

Методические указания содержат комплекс заданий для контрольных работ студентов заочного факультета Ленинградского кораблестроительного института, а также указания по выполнению работ, необходимые справочные материалы. Приведены примеры расчетов. Издание может быть использовано студентами дневного и вечернего отделений, выполняющими расчетно-конструкторское задание по передачам винт-гайка по курсу "Детали машин", а также в самостоятельной учебно-исследовательской работе.

ДАНИЛОВ
Виталий Корнильевич

НОЗДРИНА
Тамара Александровна

ДМИТРИЕВ
Юрий Валентинович

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Контрольные задания и методические указания
для их выполнения

© Изд. ЛКИ,
1988

Ответственный редактор д-р техн. наук, проф. И.С.Кривенко
Литературный редактор Т.Б.Симоненко

Зак.Р-86. Тир.800. Уч.-изд.л.2,5. 4.05.1988.
Бесплатно. Тип.ЛКИ, Лощманская, 10.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A - площадь, мм^2 ;
 D, d - диаметры, мм ;
 E - модуль упругости первого рода, МПа ;
 F - сила, Н ;
 F_t - сила трения, Н ;
 f - коэффициент трения;
 H_t - рабочая высота профиля резьбы, мм ;
 H_r - высота гайки, мм ;
 J_x, J_y - осевые моменты инерции, мм^4 ;
 J_p - полярный момент инерции, мм^4 ;
 i - радиус инерции, мм ;
 K_d - коэффициент, учитывающий масштабный фактор;
 K_{np} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы;
 K_n - коэффициент полноты резьбы;
 M - изгибающий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$;
 n - число заходов резьбы;
 P - шаг резьбы, мм ;
 P_h - ход резьбы, мм ;
 q - удельное давление, МПа ;
 $[q]$ - допускаемое удельное давление, МПа ;
 S - коэффициент запаса;
 T - крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$;
 T_p - крутящий момент в резьбе, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

Таблица 4

Исходные данные для задачи 3

Величина	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Максимальное усилие F , кН	10	20	30	40	50	55	60	65	70	75
Осевое перемещение винта h , мм	500	500	550	550	400	400	350	350	300	300
Расстояние L , мм	400	400	350	350	350	350	300	300	250	250

Задача 4. Рассчитать и сконструировать приспособление для изгиба стальных арматурных прутков (рис.4 и табл.5).

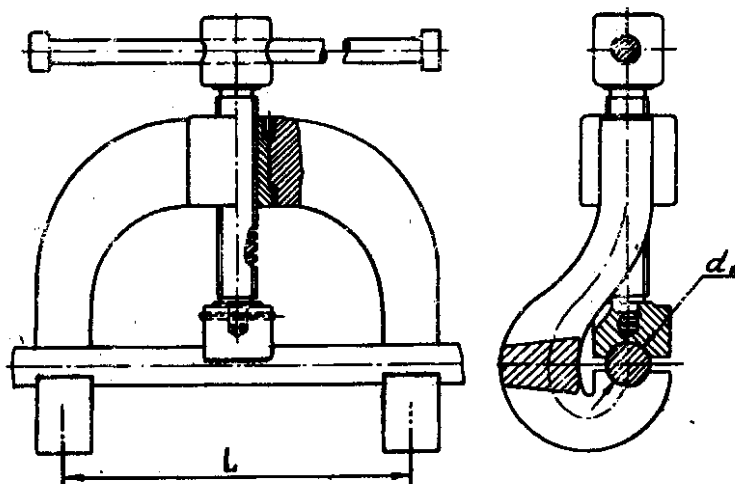


Рис.4. Пресс для гибки арматурных прутков

Таблица 5

Исходные данные для задачи 4

Величина	Вариант									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Диаметр прутка d_n , мм	14	15	16	17	18	20	22	24	25	26
Материал прутка - сталь марки	Ст2	Ст3	Ст4	15	20	25	30	40	45	40ХН

Размер $L \approx 10d_n$; длина винта $l \approx 12d$, где d - наружный диаметр винта.

Во всех вариантах внешнее усилие F считать нагрузкой, постоянной по величине и направлению (случай статически приложенного усилия).

2. СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧЕ ВИНТ-ГАЙКА

Передача винт-гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное. В современной технике она получила довольно широкое применение благодаря простоте конструкции и изготовления, компактности и способности обеспечивать самоторможение (при малых углах подъема резьбы).

Передачи винт-гайка конструктивно можно подразделить в зависимости:

- от типа резьбы - на передачи с трапецидальной, упорной, прямоугольной резьбой;
- от числа заходов резьбы - на передачи с однозаходной и многозаходной (двух-, трех- и т.д.) резьбой;
- от требований по самоторможению - на передачи самотормозящиеся и несамотормозящиеся;
- от направления подъема резьбы - на передачи с правой и левой резьбой.

2.1. Профиль резьбы

Выбор профиля резьбы зависит от направления и характера сил, действующих в передаче, условий ее работы, КПД передачи.

Использование прямоугольной резьбы (рис.5), несмотря на получение при этом максимального КПД передачи, ограничено из-за ряда существенных недостатков:

- при эксплуатации передачи резьба изнашивается, в ре-

в результате чего между витками винта и гайки появляется зазор, приводящий к появлению мертвого хода винта и, как следствие, к удару в резьбе при изменении направления действия осевой силы (при изменении направления вращения винта);

б) плохая центровка гайки по отношению к винту вследствие радиального зазора у вершин профиля (см. рис. 5);

в) меньшая прочность и жесткость витка резьбы по сравнению с другими профилями резьбы одинакового шага;

г) прямоугольную резьбу нельзя изготовить наиболее производительным методом — фрезерованием.

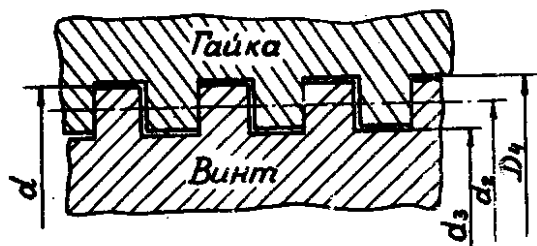


Рис. 5. Прямоугольная резьба

Применение прямоугольной резьбы в передачах винт-гайка следует считать исключением и допускать лишь в случаях, когда сила, действующая по оси винта, сравнительно невелика и постоянна по направлению, а КПД передачи должен быть, по возможности, предельно высоким. Прямоугольная резьба не стандартизована.

В подавляющем большинстве случаев проектирования винтовых механизмов с ходовыми (грузовыми) винтами рекомендуется применять трапецидальную резьбу, ГОСТ 9484-81 (табл. 6-8).

Таблица 6

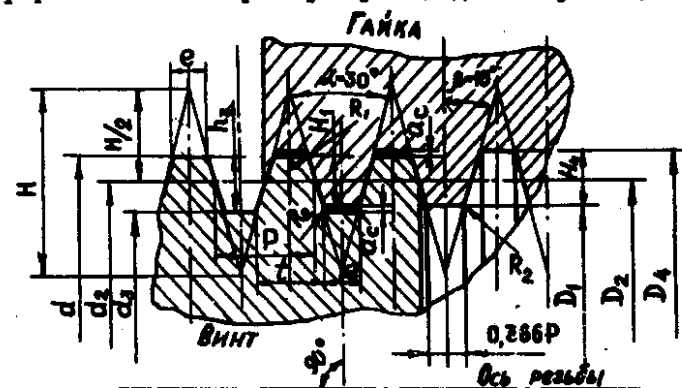
Трапецидальная однозаходная резьба.
Диаметры резьб, мм (по ГОСТ 9484-81)

d							
1-й ряд	8; 10	12	16; 20	24	28; 32	36	40; 44
2-й ряд	9	11; 14	18	22; 26	30	34; 38	42
1-й ряд	48	52; 60	70	80; 90	100	120; 140	160
2-й ряд	46; 50	55	65; 75	85	95; 110	130	150; 170

Примечания. 1. ГОСТ предусматривает резьбы для диаметров до 640 мм. 2. При выборе d следует предпочесть 1-й ряд 2-му.

Таблица 7

Профиль и основные размеры трапецидальной резьбы, мм



$$\begin{aligned}
 H &= 1,866P; & e &= 0,366P; & D_1 &= d - P; \\
 H_1 &= 0,5P; & d_2 &= d - 0,5P; & D_1 &= d; \\
 H_4 &= H_1 + a_c; & d_3 &= d - 2h_2 = d_1 - 2a_c; & D_4 &= d + 2a_c; \\
 t &= 0,634P; & d_1 &= D_1; & D_2 &= d_2;
 \end{aligned}$$

P	H ₁	H ₄	a _c	R ₁	R ₂
2	1,0	1,25	0,25	0,125	0,25
3	1,5	1,75	0,25	0,125	0,25
4	2,0	2,25	0,25	0,125	0,25
5	2,5	2,75	0,25	0,125	0,25
6	3,0	3,5	0,5	0,25	0,5
8	4,0	4,5	0,5	0,25	0,5
10	5,0	5,5	0,5	0,25	0,5
12	6,0	6,5	0,5	0,25	0,5

Таблица 8

Параметры резьбы трапецидальной однозаходной, мм
(ГОСТ 9484-81)

d	P	d ₂	d ₃	d	P	d ₂	d ₃
I	2	3	4	I	2	3	4
8	1,5	7,25	6,2	9	1,5	8,25	7,20
	2,0	7,00	5,5		2,0	8,00	6,50

14

d p d₂ d₃

Продолжение табл.8

I	2	3	4	I	2	3	4
10	1,5 2,0	9,25 9,00	8,2 7,5	30	3,0 6,0 10,0	28,5 27,0 25,0	26,5 23,0 19,0
11	2,0 3,0	10,00 9,5	8,5 7,5	32	3,0 6,0 10,0	30,5 29,0 27,0	28,5 25,0 21,0
12	2,0 3,0	11,0 10,5	9,5 8,5	34	3,0 6,0 10,0	32,5 31,0 29,0	30,5 27,0 23,0
14	2,0 3,0	13,0 12,5	11,5 10,5	36	3,0 6,0 10,0	34,5 33,0 31,0	32,5 29,0 25,0
16	2,0 4,0	15,0 14,0	13,5 11,5	38	3,0 6,0 7,0 10,0	36,5 35,0 34,5 33,0	34,5 31,0 30,0 27,0
18	2,0 4,0	17,0 16,0	15,5 13,5	40	3,0 6,0 7,0 10,0	38,5 37,0 36,5 35,0	36,5 33,0 32,0 29,0
20	2,0 4,0	19,0 18,0	17,5 15,5	42	3,0 6,0 7,0 10,0	40,5 39,0 38,5 37,0	38,2 35,0 34,0 31,0
22	2,0 3,0 5,0 8,0	21,0 20,5 19,5 18,0	19,5 18,5 16,5 13,0	44	3,0 7,0 8,0 12,0	42,5 40,5 40,0 38,0	40,5 36,0 35,0 31,0
24	2,0 3,0 5,0 8,0	23,0 22,5 21,5 20,0	21,5 20,5 18,5 15,0	46	3,0 8,0 12,0	44,5 42,0 40,0	42,5 37,0 33,0
26	2,0 3,0 5,0 8,0	25,0 24,5 23,5 22,0	23,5 22,5 20,5 17,0				
28	2,0 3,0 5,0 8,0	27,0 26,5 25,5 24,0	25,5 24,5 22,5 19,0				

15

Продолжение табл.8

I	2	3	4	I	2	3	4
48	3,0 8,0 12,0	46,5 44,0 42,0	44,5 39,0 35,0	60	3,0 8,0 9,0 12,0 14,0	58,5 56,0 55,5 54,0 53,0	56,5 51,0 50,0 47,0 44,0
50	3,0 8,0 12,0	48,5 46,0 44,0	46,5 41,0 37,0	65	4,0 10,0 16,0	63,0 60,0 57,0	60,5 54,0 47,0
52	3,0 8,0 12,0	50,5 48,0 46,0	48,5 43,0 39,0	70	4,0 10,0 16,0	68,0 65,0 63,0	65,5 59,0 52,0
55	3,0 8,0 9,0 12,0	53,5 51,0 50,5 49,0	51,5 46,0 45,0 42,0				

Примечание. Шаги, заключенные в рамки, являются предпочтительными при разработке новых конструкций.

В частности, возможно применение трапецидальной резьбы с разъемной гайкой. При такой конструкции гайки легко устраняется мертвый ход винта, появляющийся вследствие износа витков резьбы. С этой целью достаточно удалить часть прокладов (рис.6) между составными частями гайки.

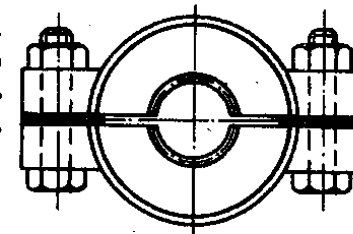


Рис.6. Разъемная гайка с трапецидальной резьбой

Трапецидальная резьба обладает большей прочностью и жесткостью по сравнению с прямоугольной, вследствие чего она применяется и при действии больших знакопеременных и ударных нагрузок. Трапецидальную резьбу можно изготовлять путем фрезерования, и она хорошо центруется по винту боковыми поверхностями профиля.

Некоторым недостатком трапецидальной резьбы является несколько меньший КПД (на 4-5%) по сравнению с прямоугольной.

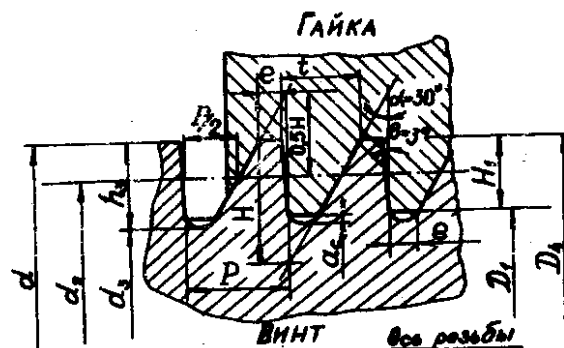
В табл. 6-8 приведены основные размеры трапецеидальной резьбы.

В случае действия значительной осевой силы, постоянной по направлению, рекомендуется применять упорную резьбу. Достоинством упорной резьбы является то, что она, имея КПД почти такой же, как прямоугольная (рабочий угол профиля резьбы для обеспечения возможности изготовления фрезерованием принимается [малым 3°]), обладает большой прочностью и жесткостью. Закругления впадин резьбы на винте значительно уменьшают эффективный коэффициент концентрации напряжений, что повышает усталостную прочность винта и делает резьбу пригодной для восприятия ударных нагрузок.

В табл. 9 и 10 приведены основные размеры упорной резьбы.

Таблица 9

Упорная резьба (по ГОСТ 10177-82).
Профиль и основные размеры резьбы, мм



$$\begin{aligned} H &= 1,5879 P; \\ H_1 &= 0,75 P; \\ h_3 &= H_1 + a_c; \\ t &= 0,73616 P; \\ e &= P - t; \\ a_c &= 0,117757 P; \\ R &= 0,124271 P; \\ d_s &= d - 2h_3; \end{aligned}$$

P	$H_1 = 0,75P$	a_c	h_3	R	t
1	2	3	4	5	6
2	1,50	0,236	1,736	0,249	1,472
3	2,25	0,353	2,603	0,379	2,208
4	3,00	0,471	3,471	0,497	2,945
5	3,75	0,589	4,339	0,621	3,681
6	4,50	0,707	5,207	0,746	4,417

Продолжение табл. 9

1	2	3	4	5	6
7	5,25	0,824	6,074	0,870	5,153
8	6,00	0,942	6,942	0,994	5,889
9	6,75	1,060	7,810	1,118	6,625
10	7,50	1,178	8,678	1,234	7,362
12	9,00	1,413	10,413	1,491	8,834

Таблица 10

Параметры резьбы упорной однозаходной, мм
(ГОСТ 10177-82)

d	P	d ₂	d ₃	d	P	d ₂	d ₃
1	2	3	4	1	2	3	4
10	2	8,50	6,529	26	2 ^x	24,50	22,529
12	2	10,50	8,529		3	23,75	20,793
14	3	9,75	6,793		5	22,25	17,322
16	2	12,50	10,529	28	8	20,00	12,116
18	3	11,75	8,793		2 ^x	26,50	24,529
20	2	14,50	12,529		3	25,75	22,793
22	4	13,00	9,058	30	5	24,25	19,322
24	2	16,50	14,529		8	22,00	14,116
26	4	15,00	11,058		3	27,75	24,793
28	2	18,50	16,529	32	6	25,50	19,587
30	4	17,00	13,058		10	22,50	12,645
32	2 ^x	20,50	18,529		3	29,75	26,793
34	3	19,75	16,793	34	6	27,50	21,587
36	5	18,25	13,326		10	24,50	14,645
38	8	16,00	8,116		3	31,75	28,793
40	2 ^x	22,50	20,529	36	6	29,50	23,587
42	3	21,75	18,793		10	26,50	16,645
44	5	20,25	15,322		3	33,75	30,793
46	8	18,00	10,116	38	6	31,50	25,587
48	2 ^x	24,50	22,529		10	28,50	18,645
50	3	23,75	20,793				
52	5	22,25	17,322				
54	8	20,00	12,116				

Продолжение табл. 10

1	2	3	4	1	2	3	4
38	3	37,75	32,793	55	3	52,75	49,793
	6 ^x	33,50	27,587		8 ^x	49,00	41,116
	7	32,75	25,851		9	48,25	39,380
	10	30,50	20,645		12	46,00	34,174
40	3	37,75	34,793	60	3	57,75	54,793
	6 ^x	36,50	29,587		8 ^x	54,00	46,116
	7	34,75	27,851		9	53,25	44,380
	10	32,50	22,645		12 ^x	51,00	39,174
42	3	39,75	36,794	65	4	62,00	58,058
	6 ^x	37,50	31,587		10	57,50	47,645
	7	36,75	29,851		16	53,00	37,231
	10	34,50	24,645		4	67,00	63,058
44	3	41,75	38,793	70	10	62,50	52,645
	7	36,75	31,851		16	58,00	42,231
	8	38,00	30,116		4	72,00	68,058
	12	35,00	23,174		10	67,50	57,645
46	3	43,75	40,793	75	16	53,00	47,231
	8	40,00	32,116		4	77,02	73,058
	12	37,00	25,174		10	72,50	62,645
	3	45,75	42,793		16	68,00	52,231
48	8	42,00	34,116	80	4	82,00	78,058
	12	39,00	27,174		5 ^x	81,25	76,322
	3	47,75	44,793		12	76,00	64,174
	8	44,00	36,116		18	71,50	53,760
50	12	41,00	29,174	85	20	70,00	50,289
	3	49,75	46,793		3	49,75	46,793
	8	46,00	38,116		6 ^x	46,00	38,116
	12	43,00	31,174		12	43,00	31,174

Примечания. 1. Шаги, заключенные в рамки, являются предпочтительными при разработке новых конструкций. 2. Шаги, отмеченные звездочкой, не следует применять при разработке новых конструкций.

2.2. Угол подъема и число заходов резьбы

Угол подъема ψ винтовой линии в первую очередь определяется назначением передачи и величиной осевой силы, действующей на винт. Если винтовая передача должна обеспечивать самоторможение (домкраты и др.), то ψ должен удовлетворять условию $\psi < \rho'$, где ρ' — приведенный угол трения, $\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \beta}$, f — коэффициент трения между витками винта и гайки, определяемый по табл. II, β — рабочий угол профиля, для прямоугольной резьбы $\beta = 0$, для упорной $\beta = 3^\circ$, для трапецеидальной $\beta = 15^\circ$.

Таблица II

Допустимые удельные давления $[q]$ и коэффициенты трения для резьб и пят винтов (подвижный контакт)

Материалы трущихся поверхностей	$[q]$, МПа	Коэффициент трения f (при смазке)
Закаленная сталь — бронза	12-14	0,08-0,10
Незакаленная сталь — бронза	9-11	0,11-0,12
Незакаленная сталь — чугун	5-8	0,13-0,15
Сталь по стали	12-14 (в пределах до 20)	0,15-0,17
Чугун по чугуну	5-6	0,15-0,20

Примечание. Меньшие значения $[q]$ и большие значения f принимают при ограниченной смазке, большие $[q]$ и меньшие f — при достаточной.

Таким образом, для самотормозящихся передач угол подъема резьбы зависит от коэффициента трения в резьбе.

Из формулы

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'),$$

устанавливающей зависимость между крутящим моментом на винте и осевой силой винта F , следует, что чем меньше угол подъема ψ , тем большую осевую силу можно преодолеть заданным крутящим моментом. Однако при этом, КПД винтовой передачи $\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \rho')$ резко снижается.

Если передача винт-гайка должна быть самотормозящейся, то

тогда, как правило, применяют однозаходную резьбу с небольшим углом подъема резьбы.

В тех же случаях, когда резьба может не иметь самоторможения, а должна за один оборот винта обеспечивать большое осевое перемещение винта или гайки, применяют резьбу с большим ходом (большим углом подъема). В этом случае необходимо использовать многозаходные винты, для того чтобы при невысокой гайке получить достаточное число витков резьбы, обеспечивающее ее прочность и износостойкость.

Число заходов n определяется зависимостью

$$n = (\pi d_2 \operatorname{tg} \phi) / P,$$

где P — шаг резьбы; d_2 — средний диаметр резьбы.

Ход резьбы P_n и ее шаг связаны зависимостью

$$P_n = nP.$$

Установлено, что осевая нагрузка F неравномерно распределена по виткам резьбы [1], [2]. По этой причине расчетное число витков гайки рекомендуется принимать $z \leq 12$ (оптимальным следует считать $z = 6 \dots 10$).

2.3. Материал винта и гайки

Материалы винтов в первую очередь должны обладать достаточно высокой износостойкостью и хорошей обрабатываемостью. Материалы тяжело нагруженных винтов должны иметь высокую прочность, а точных винтов — быть свободными от остаточных напряжений.

Винты, не подвергавшие закалке, изготавливают из сталей Ст4, Ст5, 35, 45, 50; подвергавшие закалке — из сталей 40Х, 40ХН, 50ХН, 35ХН и др.; азотируемые — из сталей 38ХНД, 38ХНДА, 18ХГТ и др. (азотирование обеспечивает высокую износостойкость и минимальное деформирование при упрочнении).

Материал гайк — бронзы оловянистые БрО10Ф1, БрО6Ц6С3, цинковый сплав ЦАМ10-5 и др. В передачах с ручным приводом или менее ответственных тихоходных передачах с механическим приводом с целью экономии цветных металлов можно применять антифрикционный чугун.

2.4. Распределение сил и моментов по длине винта

Для расчета передачи винт-гайка необходимо знать величину, направление, место приложения и характер нагрузок, действующих на винт и гайку.

Рассмотрим на примере типичных случаев характер распределения сил и крутящих моментов по длине винта.

На рис. 7 приведена схема грузового винта (домкрата), рядом построены диаграмма сил и моментов, действующих по длине винта.

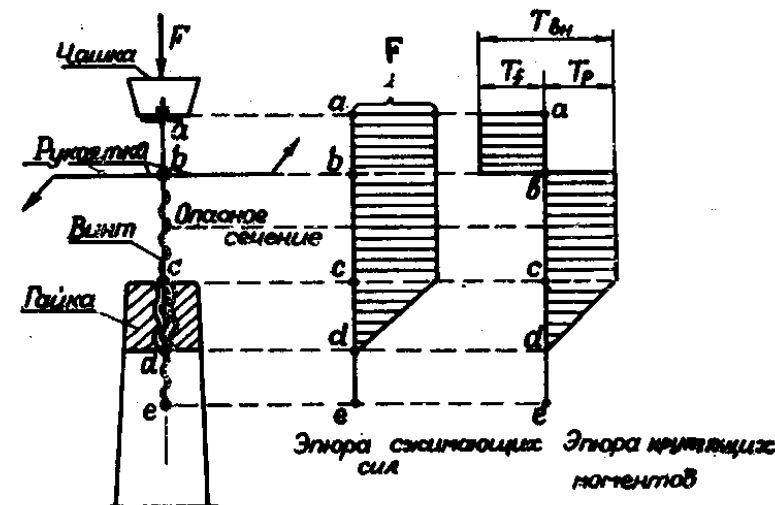


Рис. 7. Эпюры сил и моментов для грузового винта домкрата

При подъеме груза F , покоящегося на чашке домкрата, винт на участке ac будет сжиматься полной силой F . На участке cd сжимающая нагрузка уменьшается от F до 0 (принято предположение о линейном законе распределения нагрузки по виткам).

Кроме сжимающих сил, на винт будут действовать крутящие моменты: на участке ab — T_f — от трения между чашкой и головкой домкрата, на участке bc — T_r — от взаимодействия витков винта и гайки.

Сумма моментов T_f и T_r преодолевается моментом $T_{вн}$, который создается усилием рабочего на рукоятке домкрата, т.е. $T_{вн} = T_f + T_r$. Из приведенных эпюр следует, что опасным

участком винта является участок bc , работающий на сжатие от силы F и на скручивание от момента в винтовой паре T_p .

На рис.8 дана схема прессы и эпюры сил и моментов, действующих по длине винта. Винт прессы на участке cd сжимается полной силой (реакцией прессуемого предмета) и скручивается моментом трения в плите (см.рис.2). В предположении равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы сила, сжимающая винт, на участке bc будет уменьшаться от F до 0. Участок ab скручивается суммарным моментом

$$T_{\text{вн}} = T_f + T_p.$$

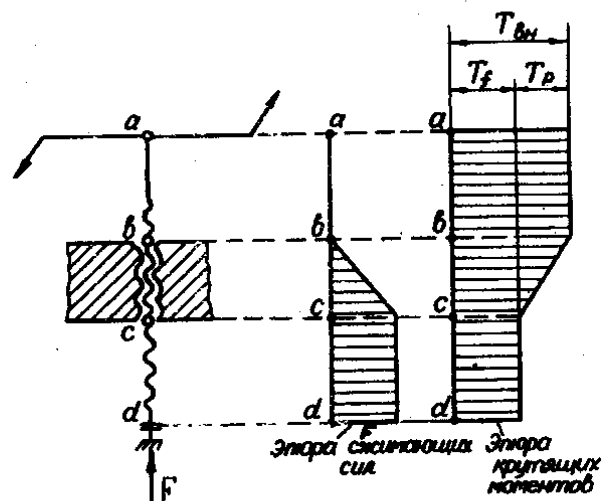


Рис.8. Эпюры сил и моментов для винта прессы

Таким образом, опасных сечений, подлежащих расчету на прочность у винта прессы два: участок cd , работающий на сложное сопротивление (сжатие и скручивание моментом T_f), и участок ab , подвергавшийся скручиванию суммарным моментом $T_{\text{вн}}$.

3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

1. Установить назначение передачи винт-гайка, определить (если это необходимо) направление, место приложения и характер нагрузок в передаче; построить эпюры сил и моментов, действующих на винт, и определить опасное сечение винта.

2. Назначить материалы винта и гайки, установить их табличные нормативные величины (σ_T , σ_B и др.), допустимое удельное давление на поверхности витка резьбы $[q]$ (табл. II и I2).

Таблица I2

Механические характеристики некоторых марок углеродистых и легированных сталей

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Ст4	450	240
Ст5	550	260
35	540	320
40	580	340
45	610	360
50	640	380
20X	850	630
30X	900	700
40X	950	700
50XH	1100	850

3. Выбрать тип резьбы. Определить средний диаметр резьбы. Расчетная формула^{*)} $d_2 \geq \sqrt{F/\psi_n \psi_n [q]}$, где $\psi_n = H_f/d_2$ — отношение высоты гайки H_f к среднему диаметру d_2 , $\psi_n = H_1/P$ — отношение рабочей высоты профиля H_1 резьбы к ее шагу P .

*) Основной причиной выхода из строя передачи винт-гайка является износ. Для обеспечения необходимой износостойкости передачи прежде всего нужно, чтобы удельное давление в резьбе q не превосходило допустимого $[q]$, т.е. должно быть выдержано условие $q = F/\pi d_2 H_1 z \leq [q]$, где z — число витков гайки. Используя параметры ψ_n и ψ_n и решая неравенство относительно d_2 , получим вышеприведенную формулу.

Значения Φ_n выбираются в пределах 1,2-2,5 для прямых гаек и от 2,5 до 3,5 - для разъемных. Большие значения выбирают для резьб меньших диаметров и наоборот. Величина Φ_n зависит от типа резьбы. Так, для прямоугольной и трапецидальной резьб $\Phi_n = 0,5$, а для упорной - $\Phi_n = 0,75$.

4. Исходя из нормативов износостойкости, оценить рабочую высоту профиля резьбы H_{1min} по формуле

$$H_{1min} = F / \pi d_2 z [q].$$

Рабочее число витков z следует принимать в пределах $6 < z < 12$. По полученным размерам H_1 и d_2 подобрать все размеры резьбы (см. табл. 6-10).

5. Проверить условие самоторможения (если передача должна быть самотормозящейся). В этом случае должно быть соблюдено условие $\phi < \rho'$.

6. Выбрать форму плиты и проверить ее работу, используя рис. 9, табл. II и 13. Предусматривается проверка на предельное удельное давление (для плоских плит) при подвижном контакте.

В случае подвижных криволинейных поверхностей допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ см. в табл. 14.

Определить момент трения T_f в пите по формуле $T_f = 0,5 F \phi D_n$, где D_n - приведенный диаметр плиты, рассчитываемый по формуле из табл. 13.

При установке в пите упорного подшипника качения (см. рис. 9, в) момент трения можно вычислить по формуле

$$T_f \approx 0,0015 F D_0,$$

где D_0 - внутренний диаметр ободья кольца подшипника.

7. Проверить прочность винта по эквивалентному напряжению

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma],$$

где A - площадь опасного сечения винта; $A = \pi d_s^2 / 4$; T - момент, скручивающий винт; для винта домкрата $T = T_p = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\phi + \rho')$, для винта пресса $T = T_f$; W_p - полярный момент сопротивления опасного сечения винта $W_p \approx 0,2 d_s^3$.

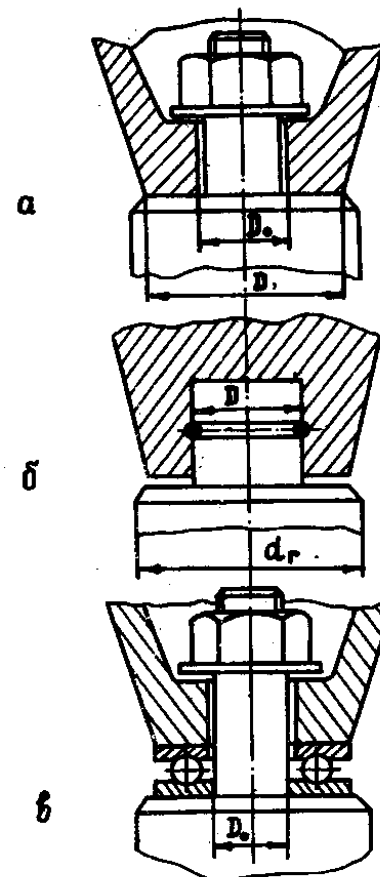


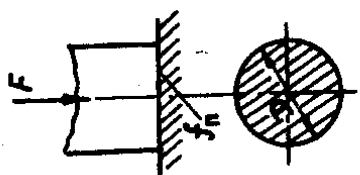
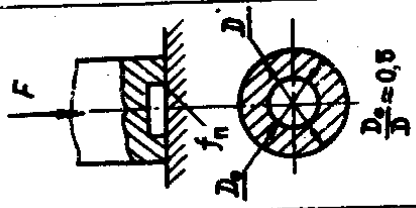
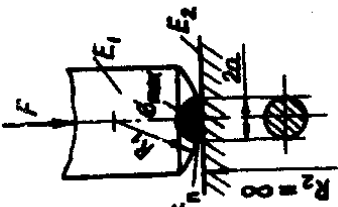
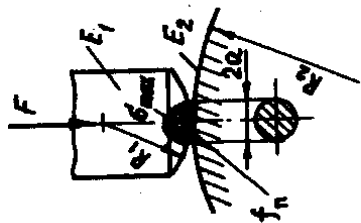
Рис. 9. Конструкции опор домкрата: а - кольцевая; б - плоская; в - опора качения - упорный подшипник

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ определяется по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T \varepsilon_T / [s],$$

где σ_T - предел текучести материала (см. табл. 12); ε_T - масштабный фактор (принимается по табл. 15); $[s] = 2$ - допускаемое значение коэффициента запаса прочности.

Расчетные схемы для пилл вытисов

Расчетные параметры	Название пиллы		
	Плоская		Сферическая
	сплошная	кольцевая	с плоским подпятником с вытисом подпятником
Схема пиллы			
		$\frac{D_2}{D} \approx 0,5$	$\alpha = 1,11 \sqrt{\frac{FR}{E}} \cdot \gamma_{\text{доп}}$ $R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$
			

Контактная площадь $A, \text{мм}^2$	$\frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2)$	$\pi \alpha^2 = 3,86 \sqrt{\left(\frac{FR}{E}\right)^2}$
Расчетная формула	$\frac{4F}{\pi D^2} \leq [\sigma]$	$\frac{4F}{\pi (D^2 - D_0^2)} \leq [\sigma]$	$\frac{1,5 F}{\pi \alpha^2} = 0,386 \sqrt{\frac{FE^2}{R^2}} \leq [\sigma_H]$
Приведенный диаметр тро- ния $D_H, \text{мм}$	$\frac{2}{3} D$	$\frac{2}{3} \frac{D^3 - D_0^3}{D^2 - D_0^2}$	$\approx \alpha$

Таблица I4
Допускаемые напряжения $[\sigma_n]$ при точечном контакте
поверхностей (подвижный контакт)

Материал рассчитываемой поверхности	Твердость поверхности НВ	$[\sigma_n]$ МПа
Сталь	≤ 350	$3\sigma_T$
	> 350	40 HRC
Чугун	120-240	550-600
Бронза	60-120	80-100
Латунь	100	100-150

Таблица I5
Масштабный фактор ξ_T для углеродистой
и легированной сталей

Диаметр образца d, мм							
10	20	30	40	50	70	100	120
1,0	0,98	0,97	0,95	0,92	0,90	0,89	0,85

Для винтовых механизмов типа пресса (см. рис. 2-4) следует проверить прочность винта на кручение от момента $T_{вн}$ (участок ab на рис. 9)

$$\tau_{кр} = \frac{T_{вн}}{W_p} \leq [\tau],$$

где $\tau_{кр}$ - напряжение кручения, возникающее в винте; $[\tau]$ - допускаемое напряжение кручения, можно полагать $[\tau] \approx 80$ МПа.

8. Проверить винт на устойчивость. Сжатые винты, кроме расчета на прочность, проверяются на устойчивость.

Расчетная формула

$$\sigma_c = 4F/\pi d^2 \leq [\sigma_c] \varphi,$$

где $[\sigma_c]$ - допускаемое напряжение на сжатие; φ - коэффициент снижения допускаемого напряжения, являющийся функцией гибкости стержня.

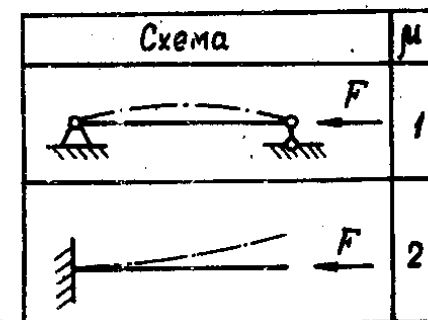
Напомним, что проверка устойчивости длинных сжатых стержней (проверка сохранения прямолинейности сжатого стерж-

ня) предусматривает использование специального параметра λ , называемого гибкостью

$$\lambda = \mu l / i,$$

где l - наибольшая длина сжатой части винта - расстояние от середины гайки до опорной поверхности (для домкратов - при полностью вывернутом винте; для прессов, зажимов и т.п. - при полностью ввернутом винте); i - радиус инерции сечения винта $i = \sqrt{J/A} = 0,25 d$; J - экваториальный момент инерции поперечного сечения стержня; A - площадь поперечного сечения стержня.

Коэффициент приведения длины винта μ учитывает способ закрепления концов, винта (рис. 10). В домкратах один конец свободен, другой заделан (направляется гайкой), в этом случае $\mu = 2$; для прессов, зажимов и т.п. $\mu = 1$, ибо условно можно считать, что оба конца винта имеют шарнирные опоры.



Функция $\varphi = \varphi(\lambda)$ обычно представляется в табличной форме на основе экспериментальных данных по различным материалам. Студенту можно использовать табл. I6.

Рис. 10. Значения коэффициента приведения длины сжатых стержней при различных способах закрепления концов

Таблица I6
Коэффициент снижения допускаемых напряжений
для центральносжатых стержней

λ	φ	λ	φ	λ	φ	λ	φ
0	1,00	50	0,895	100	0,60	150	0,32
10	0,99	60	0,860	110	0,52	160	0,30
20	0,96	70	0,810	120	0,45	170	0,26
30	0,94	80	0,750	130	0,40	180	0,23
40	0,92	90	0,690	140	0,36	200	0,19

Допускаемые напряжения на сжатие $[\sigma_c]$ найдем по зависимости

$$[\sigma_c] = \sigma_T \varepsilon_T / [8],$$

где σ_T выбирается по табл.12; ε_T — по табл.15; $[8] = 1,8 \dots 2$.

Если проверка по пп.7 и 8 показала, что винт не удовлетворяет условиям прочности или устойчивости, необходимо увеличить диаметр винта (соответственно подобрать по табл.6-8 или 9, 10 резьбу для нового значения диаметра).

9. Проверить эксплуатационную надежность резьбы гайки.

Проверка предусматривает анализ:

- износостойкости рабочей поверхности витков резьбы;
- прочности витков на срез;
- прочности витков на изгиб.

Заметим, что помимо своего прямого назначения (элемент винтовой пары) гайка должна обеспечивать направление винта, т.е. препятствовать перекоосу при его движении.

Учитывая последнее соображение и ориентируясь на число витков $z > 12$, конструктивную высоту гайки можно принять такой, чтобы она (рис.11) удовлетворяла соотношению $H_T = (1,2 \dots 2,5)d_2$. При этом расчетным значением по-прежнему остается ранее назначенное число $z < 12$.

Деформация среза наблюдается чаще всего при перегрузке мелких резьб.

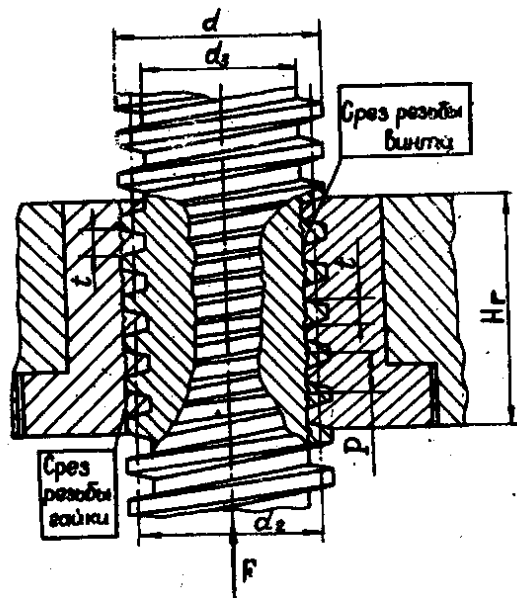


Рис.11. Разрушение резьбы срезом

Условие прочности при срезе витков гайки

$$\tau_c = F k_{np} / \pi D_4 z P k_n \leq [\tau_c],$$

где τ_c — действующие напряжения среза в расчетном сечении (см.рис.11); D_4 — внутренний диаметр гайки (см.табл.7 или 9); k_{np} — коэффициент, отражающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы, определяется по графику рис.12; k_n — коэффициент полноты резьбы (табл.17), $k_n = t/P$, t — ширина витка у основания (см.рис.11); $[\tau_c]$ — допускаемое напряжение на срез материала детали (табл.18).

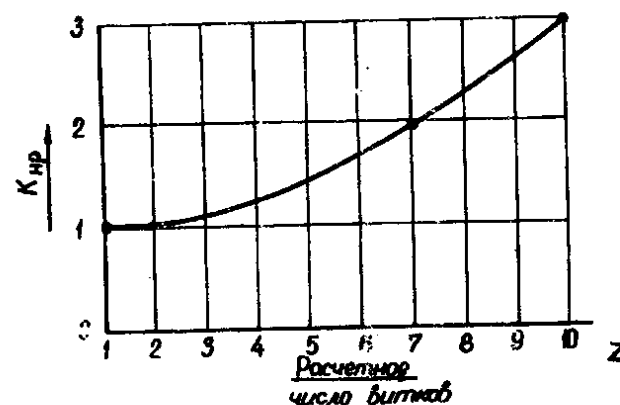


Рис.12. Диаграмма для определения коэффициента k_{np}

Таблица 17

Коэффициент полноты резьбы k_n

Резьба	k_n
Упорная	0,736
Трапецидальная	0,634
Прямоугольная	0,500

Механические характеристики некоторых материалов,
используемых для изготовления гаек винтовых механизмов

Материал	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	$[\sigma_c]$, МПа	$[\sigma_F]$, МПа
Br010W1	200-350	140-200	35-40	50-60
Br0615C3	150-200	80-100	25-30	35-40
ЦАМ10-5	300	-	35	75
СЧ15-32	150	-	40	80

Деформация изгиба наблюдается при перегрузке крупных резьб и изношенных нормальных. Условие изломной прочности винта гайки (рис.13)

$$\sigma_F = \frac{F_{\text{к.изр}}}{z} \left(\frac{H_1}{2} + a_c \right) \frac{6}{\pi D_A t^2} \leq [\sigma_F],$$

где σ_F - напряжения изгиба в опасном сечении; a_c - зазор в резьбе (см. табл.9); $[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение на изгиб для материала гайки (см. табл.18).

Если условие прочности на срез или излом не удовлетворяется, необходима замена материала или переход на новую (более крупную) резьбу. В крайнем случае следует идти на увеличение среднего диаметра пары винт-гайка.

10. Рассчитать на прочность прочие конструктивные элементы винта и гайки.

Наружный диаметр D_r гайки, работающей на растяжение и кручение (рис.14), можно определить по формуле

$$D_r \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi [\sigma_p]} + D_A^2},$$

где $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение при растяжении для материала гайки (рассчитывается так же, как и $[\sigma_c]$ в п.8 настоящего расчета); числовой коэффициент 1,3 учитывает кручение тела гайки.

Данные для расчета берутся из табл.15 и 18.

Полученная величина расчетного размера D_r должна быть

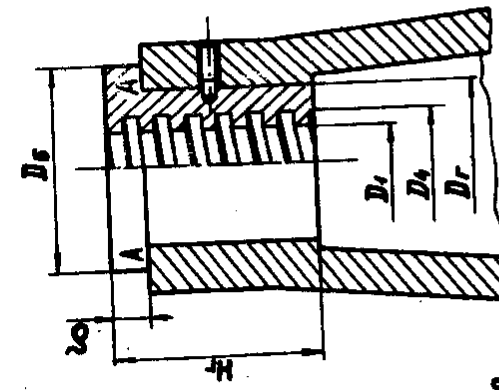
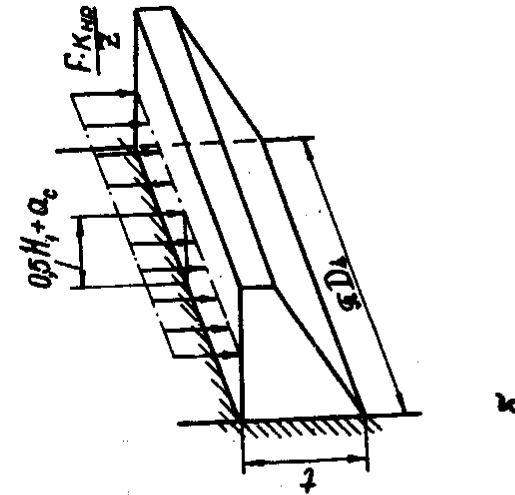


Рис.13. Разрушение резьбы изгибом: а - схема учета износа гайки в допуске; б - схема для расчета на изгибной прочности винта гайки

проанализирована с точки зрения технологических и монтажных требований, предъявляемых к деталям.

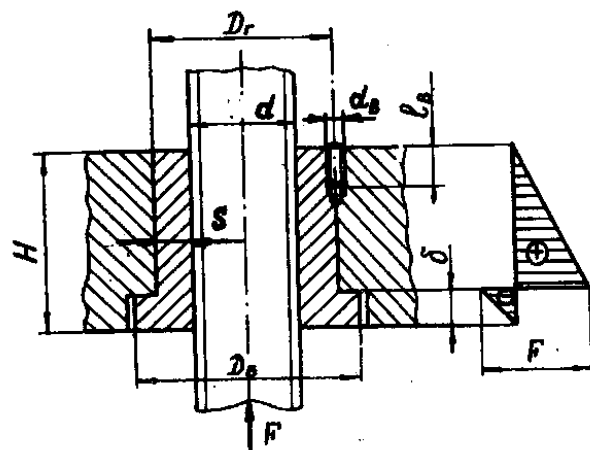


Рис.14. Работа гайки на растяжение

В данном случае ясно, что толщина стенки гайки $S = 0,5 (D_r - D_4)$ определяется не только прочностью ее расчетного сечения при растяжении, но и прочностью и жесткостью стенки при механической обработке и запрессовке гайки в гнездо. Опыт показал, что с учетом этих требований толщину стенки гайки нужно принимать порядка $S \approx (0,07...0,1)d + 3$ мм, но, разумеется, не меньше расчетной.

Диаметр бурта D_5 определяют из расчета на смятие

$$D_5 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma_{см}]} + D_r^2},$$

где $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие, для бронзы или чугуна по чугуну или стали $[\sigma_{см}] = 35...45$ МПа.

Толщина буртика δ находится из условия прочности на срез

$$\delta \geq \frac{F}{\pi D_r [\tau_c]},$$

где $[\tau_c]$ определяют по табл.18.

Диаметр d_3 стопорного винта гайки (рис.15) рассчитывается из условия прочности на срез по формуле

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{8(T_p - T_B)}{\pi D_r [\tau_c]}},$$

где $[\tau_c] = 60...90$ МПа; T_B - момент трения на буртике гайки, $T_B = Ff(D_5^2 - D_r^2)/3(D_5^2 - D_r^2)$.

В случае же установки винта по рис.14 диаметром винта следует задаться конструктивно: $d_3 = 0,5S$ (S - толщина стенки гайки), а его длину l_3 определить из условия прочности на смятие

$$l_3 \geq \frac{4(T_p - T_B)}{D_r d_3 [\sigma_{см}]},$$

где $[\sigma_{см}] \approx 35...45$ МПа.

Установка стопорного винта необходима только в том случае, когда момент в резьбе T_p , стремящийся повернуть гайку относительно корпуса, больше момента трения T_B , возникающего на поверхности буртика гайки под действием F .

Размеры квадратных хвостовиков для маховика или рукоятки винта (рис.16) можно определить из формулы

$$T_{вн} \leq \frac{1}{8} b^2 l_k [\sigma_{см}],$$

где b - сторона квадрата; l_k - длина квадратного конца винта; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение при смятии, для стальных винта и рукоятки можно принять $[\sigma_{см}] = 100...150$ МПа.

Из формулы следует, что одним из размеров (b или l_k) приходится задаваться; удобнее задаваться размером b , исходя из диаметра d резьбы винта. Длина квадратного конца должна быть принята $l_k \geq (1,0...1,5)b$, но не менее расчетной. По желанию проектанта это соединение можно заменить другим, например, шпоночным.

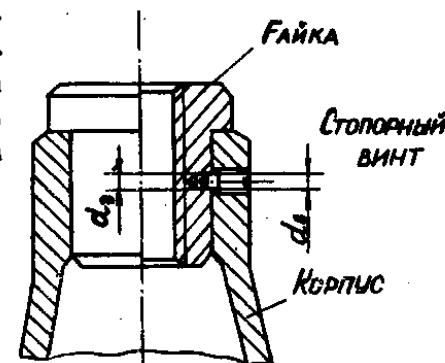


Рис.15. Стопорение гайки

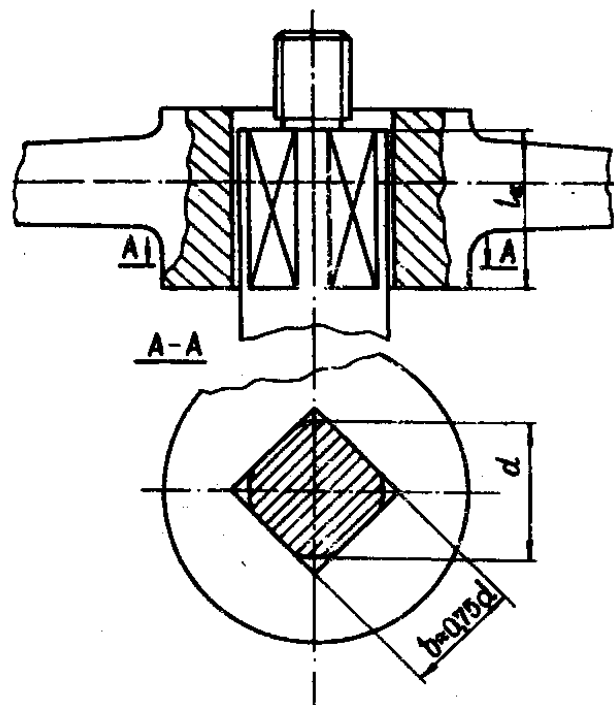


Рис.16. Схема расчета квадратного хвостовика винта

II. Определить длину L_p рукоятки и ее диаметр d_p , задавшись усилием рабочего F_p (табл.19) и числом рабочих n_p ($n_p = 1$ или 2). Пример расчетной схемы рукоятки показан на рис.17.

Таблица 19

Рекомендуемые усилия на рукоятке винтового механизма

Тип механизма и режимы работы	Допустимое усилие F_p , Н
Грузовые винты, длительная непрерывная работа	150–200
То же, периодическая работа	200–250
То же, кратковременная работа	250–300
Установочные болты и стяжки	300–350

Расчетное уравнение для определения длины рукоятки

$$n_p F_p L_p = T_{вн},$$

где величина L_p не должна превышать 700–800 мм, а значение $T_{вн}$ находится по формуле $T_{вн} = T_p + T_f$ (см. параграф 2.4).

Очевидно, что при указанном ограничении длины рукоятки не всегда удастся обеспечить требуемую величину момента $T_{вн}$. В таком случае возможно предусмотреть удлинение рукоятки (например, трубой), для обеспечения потребной работы на максимальных режимах нагружения. Диаметр рукоятки надлежит назначить именно по этому варианту нагружения.

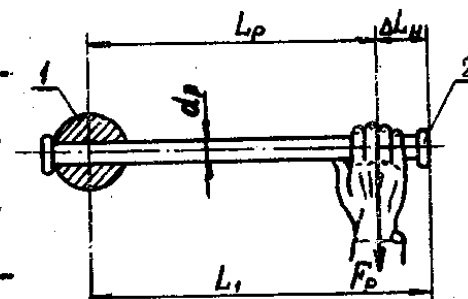


Рис.17. К расчету рукоятки в винтовых механизмах

Диаметр рукоятки надлежит назначить именно по этому варианту нагружения.

Уравнение прочности для расчета диаметра рукоятки по изгибу в опасном сечении (см.рис.17)

$$32 T_{вн} / \pi d_p^3 \leq [\sigma_f],$$

где d_p – диаметр рукоятки; $[\sigma_f] \approx \sigma_T / 2,5$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала рукоятки.

12. Подсчитать КПД спроектированного винтового механизма.

Работа сил полезного сопротивления за один оборот винта

$$W_{\text{ис}} = F P_n.$$

Работа движущих сил за один оборот винта

$$W_{\text{дв}} = 2\pi T_{\text{вн}} = 2\pi(T_p + T_f).$$

КПД передачи винт-гайка

$$\eta = P_n F / 2\pi(T_p + T_f).$$

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

Рассчитать винтовой домкрат (см. рис. 1) грузоподъемностью $F = 100 \text{ кН}$ с высотой подъема груза $h = 500 \text{ мм}$. Режим работы — кратковременный.

Расчет производим в соответствии с главой 3.

1. Схема механизма, эпюры сил и моментов даны на рис. 7.

2. Выбор материала деталей домкрата. Материалом винта назначаем сталь 45, закаленную ТВЧ, $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ (см. табл. 12); материалом гайки — бронзу марки Бр010Ф1, $\sigma_B = 300 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 150 \text{ МПа}$; $[\sigma_c] = 40 \text{ МПа}$; $[\sigma_p] = 60 \text{ МПа}$ (см. табл. 13); материалом корпуса — серый чугун марки СЧ12-28.

Допускаемое удельное давление на рабочей поверхности резьбы $[q] = 14 \text{ МПа}$, коэффициент трения пары винт-гайка $f = 0,1$ (см. табл. 11).

3. Определение среднего диаметра резьбы d_2 . Принимаем относительную высоту гайки $\psi_n = \frac{H_f}{d_2} = 2$. Выбираем трапециевидную однозаходную резьбу (ГОСТ 9484-81), для которой $\psi_n = H_f/P = 0,5$. Тогда

$$d_2 \geq \sqrt{F/\psi_n \psi_n [q]} = \sqrt{10^5/3,14 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 14} = 48 \text{ мм}.$$

4. Определение рабочей высоты профиля $H_{1\text{min}}$ из условия износостойкости резьбы. Задаемся числом витков гайки $z = 10$, тогда

$$H_{1\text{min}} = F/\pi d_2 z [q] = 10^5/3,14 \cdot 48 \cdot 10 \cdot 14 = 5 \text{ мм}.$$

Учитывая, что $H_f/P = 0,5$, найдем минимальное значение шага резьбы $P_{\text{min}} = 2H_{1\text{min}} = 10 \text{ мм}$. Для величин $d_2 = 48 \text{ мм}$ и $P_{\text{min}} = 10 \text{ мм}$ в табл. 8 подходит резьба с $d = 55 \text{ мм}$, $d_2 = 49 \text{ мм}$ и $P = 12 \text{ мм}$. По табл. 6 убеждаемся, что $d = 55 \text{ мм}$ находится во 2-м ряду, что допустимо. Поэтому выбираем резьбу с $d = 55 \text{ мм}$ и $P = 12 \text{ мм}$. По табл. 7 и 8 уточняем параметры резьбы. Для винта — диаметры: наружный (номинальный) — $d = 55 \text{ мм}$; средний — $d_2 = 49 \text{ мм}$; внутренний — $d_3 = 42 \text{ мм}$; рабочая высота профиля $H_f = 0,5P = 6 \text{ мм}$; $\beta = 15^\circ$. Для гайки — диаметры: $D_1 = d - P = 43 \text{ мм}$; $D_2 = d_2 = 49 \text{ мм}$; $D_4 = d + 2a_c = 61 \text{ мм}$, где a_c — радиальный зазор, $a_c = 0,5 \text{ мм}$ (см. табл. 7); $H_2 = H_f + a_c = 6,5 \text{ мм}$; толщина витка у основания $t = 0,634P = 7,7 \text{ мм}$.

Так как средний диаметр и рабочая высота профиля выбранной резьбы больше расчетных значений, условие износостойкости резьбы выполняется.

5. Проверка условия самоторможения. Условие самоторможения соблюдается, ибо $\psi < \rho'$, угол подъема резьбы $\psi = \arctg(P/\pi d_2) = \arctg(12/(3,14 \cdot 49)) = 4,46^\circ$, а приведенный угол трения $\rho' = \arctg(f/\cos \beta) = \arctg(0,1/0,966) = 5,91^\circ$.

6. Выбор формы плиты. Выбираем обычно используемую в домкратах кольцевую опорную поверхность (см. рис. 9, а). Внутренний диаметр кольца D_0 для домкратов можно находить из соотношения $D_0 = 0,8d$, где d — номинальный диаметр резьбы винта, $D_0 = 0,8 \cdot 55 = 33 \text{ мм}$. Наружный диаметр кольца определяем, исходя из допускаемого удельного давления $[q]$ на опорной поверхности чашки, для стальных поверхностей $[q] = 14 \text{ МПа}$ (см. табл. 11)

$$D \geq \sqrt{4F/\pi [q] + D_0^2} = \sqrt{4 \cdot 10^5/3,14 \cdot 14 + 33^2} = 101 \text{ мм}.$$

Высоту чашки конструктивно принимаем $h_2 = (1,5 \dots 1,6)d = 80 \text{ мм}$.

Момент трения на опорной поверхности $T_f = 0,5FfD_n$, где D_n — приведенный диаметр, определяемый по табл. 13; f — коэффициент трения, $f = 0,15$ (см. табл. 11). Учтя выражение для D_n и подставив числовые значения, получим

$$T_f = \frac{1}{3} F f \frac{D^3 - D_0^3}{D^2 - D_0^2} = \frac{1}{3} 10^5 0,15 \frac{101^3 - 33^3}{101^2 - 33^2} = 548 \text{ Н·м}.$$