредственно на соединяемых деталях, определяют требуемую длину свинчивания L из условия прочности на срез:
для винта

$$L = F_p / (\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot k_m \cdot [\tau_{cp}]); \quad (3.25)$$

для гайки

$$L = F_p / (\pi \cdot d \cdot k \cdot k_m \cdot [\tau_{cp}]), \quad (3.26)$$

где $k_m = (0,6 \dots 0,7)$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы; k – коэффициент полноты резьбы. Для метрической резьбы $k = 0,87$; для трапецеидальной $k = 0,65$.

3.1.3.9 Расчет клеммовых (фрикционно-винтовых) соединений.

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах, осях, цилиндрических колоннах и тому подобных элементах конструкций

преимущественно при необходимости последующих перестановок. Они не требуют применения шпонок и поэтому допускают установку деталей в любом положении гладкого вала.

Клеммовые соединения относятся к группе фрикционных соединений, которые основаны на действии сил трения F_{TP} , и в которых необходимое нормальное давление F_n создается силой F_0 затяжки винтов.

Соединение выполняют с *разъемной ступицей* (рисунок 3.12, а) и со ступицей, имеющей прорезь (рисунок 3.12, б) для затягивания путем деформации тела ступицы винтами. В первом случае конструкция сложнее, тяжелее, но ее можно установить в любой части вала независимо от формы его соседних участков и без снятия других деталей, находящихся на валу.

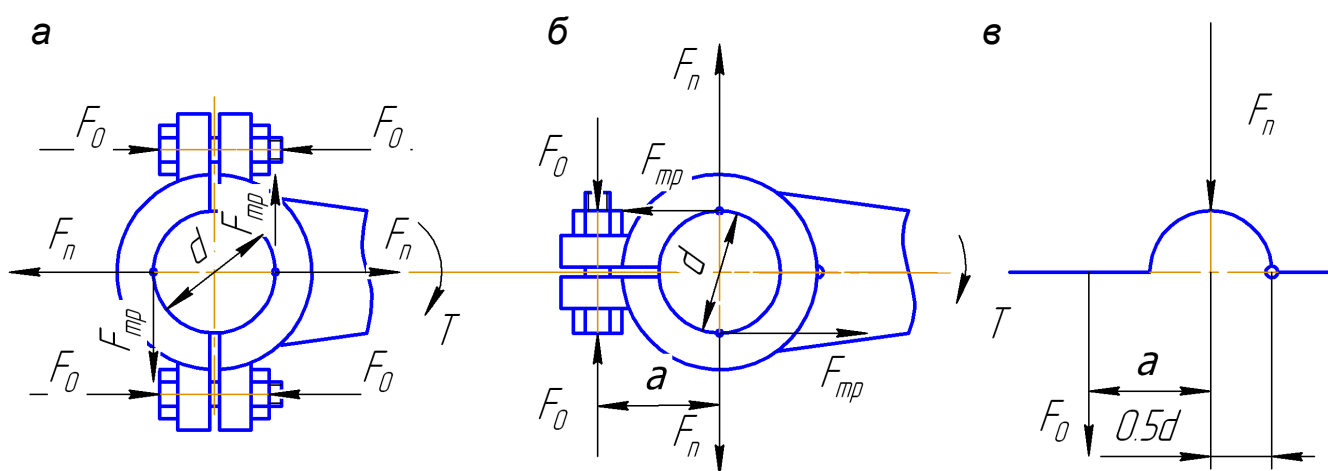


Рисунок 3.12 – Клеммовые соединения

Клеммовые соединения проектируют по условию передачи крутящего момента или (и) осевой силы.

Нагрузочная способность клеммовых соединений зависит не только от коэффициента трения соединяемых деталей, но и от их упругих свойств (податливости), наличия первоначальных зазоров, что определяет характер распределения давления на поверхности зажима ступицы клеммы и вала.

При очень высокой изгибной жесткости ступицы клеммы и наличии первоначального зазора (посадочный размер клеммы больше размера вала) принимают, что давление, создаваемое затяжкой винтов, распределяется по площадке ограниченной величины (наихудший вариант нагружения).

Критерий работоспособности при передаче крутящего момента T в этом случае

$$T_{TP} \geq kT,$$

где T_{TP} – момент сил трения на поверхности клеммы и вала; $k = (1,2 \dots 1,8)$ – коэффициент запаса по сцеплению.

Момент сил трения

$$T_{TP} = F_{TP}d = F_nfd ,$$

Исходя из этого необходимая сила нормального давления F_n и соответственно сила F_0 предварительной затяжки одного винта

$$F_n = kT/(fd); \quad F_0 = kT/(fdn), \quad (3.27)$$

где n – количество винтов, соединяющих полуклеммы.

Для конструкции (рисунок 3.12, б) связь между силами F_n и F_0 можно определить на основе предположения о том, что половинки ступицы клеммы шарнирно соединены между собой. Расчетная схема при этом показана на (рисунке 3.12, в).

Исходя из условия равновесия

$$Nd/2 - F_0n(a + d/2) = 0 ,$$

необходимая сила F_0 предварительной затяжки

$$F_0 = F_nd / n(d + 2a) = kT / nf(d + 2a) . \quad (3.28)$$

Исходя из того, что винты клеммового соединения работают на растяжение, по формуле (3.9) определяют их расчетный диаметр, приняв $F_a = F_0$.

3.2 Расчеты деталей винтового домкрата

3.2.1 Расчетные схемы домкратов

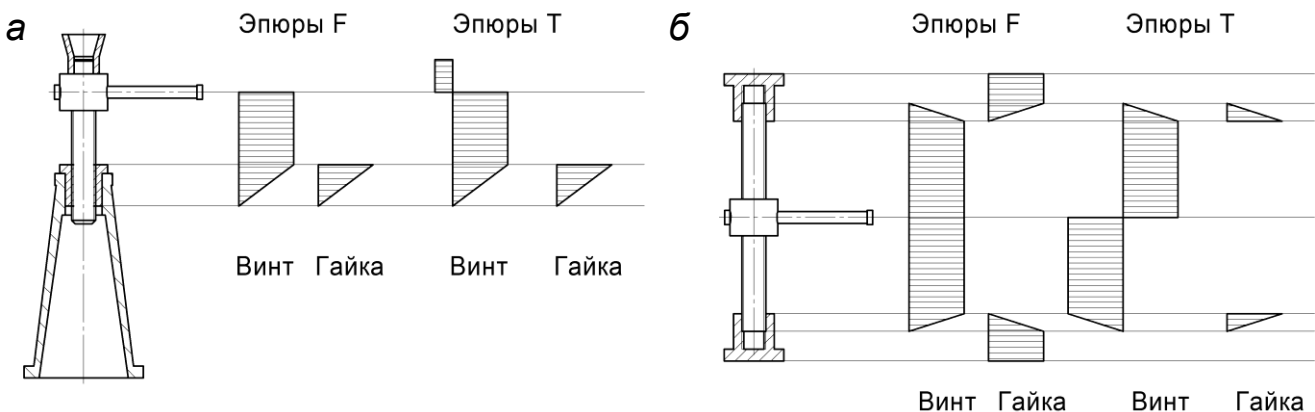


Рисунок 3.13 – Эпюры внутренних силовых факторов в деталях винтового домкрата

3.2.2 Расчеты деталей домкрата

3.2.2.1 Из условия износостойкости резьбовой пары грузового винта

$$q = \frac{F}{\pi d_2 h Z_r} \leq q$$

и введя обозначения: $\psi_H = H_r / d_2$ – коэффициент высоты гайки; $\psi_h = h / p$ – коэффициент высоты резьбы, определяем средний диаметр резьбы d_2 , мм

$$d_2^* \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h q}}, \quad (3.29)$$

где F – расчетная нагрузка на винт (грузоподъемность), H ; d_2^* – средний диаметр резьбы, мм; h – рабочая высота профиля резьбы; Z_r – число витков резьбы в гайке; $[q]$ – допускаемое давление в резьбе, МПа.

Значение коэффициента высоты гайки назначают в пределах $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$; значение коэффициента высоты резьбы для трапецеидальной и прямоугольной резьб $\psi_h = 0,5$, для упорной $\psi_h = 0,75$.

Допускаемое давление назначают в зависимости от материалов резьбовой пары:

- для закаленной стали по бронзе $[q] = 10 \dots 13$ МПа;
- для незакаленной стали по бронзе $[q] = 8 \dots 10$ МПа;
- для незакаленной стали по чугуну $[q] = 5 \dots 6$ МПа;
- для закаленной стали по антифрикционному чугуну $[q] = 7 \dots 9$ МПа;
- для незакаленной стали по антифрикционному чугуну $[q] = 6 \dots 7$ МПа.

Примечание: размеры, обозначенные *), необходимо согласовать с ГОСТ 9484-81, ГОСТ 10177-82 или для прямоугольной резьбы по ГОСТ 6636-69 (см. приложения Е, И, К).

В соответствии с расчетным размером d_2 для трапецеидальной и упорной резьб из ГОСТ выписать размеры наружного диаметра винта d , внутреннего диаметра d_1 , среднего диаметра d_2 , шага p .

Для нестандартной прямоугольной резьбы принимают высоту профиля резьбы h

$$h^* = 0,1 d_2. \quad (3.30)$$

Наружный диаметр

$$d^* = d_2 + h. \quad (3.31)$$

Внутренний диаметр

$$d_1 = d - 2h. \quad (3.32)$$

Шаг резьбы

$$p = 2h. \quad (3.33)$$

3.2.2.2 Высота гайки

$$H_r^* = \psi_H d_2. \quad (3.34)$$

Из ряда R_a40 ГОСТ 6636-69 (приложение Е) принимаем $H_r = \dots$
Количество витков резьбы в гайке

$$Z_r = \frac{H_r}{p}. \quad (3.35)$$

Если число витков в гайке $Z_r > 10$, принять резьбу с другими параметрами.

3.2.2.3 Угол подъема винтовой линии

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{p}{\pi d_2} \right). \quad (3.36)$$

Приведенный угол трения

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f}{\cos \delta} \right), \quad (3.37)$$

где δ – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы. Для трапециевидальной резьбы $\delta = 15^\circ$; для упорной $\delta = 3^\circ$; для прямоугольной $\delta = 0^\circ$.

Коэффициент трения скольжения f принимают при стальном винте и бронзовой гайке со смазкой $f = 0,07 \dots 0,10$; при стальном винте и чугунной гайке со смазкой $f = 0,05 \dots 0,15$.

3.2.2.4 Условие самоторможения

$$\gamma < \varphi' \quad (3.38)$$

Если оно не выполняется, принять резьбу с более мелким шагом.

3.2.2.5 Коэффициент полезного действия винта при подъеме груза

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \gamma + \varphi'}. \quad (3.39)$$

3.2.2.6 Размеры гайки. Из условия прочности при растяжении (сжатии)

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi D^2 - d^2} \leq [\sigma_p]$$

определяем наружный диаметр гайки D , мм

$$D^* \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma_p]} + d^2}, \quad (3.39)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении (сжатии); для бронзовых гаек $[\sigma_p] = 50$ МПа; для чугунных – $[\sigma_p] = 30...40$ МПа.

Из условия прочности на смятие (рисунок 3.14, а)

$$[\sigma_{см}] = \frac{4F}{\pi (D_B^2 - D^2)} \leq [\sigma_{см}]$$

определяем диаметр бурта гайки D_B , мм

$$D_B^* \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \sigma_{см}} + D^2}, \quad (3.40)$$

где $\sigma_{см}$ – допускаемое напряжение смятия. Для бронзовых гаек $\sigma_{см} = 70...80$ МПа, для чугунных – $\sigma_{см} = 60...80$ МПа.

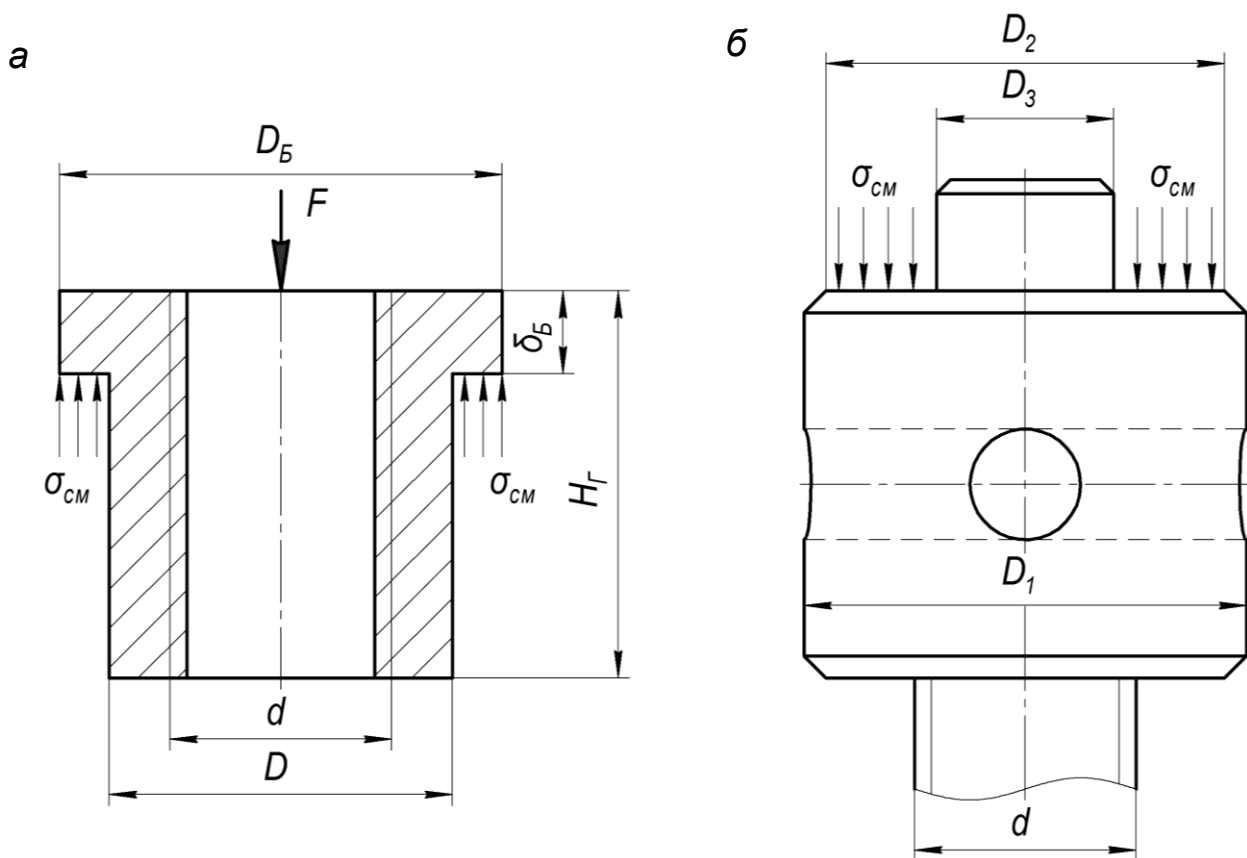


Рисунок 3.14 – Расчетные схемы гайки и головки винта домкрата

Из условия прочности бурта гайки на срез

$$\tau_{ср} = \frac{F}{\pi D \delta_B} \leq [\tau_{ср}]$$

находим его толщину δ_B , мм

$$\delta_B^* = \frac{F}{\pi D [\tau_{ср}]}, \quad (3.42)$$

где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза. Для бронзовых и чугунных гаек $[\tau_{ср}] = 30 \dots 50$ МПа.

В гайках винта домкрата по схеме рисунка 3.13, б бурт отсутствует.

3.2.2.7 Проверка винта на устойчивость.

Момент инерции сечения винта J , мм⁴

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} (0,4 + 0,6d/d_1). \quad (3.43)$$

Радиус инерции винта i , мм

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}}, \quad (3.44)$$

где $A = \pi d_1^2 / 4$ – площадь поперечного сечения винта.

Гибкость винта λ

$$\lambda = \frac{\mu \ell}{i}, \quad (3.45)$$

где ℓ – длина винта (высота подъема), мм; μ – коэффициент приведения длины. Учитывая наличие зазоров между винтом и гайкой, винт можно рассматривать как двухопорный стержень, закрепленный шарнирно по концам, тогда $\mu = 1$.

Если $\lambda < 55$, расчет винта на устойчивость проводить не нужно.

В случае $55 < \lambda < 100$, проверку на устойчивость следует проводить по эмпирической формуле Ф.С. Ясинского

$$F_{кр} = \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{a - b\lambda}{4} \geq F, \quad (3.46)$$

где a, b – коэффициенты, зависящие от материала винта (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Значение коэффициентов a , b

Марка стали	a , МПа	b , МПа
Ст4; Сталь 35	328	1,11
Ст5	350	1,15
Сталь 45	450	1,67
Сталь 50	473	1,87
Сталь 40Х; 40ХН; 40ХГ	464	3,62
Сталь 65Г	589	3,82

В случае, если $\lambda > 100$ определение критической силы производят по формуле Л. Эйлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J}{(\mu l)^2} \geq F, \quad (3.47)$$

где E – модуль упругости. Для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Если условие $F_{кр} \geq F$ не выполняется, следует увеличить диаметральные размеры винта и соответственно откорректировать ранее проведенные расчеты.

3.2.2.8 Определение размеров пяты (рисунок 3.2, б) винта домкрата производят по эмпирическим зависимостям

$$\left. \begin{aligned} D_1^* &= 1,35 \dots 1,50 d \\ D_2^* &= D_1 - 2 \dots 5 \text{ мм} \\ D_3^* &= 0,6 \dots 0,7 d \end{aligned} \right\} \quad (3.48)$$

Размеры площади кольцевой поверхности пяты A_{π} , мм²

$$A_{\pi} = \frac{\pi D_2^2 - D_3^2}{4}. \quad (3.49)$$

Проверка на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{\pi}} \leq \sigma_{см}, \quad (3.50)$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое давление на кольцевой поверхности пяты винта $\sigma_{см} = 80 \dots 100$ МПа.

У винта домкрата по схеме рисунка 3.13,б пята отсутствует.

3.2.2.9 Крутящий момент T , прилагаемый к винту и необходимый для подъема груза:

$$T = T_p + T_{\pi} \quad (3.51)$$

где T_p – момент трения в резьбе, Н·мм; T_{π} – момент трения на пяте, Н·мм.

$$T_p = \frac{Fd_2 \operatorname{tg} \gamma + \varphi'}{2}, \quad (3.52)$$

$$T_n = \frac{fF}{3} \cdot \frac{D_2^3 - D_3^3}{D_2^2 - D_3^2}. \quad (3.53)$$

В домкрате по схеме рисунка 1.13, б $T = 2T_p$.

3.2.2.10 Длина рукоятки l_p , мм, определяется из условия физических возможностей рабочего на преодоление момента T

$$l_p^* = \frac{T}{[F_p]}, \quad (3.54)$$

где $[F_p] = 250$ Н – усилие, прилагаемое рабочим.

Если длина рукоятки получается слишком большой, разрешается подъем груза осуществлять двумя рабочими. Тогда

$$l_p^* = \frac{T}{2[F_p]}. \quad (3.55)$$

3.2.2.11 Из условия прочности на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma_{\text{и}}]; \quad M = T; \quad W_x = \frac{\pi d_p^3}{32} \approx 0,1 d_p^3$$

определяем диаметр рукоятки d_p , мм:

$$d_p^* = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 [\sigma_{\text{и}}]}}, \quad (3.56)$$

где $[\sigma_{\text{и}}] = 160 \dots 180$ МПа – допускаемое напряжение изгиба.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. По каким признакам классифицируют резьбы? Назовите область применения основных типов резьб?
2. Почему для крепежных деталей применяют резьбу с треугольным профилем?
3. Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение?
4. В чем преимущества резьбы с мелким шагом?
5. Приведите характерные виды повреждения резьбовых деталей. Назовите основные критерии работоспособности резьб?
6. Из какого материала выполняют крепежные детали?
7. Какие гайки, шайбы и гаечные замки различают по конструкции, назовите цель их применения?
8. Какие устройства применяют для разгрузки болтов от действия нагрузки, сдвигающей стык?
9. В чем заключается преимущество постановки болтов в отверстие соединяемых деталей без зазора?
10. Когда применяют шпильки и винты вместо болтов?
11. В чем различие расчета резьб с предварительной затяжкой и без затяжки?
12. Какова методика расчета резьбовых соединений, включающих группу болтов?
13. В чем проявляется эффект эксцентрично приложенной нагрузки? Какие меры применяются для устранения эксцентричного нагружения?
14. Как определяют расчетную нагрузку на болт, если рабочая нагрузка раскрывает стык?
15. От чего зависит значение коэффициента внешней нагрузки χ ?
16. Каковы способы повышения усталостной прочности болтов, при переменной нагрузке?
17. Назовите достоинства и недостатки клеммовых соединений.
18. В чем заключаются отличия клеммы с разъемной ступицей и клеммы с разрезом?
19. Какие факторы влияют на нагрузочную способность клеммового соединения?
20. Чем чревато применение клеммы высокой жесткости и с большим первоначальным зазором?
21. В чем заключается преимущество весьма податливых клемм по сравнению с жесткими?
22. В чем заключается принцип расчета клеммового соединения?
23. Какие нагрузки по характеру действия может передавать клеммовое соединение?
24. Приведите примеры применения клеммовых соединений в технике.
25. Назовите материалы, из которых изготавливают винт и гайку винтового механизма?
26. Каковы типы резьб целесообразно применять в механизмах?
27. Каким образом можно повысить КПД винтового механизма?

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)
РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ (ГОСТ 9150-59)

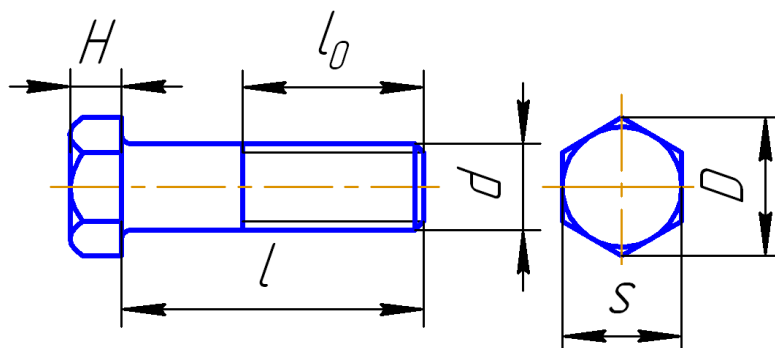
В миллиметрах

d	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом		
	p	d_1	d_2	p	d_1	d_2
6	1	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863		10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16		13,835	14,701		14,376	17,026
(18)	2,5	15,294	16,376		16,376	17,026
20		17,294	18,376		18,376	19,026
(22)		19,294	20,376	20,376	21,026	
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
(27)		23,752	25,051		27,835	28,701
30	3,5	26,211	27,727		27,835	28,701
(33)		29,211	30,727	30,835	31,701	
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051
(39)		34,670	36,402		35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077		38,752	40,051
(45)		40,129	42,077		41,752	43,051

Примечание. Размеры, указанные в скобках, не рекомендуются.

Обозначение метрической резьбы диаметром $d = 16$ мм с крупным шагом: М16. То же диаметром $d = 16$ мм с мелким шагом $p = 1,5$ мм: М16×1,5, где d – наружный диаметр резьбы винта; d_1 – внутренний диаметр резьбы винта; d_2 – средний диаметр; p – шаг резьбы.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)
БОЛТЫ С ШЕСТИГРАННОЙ УМЕНЬШЕННОЙ ГОЛОВКОЙ
(ГОСТ 7796-76)



В миллиметрах

d	s	D	H	l	l_0
8	12	13,1	5	8-100	$l_0 = l$ при $l \leq 25$ $l_0 = 22$ при $l \geq 30$
10	14	15,3	6	10-200	$l_0 = l$ при $l \leq 30$ $l_0 = 26$ при $l \geq 35$
12	17	18,7	7	14-260	$l_0 = l$ при $l \leq 30$ $l_0 = 30$ при $l \geq 35$
16	22	23,9	9	20-300	$l_0 = l$ при $l \leq 30$ $l_0 = 30$ при $l \geq 35$
20	27	29,6	11	25-300	$l_0 = l$ при $l \leq 40$ $l_0 = 38$ при $l \geq 45$
24	32	35,0	13	35-300	$l_0 = l$ при $l \leq 50$ $l_0 = 46$ при $l \geq 55$

Примечание. Размеры l в указанных пределах брать из ряда чисел: 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300.

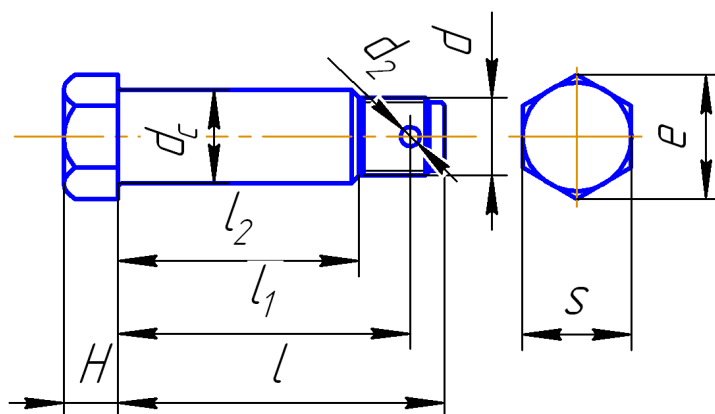
Пример условного обозначения болта диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 6g, класса прочности 5.8, с цинковым покрытием толщиной 6 мкм, хромированным: «Болт М12-6gx60.58.016 ГОСТ 7796-70».

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

БОЛТЫ С ШЕСТИГРАННОЙ УМЕНЬШЕННОЙ ГОЛОВКОЙ КЛАССА ТОЧНОСТИ «А» ДЛЯ ОТВЕРСТИЙ ИЗ-ПОД РАЗВЕРТКИ (ГОСТ 7817-72)

Исполнение 1 (Исполнение 1а – без отверстия под шплинт)



В миллиметрах

Номинальный диаметр резьбы d	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24	(27)	30
Шаг резьбы p	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5			3	3,5	
	мелкий	–	1	1,25		1,5				2		
Диаметр стержня d_c	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28	32
Высота головки H	4,0	5,5	7,0	8,0	9,0	10	12	13	14	15	17	19
Размер под ключ s	10	12	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41
Диаметр отверстия d_2	1,6	2,0	2,5	3,2		4,0			5,0		6,3	
Радиус под головкой R	0,25	0,40	0,60			0,80			1,00			

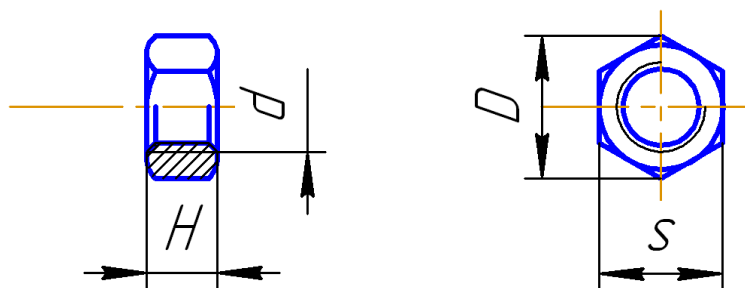
Примечание. Размеры болтов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

Пример условного обозначения болта исполнение 1 с диаметром резьбы $d = 12$ мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной $l = 60$ мм, класса прочности 5.8, без покрытия: «Болт М12 – 6g 60.58 ГОСТ 7817-80».

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(справочное)

ГАЙКИ ШЕСТИГРАННЫЕ С УМЕНЬШЕННЫМ РАЗМЕРОМ «ПОД КЛЮЧ» КЛАССА ТОЧНОСТИ «В» (ГОСТ 15521-70)



В миллиметрах

d	8	10	12	16	20	24
s	12	14	17	22	27	32
D	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35
H	6,5	8	10	13	16	19

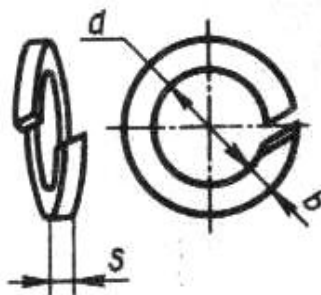
Пример условного обозначения гайки с диаметром резьбы $d = 12$ мм, крупным шагом и полем допуска резьбы 6H, класс прочности 5:

«Гайка М12-6Н.5 ГОСТ15521-70»

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(справочное)

ШАЙБЫ ПРУЖИННЫЕ (ГОСТ 6402-70)



В миллиметрах

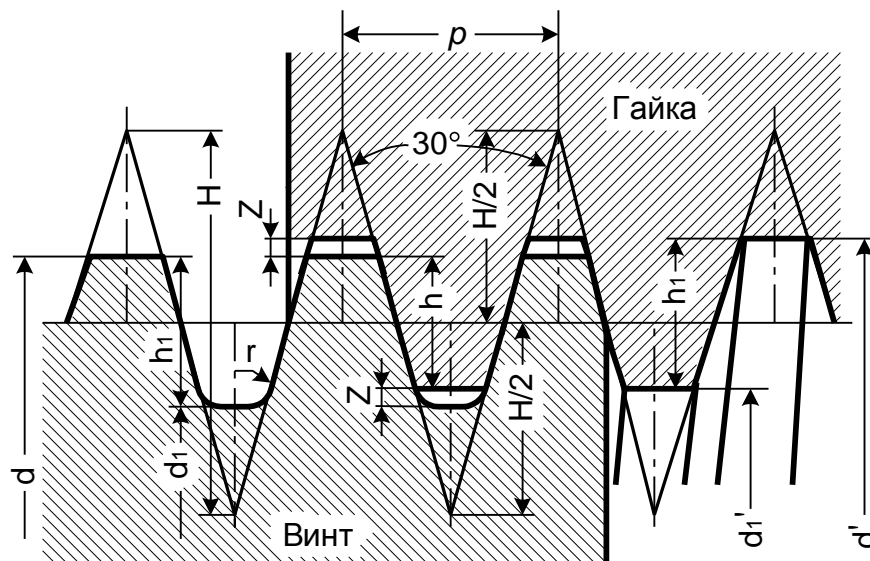
Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$
6	6,1	1,4
8	8,2	2,0
10	10,2	2,5
16	16,3	3,5
20	20,5	4,5
24	24,5	5,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Е
(справочное)
НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ (ГОСТ 6636-69)

В миллиметрах

Ряды				Ряды				Ряды			
R _a 5	R _a 10	R _a 20	R _a 40	R _a 5	R _a 10	R _a 20	R _a 40	R _a 5	R _a 10	R _a 20	R _a 40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
			1,1				11				110
			1,15				11,5				120
			1,2				12				125
			1,3				13				130
			1,4				14				140
			1,5				15				150
			1,6				16				160
			1,7				17				170
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,7				17				170
			1,8				18				180
			1,9				19				190
			2,0				20				200
			2,1				21				210
			2,2				22				220
			2,4				24				240
			2,5				25				250
			2,6				26				260
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250
			2,6				26				260
			2,8				28				280
			3,0				30				300
			3,2				32				320
			3,4				34				340
			3,6				36				360
			3,8				38				380
			4,0				40				400
			4,2				42				420
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400
			4,2				42				420
			4,5				45				450
			4,8				48				480
			5,0				50				500
			5,3				53				530
			5,6				56				560
			6,0				60				600
			6,3				63				630
			6,7				67				670
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630
			6,7				67				670
			7,1				71				710
			7,5				75				750
			8,0				80				800
			8,5				85				850
			9,0				90				900
			9,5				95				950

ПРИЛОЖЕНИЕ И
(справочное)
РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ (ГОСТ 9484-81)



$$H = 1,866 p; h_1 = 0,5 p + Z; h = 0,5 p; d_2 = d - 0,5 p;$$

$$d_1 = d - 2h_1; d' = d + 2Z; d_1' = d - p$$

В миллиметрах

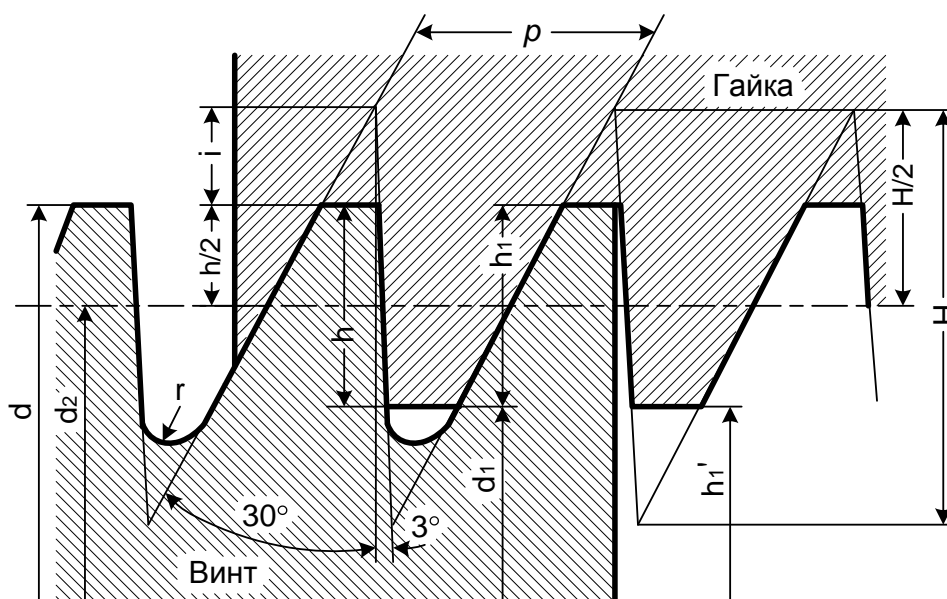
Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр		Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d ₂	Внутр. гайки d ₁ '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d ₂	Внутр. гайки d ₁ '
16			2	15	14			48	3	46,5	45
			4	14	12				8	44	40
	18		2	17	16				12	42	36
			4	16	14				3	48,5	47
20			2	19	18	50			8	46	42
			4	18	16				12	44	38
	22		2	21	20			52	3	50,5	49
			5	19,5	17				8	48	44
			8	18	14				12	46	40
		24	2	23	22		55		3	53,5	52
			5	21,5	19				8	51	47
			8	20	16				12	49	43
26			2	25	24	60			3	58,5	57
			5	23,5	21				8	56	52
			8	22	18				12	54	48
	28		2	27	26			(62)	4	60	58
			5	25,5	23				10	57	52
			8	24	20				16	54	46

Окончание приложения И

Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр		Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d ₂	Внутр. гайки d ₁ '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d ₂	Внутр. гайки d ₁ '
		30	3	28,5	27			65	4	63	61
			6	27	24				10	60	55
			10	25	20				16	57	49
32			3	30,5	29		70		4	68	66
			6	29	26				10	65	60
			10	27	22				16	62	54
		34	3	32,5	31			75	4	73	71
			6	31	28				10	70	65
			10	29	24				16	67	59
	36		3	34,5	33			(78)	4	76	74
			6	33	30				10	73	68
			10	31	26				16	70	62
		38	3	36,5	35	80			4	78	76
			6	35	32				10	75	70
			10	33	28				16	72	64
40			3	38,5	37			85	5	82,5	80
			6	37	34				12	79	73
			10	35	30				20	75	65
		42	3	40,5	39		90		5	87,5	85
			6	39	36				12	84	75
			10	37	32				20	80	70
	44		3	42,5	41			95	5	92,5	90
			8	40	36				12	89	83
			12	38	32				20	85	75
		46	3	44,5	43	100			5	97,5	95
			8	42	38				12	94	88
			12	40	34				20	90	80

Примечание. Обозначение резьбы трапецеидальной диаметром d = 60 мм и шагом p = 12 мм: Трал 60x12

ПРИЛОЖЕНИЕ К
(справочное)
РЕЗЬБА УПОРНАЯ (ГОСТ 10177-82)



$H = 1,5878 p$; $i = 0,4189 p$; $h = 0,75 p$; $h_1 = 0,86777 p$; $r = 0,12427 p$

В миллиметрах

Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр			Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр			
				Винт и гайка	Винт	Гайка					Винт и гайка	Винт	Гайка	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		средний d ₂	внутренний d ₁	внутренний d ₁ '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		средний d ₂	внутренний d ₁	внутренний d ₁ '	
	22		2	20,500	18,528	19			48	3	45,750	42,794	43,5	
			5	18,250	13,322	14,5				8	42,000	34,116	36	
			8	16,000	8,116	10				12	39,000	27,174	30	
		24	2	22,500	20,528	21	50			3	47,750	44,794	45,5	
			5	20,250	15,322	16,5				8	44,000	36,116	38	
			8	18,000	10,116	12				12	41,000	29,174	32	
26			2	24,500	22,528	23			52	3	49,750	46,794	47,5	
			5	22,250	17,322	18,5				8	46,000	38,116	40	
			8	20,000	12,116	14				12	43,000	31,174	34	
	28		2	26,500	24,528	25		55			3	52,750	49,794	50,5
			5	24,250	19,322	20,5				8	49,000	41,116	43	
			8	22,000	14,116	16				12	46,000	34,174	37	
		30	3	27,750	24,794	25,5	60			3	57,750	54,794	55,5	
			6	25,500	19,586	21				8	54,000	46,116	48	
			10	22,250	12,644	15				12	51,000	39,174	42	
32			3	29,750	26,794	27,5			65	4	62,000	58,058	59	
			6	27,500	21,586	23				10	57,500	47,644	50	
			10	24,500	14,644	17				16	53,000	37,232	41	

Окончание приложения К

Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр			Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр		
				Винт и гайка	Винт	Гайка					Винт и гайка	Винт	Гайка
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		средний d_2	внутренний d_1	внутренний d_1'	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		средний d_2	внутренний d_1	внутренний d_1'
		34	3	31,750	28,794	29,5		70		4	67,000	63,058	64
			6	29,500	23,586	25			10	62,500	52,644	55	
			10	26,500	16,644	19			16	58,000	42,232		
	36		3	33,750	30,794	31,5			75	4	72,000	68,058	69
		6	31,500	25,586	27		10	67,500		57,644	60		
		10	28,500	18,644	21		16	63,000		47,232	51		
		38	3	35,750	32,794	33,5	80			4	77,000	73,058	74
			6	33,500	27,586	29		10	72,500	62,644	65		
			10	30,500	20,644	23		16	68,000	52,232	56		
40			3	37,750	34,794	35,5			85	5	81,250	76,322	77,5
			6	35,500	29,586	31		12		76,000	64,174	67	
			10	32,500	22,644	25		20		70,000	50,290	55	
		42	3	39,750	36,794	37,5		90		5	86,250	81,322	82,5
			6	37,500	31,586	33			12	81,000	69,174	72	
			10	34,500	24,644	27			20	75,000	55,290	60	
	44		3	41,750	38,794	35,5			95	5	91,250	86,322	87,5
			8	38,000	30,116	32		12		86,000	74,174	77	
			12	35,000	23,174	26		20		80,000	60,290	65	
		46	3	43,750	40,794	41,5	100			5	96,250	91,322	92,5
			8	40,000	32,116	34			12	91,000	79,174	82	
			12	37,000	25,114	28			20	85,000	65,290	70	

Примечание. Обозначение резьбы упорной диаметром $d = 80$ мм и шагом $p = 16$ мм:
Уп 80x16

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, М.Н. Детали машин : учеб. для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с.

2. Решетов, Д.Н. Детали машин : учеб. для вузов / Д.Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

3. Дрыгин, В.В. Единая система конструкторской документации в курсовом и дипломном проектировании. Оформление текстовой документации : метод. указания на выполнение курсового и дипломного проектирования / В.В. Дрыгин, Ю.В. Козерод. – 4-е изд., перераб. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2002. – 35 с.

4. Дрыгин, В.В. Прикладная механика : учеб. пособие / В.В. Дрыгин; под ред. Ю.В. Даньшина. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2005. – 156 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ	4
2. ЗАДАНИЯ К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ	6
Часть 1. Задачи для расчета резьбовых соединений.....	6
Часть 2. Задачи для расчета деталей винтового механизма.....	11
3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ	12
3.1 Резьбовые соединения.....	13
3.1.1 Материалы крепёжных деталей. Допускаемые напряжения ...	13
3.1.2 Определение сил, действующих на один винт	14
3.1.3 Расчёт винтов при постоянных нагрузках	18
3.2 Расчеты деталей винтового домкрата.....	25
3.2.1 Расчетные схемы домкратов	25
3.2.2 Расчеты деталей домкрата.....	26
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ	32
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Резьба метрическая (ГОСТ 9150-59)	33
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Болты с шестигранной уменьшенной головкой (ГОСТ 7796-76)	34
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности «А» для отверстий из-под развертки (ГОСТ 7817-72) ...	35
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности «В» (ГОСТ 15521-70)	36
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Шайбы пружинные (ГОСТ 6402-70)	36
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)	37
ПРИЛОЖЕНИЕ И. Резьба трапецеидальная (ГОСТ 9484-81)	38
ПРИЛОЖЕНИЕ К. Резьба упорная (ГОСТ 10177-82)	40
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	42

Учебное издание

Дрыгин Владимир Васильевич
Васильев Донат Александрович

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И МЕХАНИЗМЫ

Методическое пособие
по выполнению расчетно-графической работы
для студентов направления «Эксплуатация железных дорог»

Редактор *Г.Ф. Иванова*
Технический редактор *Н.В. Ларионова*

План 2013 г. Поз. 1.15. Подписано в печать 04.02.2013.
Гарнитура Arial. Печать RISO.
Уч.-изд. л. 2,6. Усл. печ. л. 2,8.
Зак. 47. Тираж 100 экз. Цена 100 р.

Издательство ДВГУПС
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.