

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
Санкт-Петербургский государственный горный институт имени Г.В.Плеханова
(технический университет)

Кафедра конструирования горных машин
и технологии машиностроения

ВИНТОВОЕ УСТРОЙСТВО. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ

*Методические указания и задания к расчетно-графической работе
для студентов специальностей 150402, 150404 и 130203*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2009

ВВЕДЕНИЕ

Целью работы является закрепление на практике знаний, полученных на теоретических занятиях, и приобретение навыков и умений в области конструирования деталей машин.

При выполнении этой работы студенты впервые сталкиваются на практике с процессом конструирования, учатся анализировать процесс работы механизма, понимать взаимодействие его частей. Представляя себе как конструкцию механизма в целом, так и силовое взаимодействие отдельных деталей, студент учится переходить от реального механизма к его расчётной схеме. При этом он приобретает навыки выполнения проектных и проверочных расчётов по различным критериям работоспособности, навыки использования справочной литературы и оформления конструкторской документации.

Знания, полученные при выполнении расчётно-графической работы, способствуют успешному решению студентами различных инженерно-технических задач.

1. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И СОДЕРЖАНИЮ

Расчётно-графическая работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает в себя титульный лист, задание на выполнение работы с изображением структурной схемы устройства, оглавление, введение, текстовую часть и список использованных источников.

Текст пояснительной записки содержит расчёты основных элементов устройства: грузового винта, гайки, рукоятки, корпуса.

Все технические решения и расчёты должны быть обоснованы соответствующими расчётными схемами.

Графическая часть работы включает:

1. Сборочный чертёж винтового устройства (формат А2).
2. Спецификация к сборочному чертежу (формат А4).

Сборочный чертёж устройства рекомендуется выполнять вручную, то есть без применения компьютерных средств проектирования.

Пояснительная записка и графическая часть работы должны быть оформлены в соответствии с требованиями ЕСКД и требова-

ниями СПГГИ(ТУ) к оформлению курсовых проектов и расчётно-графических работ.

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ

Последовательность выполнения расчётно-графической работы следующая:

- детальное ознакомление по справочникам конструктора, атласам деталей машин с устройством механизмов, подобных тому, который предстоит проектировать. Процесс ознакомления включает изучение принципа работы и устройства, как всей конструкции, так и её отдельных деталей;
- на основании анализа рассмотренных конструкций решается вопрос об устройстве проектируемого механизма и выполняется его эскиз, на котором проставляются буквенные обозначения всех размеров, подлежащих определению в процессе конструирования;
- выполняются проектные и проверочные расчёты передачи, основанные на критериях её работоспособности;
- разрабатывается сборочный чертёж изделия с выполнением по мере необходимости проектных и проверочных расчётов различных деталей и их элементов. Любые расчёты сопровождаются составлением необходимых расчётных схем и эскизов;
- по сборочному чертежу составляется спецификация изделия;
- оформляется пояснительная записка.

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧЕ

Передача «винт-гайка», благодаря своим замечательным свойствам – малым габаритам и весу, простоте конструкции и изготовления, большому выигрышу в силе, надёжности в работе – нашла применение в различных типах машин. Примерами могут служить винтовые прессы, домкраты, съёмники, стяжки, струбцины, устройства, где необходимо преобразование вращательного движения в поступательное, и наоборот. Недостатком передачи является низкий к.п.д.

В силовых передачах «винт-гайка» применяется при одностороннем нагружении винта – упорная резьба (таблица П1), а при реверсивном, двустороннем нагружении – трапецеидальная (таблица П2). Эти резьбы имеют бóльший к.п.д., чем метрическая резьба.

Метрическую резьбу (таблица ПЗ) применяют для передач, у которых к.п.д. не имеет существенного значения, а также для особо точных передач приборов.

Параметры всех названных резьб стандартизированы.

Кроме этого, при единичном или мелкосерийном производстве в передаче «винт-гайка» может применяться резьба с прямоугольным профилем. Её параметры не стандартизированы.

Винт и гайка прежде всего должны отвечать критериям прочности и износостойкости. Для понижения потерь на трение и улучшения прирабатываемости, сочетание материалов винта и гайки образует антифрикционную пару. Винты, не подвергаемые термообработке, рекомендуется выполнять из сталей Ст4, Ст5, 40, 45, 50, а винты закалённые - из сталей 65Г, 40Х и других. Для изготовления гаек при малых скоростях скольжения в передаче применяют без-или малооловянистые бронзы, а также антифрикционные чугуны. При больших скоростях скольжения – оловянистые бронзы.

4. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Критериями работоспособности передачи являются:

1. Износ (главная причина выхода из строя).
2. Выполнение условия самоторможения в резьбе.
3. Прочность тела винта и гайки.
4. Устойчивости винта (для винтов, работающих на сжатие).

В связи с этим, порядок расчёта передачи следующий:

1. Из условия износостойкости определяют параметры резьбы передачи.
2. Для выбранной резьбы проверяют выполнение условия самоторможения.
3. Проверяют прочность тела винта и гайки.
4. Для длинных винтов, работающих на сжатие, проводят проверку на устойчивость.

5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ПЕРЕДАЧИ ИЗ УСЛОВИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Условие обеспечения достаточной износостойкости записывается в виде:

$$q \leq [q] \quad (1)$$

где q - давление (напряжение смятия) на рабочей поверхности витков резьбы;

$[q]$ - допускаемое давление на рабочей поверхности витков резьбы (таблица 1).

Таблица 1
Значения допускаемого давления $[q]$ в резьбе передачи «винт-гайка»

Материалы винта и гайки	$[q]$, МПа
Сталь закалённая – бронза оловянистая	10...13
Сталь незакалённая – бронза оловянистая	8...10
Сталь закалённая – бронза безоловянистая или антифрикционный чугун	7...9
Сталь незакалённая – бронза безоловянистая или антифрикционный чугун	6...7
Сталь незакалённая – серый чугун	4...5
Сталь – сталь	14...16

Если пренебречь углом наклона рабочей стороны резьбы и предположить, что давление распределяется равномерно по виткам, предельное условие износостойкости резьбы запишется следующим образом:

$$q = \frac{F}{\pi \cdot z \cdot H_1 \cdot d_2} \leq [q], \quad (2)$$

где F – осевая сила, действующая на передачу, Н;

z – число витков резьбы гайки;

H_1 – рабочая высота витка резьбы, мм;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм.

Три параметра в знаменателе этого выражения, а именно, z , H_1 и d_2 , являются неизвестными. Они находятся следующим образом. Задаются коэффициентом высоты гайки - $\psi_H = H_1/d_2$, где H_1 – высота гайки, и коэффициентом высоты резьбы $\xi_{H1} = H_1/P$, где P шаг резьбы. Число витков резьбы выражают через высоту гайки и шаг резьбы $z = H_1/P$.

Подставляя полученные уравнения в (2), находят зависимость для среднего диаметра резьбы:

$$d_2' \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \xi_{H_1} \cdot \psi_H \cdot [q]}} \quad (3)$$

Значения коэффициента высоты резьбы ξ_{H_1} приведены в таблице 2.

Коэффициент высоты гайки для неразъёмных гаек принимают $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$, для разъёмных – $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$, большие значения – для резьб меньшего диаметра.

Таблица 2

Значения коэффициента высоты резьбы и угла наклона рабочей стороны профиля резьбы

Тип резьбы	Коэффициент высоты резьбы ξ_{H_1}	Угол наклона рабочей поверхности резьбы α , градус
Упорная	0,75	3
Трапецеидальная	0,5	15
Метрическая	0,54	30

Полученное при расчёте значение d_2' округляют до стандартного для соответствующего типа резьбы по таблицам П1, П2, П3. По этим же таблицам находят остальные параметры принятой резьбы.

Определяют высоту гайки:

$$H_{\Gamma} = \psi_H \cdot d_2 \quad (4)$$

и округляют полученную величину до значения по ряду Ra40 (таблица П5).

Определяют число витков резьбы на гайке и проверяют условие:

$$z = \frac{H_{\Gamma}}{P} \leq [z] \quad (5)$$

где $[z] = 10 \dots 12$ – предельно допустимое число витков, обусловленное неравномерностью распределения нагрузки по виткам гайки.

Если условие $z \leq [z]$ не выполняется, пересматривают ранее принятые основные параметры резьбовой пары с целью выполнения названного условия.

6. ПРОВЕРКА ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСЛОВИЯ САМОТОРМОЖЕНИЯ В РЕЗЬБЕ

Проверка выполнения условия самоторможения в резьбе сводится к проверке выполнения неравенства:

$$\rho' > \gamma, \quad (6)$$

где ρ' - приведённый угол трения в резьбе:

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}, \quad (7)$$

α - угол наклона рабочей поверхности резьбы (таблица 2);

f - коэффициент трения в резьбе (таблица 3);

γ - угол подъёма винтовой линии по среднему диаметру:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi d_2}. \quad (8)$$

Таблица 3
Значения коэффициента трения в элементах проектируемого механизма

Материалы пары трения	Значение коэффициента трения		
	Винтовая пара	Плоская пята	Упорный шарикоподшипник
Сталь - бронза	0,15...0,17	0,20...0,22	0,01
Сталь - чугун	0,17...0,20	0,22...0,25	
Сталь - сталь	0,20...0,25	0,30...0,35	

7. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВИНТА

Принятые размеры винта должны обеспечивать его прочность и устойчивость (при действии сжимающего осевого усилия). При ручном приводе, когда число циклов перемен напряжений за весь срок службы невелико, можно ограничиться проверкой статической прочности винта. Схема нагружения винта и гайки показана на рис. 1.

Проверка прочности винта начинается с составления расчётной схемы и построения эпюр осевых сил и крутящих моментов, действующих в поперечных сечениях винта.

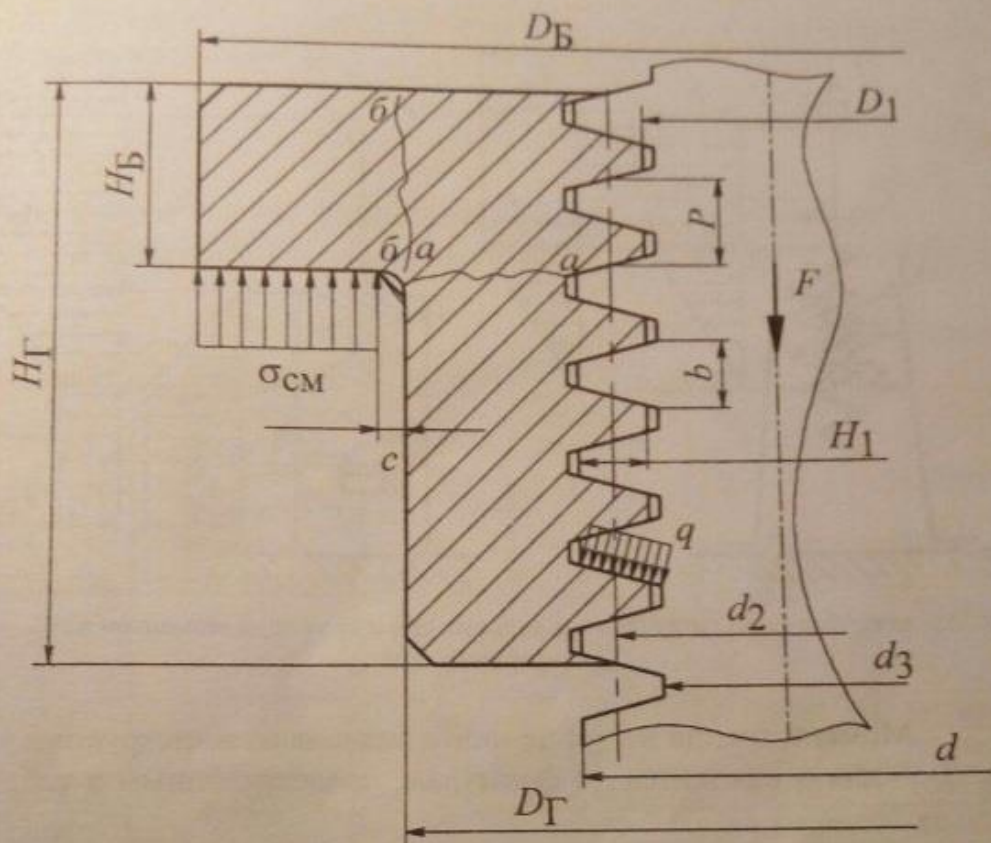


Рис. 1. Схема нагружения винта и гайки.

Стержень винта нагружен осевой силой и вращающим моментом. На рис. 2 для примера показаны расчётные схемы и эпюры распределения внутренних усилий по поперечным сечениям винта для домкрата и пресса. Там же отмечены опасные сечения винтов (сечение А-А).

Кроме внешней осевой силы F , указанной в задании, и вращающего момента, создаваемого рабочим, на винт действуют моменты трения в резьбе и на его рабочих торцах.

Момент трения в резьбе:

$$T_p = F \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \quad (9)$$

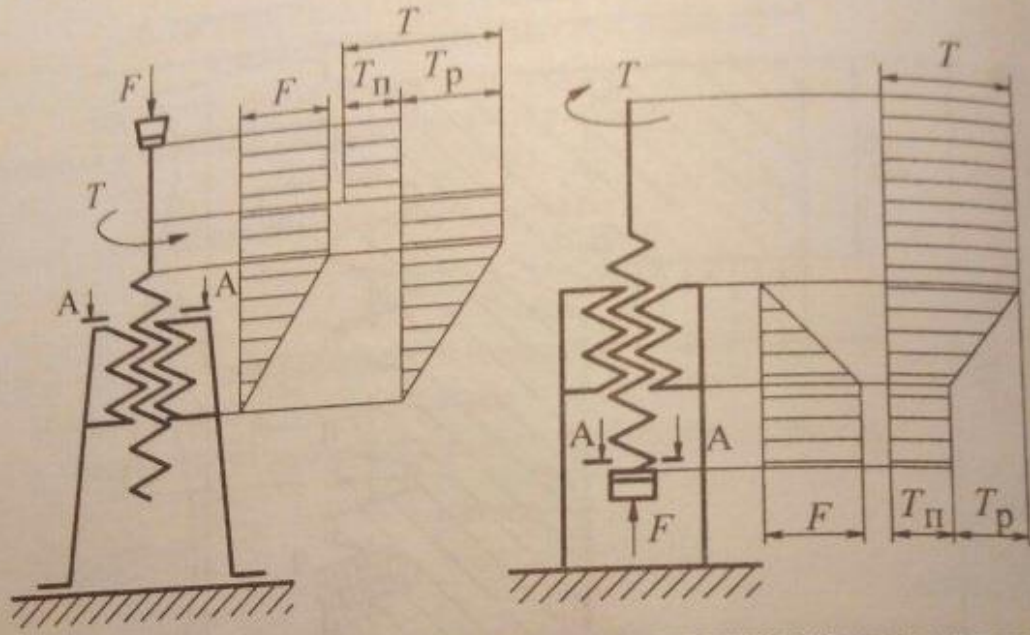


Рис. 2. Расчётные схемы и эпюры продольных сил и крутящих моментов для винтов домкрата и прессы.

Момент трения на торце винта зависит от конструкции торцевой опоры и находится по формулам, представленным в таблице 4.

Таблица 4

Формулы для определения момента трения на торце винта в зависимости от конструкции опоры

На кольцевой пяте	На сплошной пяте	В упорном шарико-подшипнике
$T_{\Pi} = \frac{1}{3} F \cdot f \cdot \frac{D_1^3 + D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}$	$T_{\Pi} = \frac{1}{3} F \cdot f_{\Pi} \cdot d_{\Pi}$	$T_{\Pi} = \frac{1}{2} F \cdot f_{\Pi} \cdot d$

Условие прочности винта с использованием четвёртой теории прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p] \quad (10)$$

где $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение растяжения, $[\sigma_p] = \sigma_T/3$.

Предел текучести материала винта σ_T принимают по табл. 5.

Таблица 5

Материалы и их механические свойства

Материал	Термообработка или состояние	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_B , МПа	Модуль упругости E , МПа	Твёрдость, не менее
АЛ 4	Отливка в песчаную форму	100	150	$0,75 \cdot 10^5$	50 НВ
СЧ 15	-	-	320	$1 \cdot 10^5$	165 НВ
СЧ 18	-	-	360		170 НВ
СЧ 28	-	-	480		170 НВ
ЛАЖМЦ	Отливка в песчаную форму	240	650	$0,9 \cdot 10^5$	160 НВ
Бр ОЦС		90	165	$0,75 \cdot 10^5$	70 НВ
Бр А9ЖЗЛ		200	400	$0,9 \cdot 10^5$	100 НВ
Бр О10Ф1		140	220	$1,1 \cdot 10^5$	80 НВ
Сталь 35Л	Нормализация	280	500	$2,1 \cdot 10^5$	-
Сталь 50Л		340	580		-
Сталь Ст3	Горячекатаная	220	380		-
Сталь Ст6		300	600		-
Сталь 35		320	540		207 НВ
Сталь 45		360	610		220 НВ
Сталь 45		Улучшенная	650		890
Сталь 45	Закалённая	800	1000		45 HRC
Сталь 40X	Улучшенная	750	900		270 НВ
Сталь 40X	Закалённая	1300	1500		45 HRC

Нормальное σ и касательное τ напряжения определяют с учётом диаметра винта в опасном сечении, диаметр $d_{\text{оп}}$ которого принимают равным для винта домкрата и винта пресса без канавки $d_{\text{оп}} = d_{\text{п}}$ (рис. 3 и 4); для винта пресса с канавкой $d_{\text{оп}} = d_0 = d_3 - 5$ мм (рис. 3), где d_3 - внутренний диаметр резьбы винта. Размеры пяты принимаются конструктивно.

Если чашка домкрата выполнена по рис. 4а, то $D_{\text{ч}} = 1.8d$ и $D_{\text{п}} = 0.6d$, а если по рис. 4б, то $d_{\text{он}} = d_0$; для винта пресса (рис. 3) $d_{\text{п}} = d_3$. Размеры упорного шарикоподшипника принимают по ГОСТ 6874-89 с учётом его статической грузоподъёмности C_0 . При этом должно соблюдаться условие:

$$C_0 \geq F. \quad (11)$$

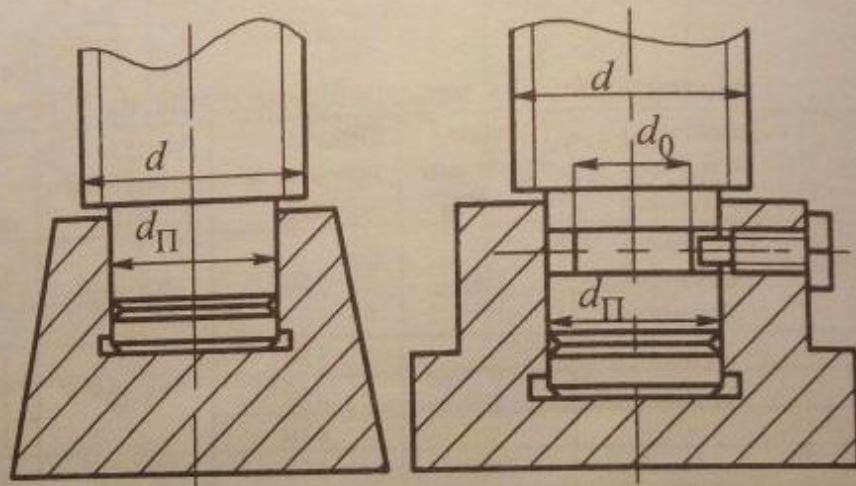


Рис. 3. Конструктивные разновидности концевой части винта пресса.

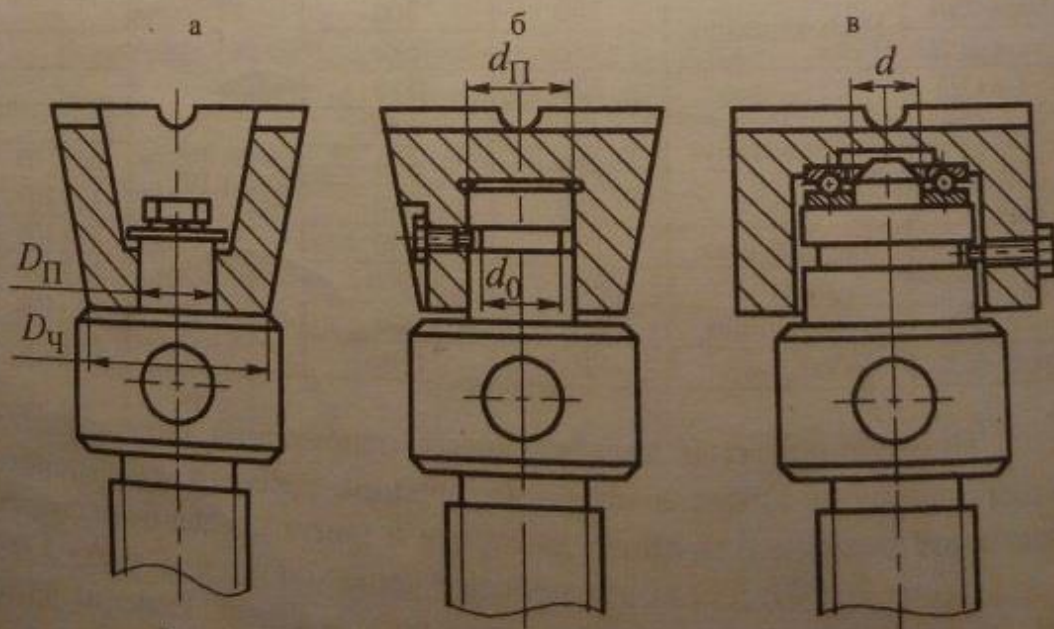


Рис. 4. Конструктивные разновидности чашек домкрата.

8. ПРОВЕРКА ВИНТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ

Сжатые винты проверяют на устойчивость. Проверку необходимо проводить при гибкости винта:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i} \geq \lambda_2, \quad (12)$$

где λ_2 – критическая гибкость сжатого стержня, принимается по таблице 6;

μ – коэффициент приведения длины, значения коэффициента для различных сочетаний опор приведены на рис. 5;

L – расчётная длина сжатого участка винта:

$$L = l_{\max} + \frac{H_{\Gamma}}{2}, \quad (13)$$

l_{\max} – максимальная рабочая длина винта (слагаемое $H_{\Gamma}/2$ вводится для учёта зазоров в резьбе);

i – радиус инерции поперечного сечения винта, для круглого сечения винта (без учёта ужесточающего действия витков резьбы):

$$i = \frac{d_3}{4}. \quad (14)$$

Таблица 6

Значения коэффициентов a и b в формуле Ясинского и критические гибкости λ_1 и λ_2 сжатого стержня в зависимости от материала винта.

Материал винта	a , МПа	b , МПа	λ_1	λ_2
Сталь Ст3	310	1,14	100	70
Сталь Ст4	328	1,11	96	69
Сталь Ст5	350	1,15	92	61
Сталь 45	450	1,67	85	54
Сталь 50	470	1,87	82	48

Одна из опор винта – гайка. Гайку считают шарнирной опорой при $\psi_H = \frac{H_{\Gamma}}{d_2} \leq 2$ и заделкой при $\psi_H > 2$.

При работе домкрата в условиях, когда невозможно предотвратить смещение точки контакта его с объектом в плоскости, пер-

пендикулярной оси домкрата, рекомендуется принимать $\psi_n > 2$.
 Схема закрепления его концов, соответствующая этому случаю, по-
 казана на рис. 5а.

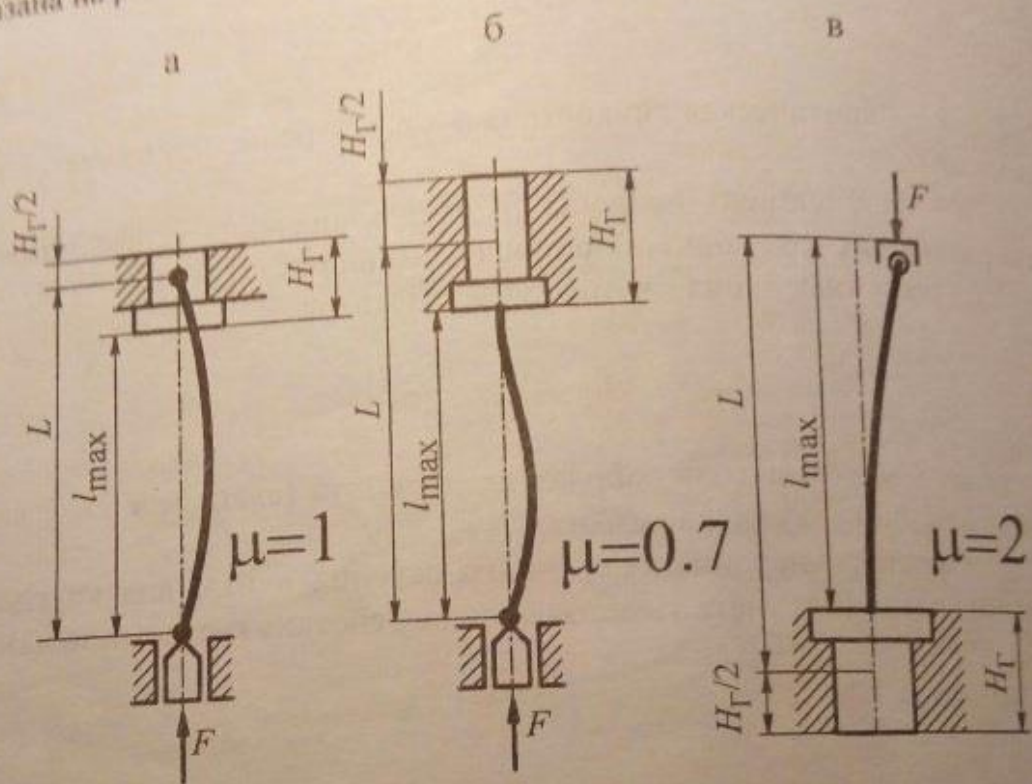


Рис. 5. Коэффициенты приведения длины μ для различных сочетаний опор.

При выполнении неравенства:

$$\lambda \geq \lambda_2 \quad (15)$$

проверку винта на устойчивость проводят по условию:

$$s_y = \frac{F_{крит}}{F} \geq [s_y], \quad (16)$$

где s_y – коэффициент запаса устойчивости;

$F_{крит}$ – критическая сила;

$[s_y]$ – минимально допустимый коэффициент запаса устойчивости, $[s_y] = 3 \dots 5$ (меньшие значения при высокой точности определе-

ния действующих нагрузок и достоверности расчётной схемы, большие значения, когда возможно внецентренное приложение осевой нагрузки или появление сил, перпендикулярных оси винта).

Если $\lambda \geq \lambda_1$ (табл. 6), то критическая сила находится по формуле Эйлера:

$$F_{\text{крит}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot L)^2} \quad (17)$$

где E – модуль упругости материала винта (таблица 5);

I – момент инерции сечения, для круга $I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}$.

Если $\lambda_1 > \lambda > \lambda_2$ (табл. 6), то расчёт критической силы выполняется по формуле Ясинского:

$$F_{\text{крит}} = (a - b \cdot \lambda) \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (18)$$

где a и b – коэффициенты по табл. 6.

9. РАСЧЁТ ГАЙКИ НА ПРОЧНОСТЬ.

Высота гайки определена по результатам расчёта резьбы на износостойкость, формула (4). Диаметр D_{Γ} тела гайки определяется из условия прочности на растяжение в сечении $a-a$ (рис. 1):

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot F}{\pi/4 \cdot (D_{\Gamma}^2 - D_4^2)} \leq [\sigma_p], \quad (19)$$

откуда:

$$D_{\Gamma}^* \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,33 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]} + D_4^2}, \quad (20)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения (сжатия, если гайка сжимается), МПа, определяется как отношение предела текучести материала гайки (таблица 5) к коэффициенту безопасности, который берётся равным для бронз 2...3, для чугунов 4...5;

D_4 – внутренний диаметр резьбы гайки, мм.

Полученное значение D_{Γ}^* согласуют с ГОСТ 6636-69, при этом толщина стенки не должна быть меньше 6 мм.

Диаметр бурта $D_{\text{Б}}$ определяется из условия прочности на смятие опорной кольцевой поверхности:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (21)$$

Площадь $A_{\text{см}}$ опорной поверхности следует находить с учётом фаски c (рис. 1). Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{\text{см}}]$ выбирается по менее прочному материалу (гайки или сопряжённой детали), при этом для бронзы $[\sigma_{\text{см}}] = (0,6 \dots 0,8)\sigma_{\text{T}}$, для чугуна $[\sigma_{\text{см}}] = 0,4\sigma_{\text{в}}$.

Высота бурта гайки принимается $H_{\text{Б}} = (0,25 \dots 0,35)H_{\Gamma}$ и проверяется на срез по сечению б-б (рис. 1):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi \cdot D_{\Gamma} \cdot H_{\Gamma}} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (22)$$

Допускаемое напряжение на срез для бронзы $[\tau_{\text{ср}}] = \tau_{\text{T}}/(2 \dots 3)$, для чугуна $[\tau_{\text{ср}}] = \tau_{\text{в}}/(4 \dots 5)$, причём $\tau_{\text{T}} = (0,6 \dots 0,7)\sigma_{\text{T}}$ и $\tau_{\text{в}} = (1,2 \dots 1,4)\sigma_{\text{в}}$ (по табл. 5).

Резьба гайки проверяется на прочность. При этом виток резьбы рассматривается как консольная балка с заделкой. Поскольку балка короткая, то расчёт на изгиб не производят, а ограничиваются расчётом на срез по условию прочности:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot z \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (23)$$

где b – толщина витка у основания (рисунок 1), для трапециидальной резьбы $b = 0,65P$, для упорной $b = 0,75P$, для метрической $b = 0,85P$, для прямоугольной $b = 0,5P$.

10. РАСЧЁТ РУКОЯТКИ И МАХОВИКА.

В домашних заданиях для передач с ручным приводом усилие одного рабочего при длительной работе принимают равным $F_{\text{раб}} = 100 \dots 160 \text{ Н}$, а при кратковременной работе $F_{\text{раб}} = 250 \dots 300 \text{ Н}$. Длину рукоятки или диаметр маховика определяют, приравнивая момент, создаваемый рабочим, моменту сопротивления вращения.

Диаметр рукоятки рассчитывают из условия прочности на изгиб в наиболее опасном сечении полагая, что рабочий может одновременно развить усилие $F_{\text{раб}} = 300 \text{ Н}$:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{рук}}^3 / 16} \leq [\sigma_{\text{н}}] \quad (24)$$

откуда

$$d_{\text{рук}}^3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{н}}}{\pi \cdot [\sigma_{\text{н}}]}} \leq 30 \dots 40 \text{ мм} \quad (25)$$

Рассчитанный диаметр округляют до целого значения по ГОСТ6636-69.

Схема нагружения рукоятки и эпюра изгибающего момента для него показаны на рис. 7 в приведённом ниже примере расчёта. Коэффициент запаса текучести для рукоятки можно принять $s_{\text{T}} = 1,3$. Если длина рукоятки превышает 1200 мм, увеличивают количество рабочих, вращающих винт.

11. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ И ОФОРМЛЕНИЕ РАБОТЫ

В винтовых силовых устройствах, помимо рассмотренных, существует целый ряд других деталей (корпус, траверса, стойка, коронка, скоба и т.д.), методические основы расчёта которых аналогичны вышеприведённым. В зависимости от конкретного типа проектируемого устройства, эти расчёты должны быть произведены самостоятельно.

По результатам расчётов следует заполнить таблицу 7.

На основе проведённых расчётов выполняют сборочный чертёж винтового устройства с простановкой необходимых габаритных, присоединительных и сопряжённых размеров, составляют спецификацию.

На сборочном чертеже приводят фрагмент резьбовой пары в пределах двух-трёх витков в масштабе не менее 5:1 с обозначением основных размеров резьбы по соответствующему стандарту.

Индивидуальные задания на расчётно-графическую работу приведены в приложении 2.

Таблица 7

Результаты расчёта

Наименование	Обозначение	Величина
Тип резьбы	d	
Диаметр резьбы, мм	P	
Шаг резьбы, мм		
Момент трения в резьбе, Нм	T_p	
Момент трения на пяте, Нм	$T_{п1}$	
Момент трения в чашке, Нм	$T_{п2}$	
Момент на рукоятке, Нм	T	
Высота гайки, мм	$H_{г1}$	
Наружный диаметр тела гайки, мм	$D_{г1}$	
Диаметр бурта гайки, мм	$D_{б1}$	
Высота бурта гайки, мм	$H_{б1}$	
Напряжение среза в резьбе гайки, МПа	$\tau_{ср}$	
Длина нарезанной части винта, мм		
Запас устойчивости винта	s_y	
Запас прочности винта		
Размеры пяты, мм		
Подшипник упорный шариковый, №		
Длина рукоятки, мм		
Диаметр рукоятки, мм		
Число рабочих		

Перечень стандартов, используемых в работе, указан в таблице П4.

12. ПРИМЕР РАСЧЁТА ПЕРЕДАЧИ «ВИНТ – ГАЙКА»

Для скрепления пакета листов силой $F = 16000 \text{ Н}$ используют струбцину (рис. 6), винт которой имеет метрическую резьбу с крупным шагом.

Скоба струбцины выполнена из стали Ст3. Максимальная длина винта $l_{\max} = 300 \text{ мм}$. Диаметр головки рукоятки $D_{г1} = 2d_2$; диаметр торца винта $d_{п1} < (d_1 - 0,144P)$.

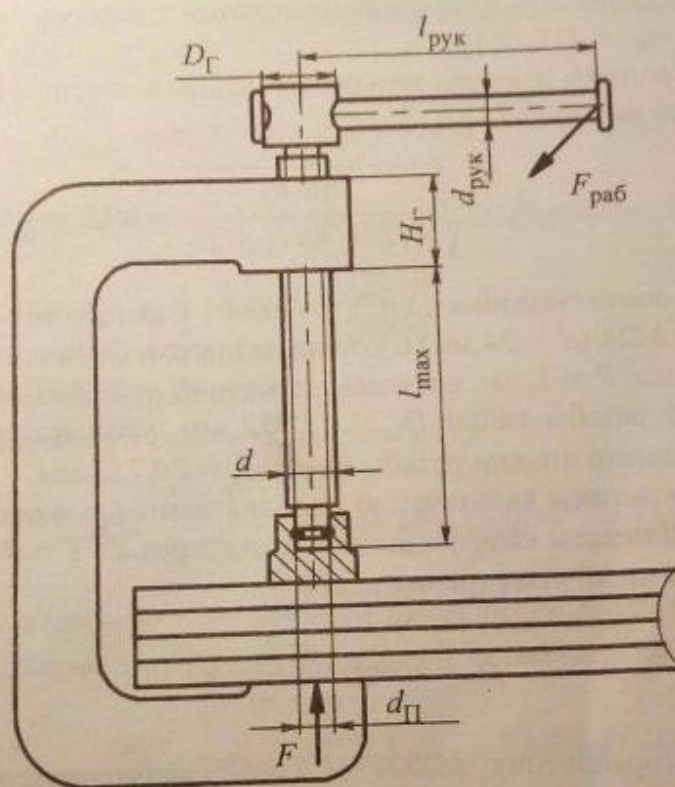


Рис. 6. Струбцина.

Требуется:

- определить размеры винта, высоту гайки, размеры рукоятки;
- построить эпюры нормальной силы и крутящего момента для винта.

Решение

1. Передача относится к числу редко работающих, поэтому гайку выполняем за одно целое со скобой из стали Ст3, винт - из горячекатаной стали 45, для которой предел текучести $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ (см. табл. 5).

2. Допускаемое удельное давление в витках резьбы $[q] = 16 \text{ МПа}$ (см. табл. 1).

3. Коэффициент высоты метрической резьбы $\xi_{H_1} = 0,54$, угол наклона рабочей стороны профиля $\gamma = 30^\circ$ (см. табл. 2).

4. Принимаем коэффициент высоты гайки $\psi_H = 1,6$ (рекомендуется $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$).

5. Средний диаметр резьбы из условия обеспечения износостойкости по формуле (3):

$$d_2' \geq \sqrt{\frac{16000}{3,14 \cdot 0,54 \cdot 1,6 \cdot 16}} = 19,2 \text{ мм}$$

6. В соответствии с ГОСТ 24705-81 (по таблице ПЗ) принимаем резьбу М24 ($d = 24 \text{ мм}$) с крупным шагом. Остальные параметры резьбы: шаг $P = 3 \text{ мм}$, средний диаметр $d_2 = 22,051 \text{ мм}$, внутренний диаметр резьбы гайки $D_1 = 20,752 \text{ мм}$, угол подъёма резьбы $\rho = 2^\circ 29'$, диаметр впадин резьбы винта $d_3 = 20,752 \text{ мм}$.

7. Проверяем выполнение условия самоторможения по формуле (6). Принимаем коэффициент трения в резьбе $f = 0,2$ (табл. 3), тогда приведённый угол трения равен:

$$\rho' = \arctg \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 13,004^\circ$$

условие самоторможения $13,004^\circ > 2,483^\circ$ выполняется. Запас достаточный.

8. Высота гайки $H_G = \psi_H \cdot d_2 = 1,6 \cdot 22,051 = 35,28 \text{ мм}$. Принимаем $H_G = 36 \text{ мм}$ (табл. П5).

9. Диаметр головки рукоятки $D_G = 2 d_2 = 2 \cdot 22,051 = 44,102 \text{ мм}$. Принимаем $D_G = 45 \text{ мм}$ (табл. П5).

10. Диаметр торца винта $d_{\text{П}} < (d_3 - 0,144P) = 20,752 - 0,144 \cdot 3 = 20,32 \text{ мм}$. Принимаем $d_{\text{П}} = 20 \text{ мм}$ (табл. П5).

11. Так как $\psi_H < 2$, то считаем гайку шарнирной опорой. Нижняя опора винта также шарнирная. Расчётная длина сжатого участка винта $L = l_{\text{max}} + H_G/2 = 300 + 36/2 = 318 \text{ мм}$. Радиус инерции $i = d_3/4 = 20,752/4 = 5,12 \text{ мм}$. Гибкость винта $\lambda = \mu L/i = 1 \cdot 318/5,12 = 62,1$. Гибкость больше 54 по табл. 6, поэтому необходима проверка на устойчивость.

12. Величину критической силы находим по формуле Ясинского, так как значение $\lambda = 62,1$ согласно табл. 6 находится между

значениями $\lambda_1 = 85$ и $\lambda_2 = 54$, по той же таблице выбираем коэффициенты $a = 450$ и $b = 1,67$:

$$F_{\text{крит}} = (450 - 1,67 \cdot 62,1) \cdot \frac{\pi \cdot 20,752^3}{4} = 2430600 \text{ Н}$$

Коэффициент запаса устойчивости по формуле (16) равен:

$$s_y = \frac{2430600}{16000} = 152,$$

запас по устойчивости достаточный.

13. Момент в резьбе по формуле (9):

$$T_p = 16000 \cdot \frac{22,051}{2} \operatorname{tg}(2,483^\circ + 13,004^\circ) = 48880 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

14. Момент трения на торце винта по формуле из таблицы 4 при коэффициенте трения на торце $f_{\text{п}} = 0,3$ (таблица 3):

$$T_{\text{п}} = \frac{1}{3} \cdot 16000 \cdot 0,3 \cdot 20 = 32000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

15. Момент завинчивания:

$$T = T_p + T_{\text{п}} = 48880 + 32000 = 80880 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

16. Эпюры нормальных сил и крутящих моментов, действующих на винт, приведены на рисунке 7.

17. Находим длину рукоятки $l_{\text{рук}}$. Принимаем при кратковременной работе $F_{\text{раб}} = 300 \text{ Н}$. Тогда:

$$l_{\text{рук}} = \frac{T}{F_{\text{раб}}} = \frac{80880}{300} = 269,6 \text{ мм}$$

Принимаем $l_{\text{рук}} = 300 \text{ мм}$.

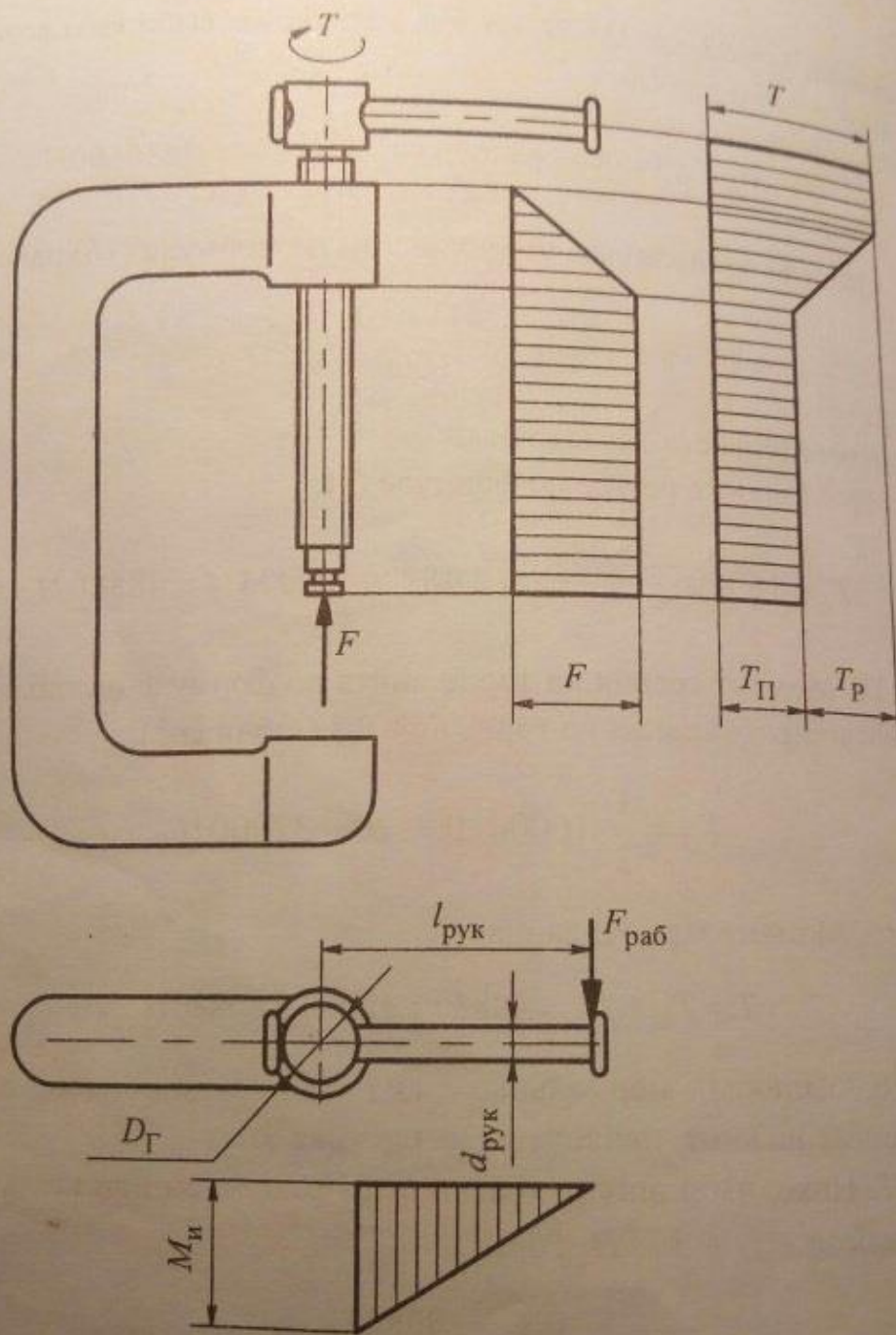


Рис. 7. Эпюры усилий и моментов для винта и изгибающего момента для рукоятки.

18. Диаметр рукоятки находим из условия его прочности при изгибе. Принимаем, что кратковременно рабочий может приложить

максимальное усилие $F_{\text{раб}} = 300 \text{ Н}$. Рукоятка изготовлена из стали 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$. Допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma_{\text{и}}] = \sigma_T / 1,3 = 360 / 1,3 = 277 \text{ МПа}$. При постоянном диаметре рукоятки опасным будет сечение, в котором действует максимальный изгибающий момент (см. эпюру на рис. 7). Для этого сечения:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} = \frac{F_{\text{раб}} \left(l_{\text{рук}} - \frac{D_{\Gamma}}{2} \right)}{0,1d_{\text{рук}}^3} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

откуда:

$$d_{\text{рук}} \geq \sqrt[3]{\frac{10F_{\text{раб}} \left(l_{\text{рук}} - \frac{D_{\Gamma}}{2} \right)}{[\sigma_{\text{и}}]}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 300 \cdot \left(300 - \frac{45}{2} \right)}{277}} = 14,43 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем $d_{\text{рук}} = 15 \text{ мм}$ (табл. П5).

Расчёт к.п.д. винтового устройства студент выполняет самостоятельно.

$T = T_p + T_m$ $F = 300 \text{ Н}$

$\epsilon_{\text{рук}} = \frac{T}{F_{\text{раб}} \cdot l}$

Справочные материалы

Таблица П1

Упорная резьба по ГОСТ 10177-82. Размеры, мм

<i>d</i>	<i>P</i>	<i>D₄</i>	<i>d₂</i>	<i>d₃</i>	<i>d</i>	<i>P</i>	<i>D₄</i>	<i>d₂</i>	<i>d₃</i>
10	2	7,0	8,5	6,53	44	7	33,5	38,75	31,85
						12	26,0	35,00	23,17
12, 14	2	9,0	10,5	8,53	48, 46, 50	3	43,5	45,75	42,79
	3	7,5	9,75	6,79		8	36,0	42,00	34,12
						12	30,0	39,00	27,17
16, 18	2	13,0	14,5	12,53	52	3	47,5	49,75	46,79
	4	10,0	13,0	9,06		8	40,0	46,00	38,12
20	2	17,0	18,5	16,53		12	34,0	43,00	31,17
	4	14,0	17,0	13,06	60, 55	3	55,5	57,75	54,79
24, 22, 26	3	19,5	21,75	18,79		9	46,5	53,25	44,38
	5	16,5	20,25	15,32		14	39,0	49,50	35,70
28	3	23,5	25,75	22,79	70, 65	4	64,0	67,00	63,06
	5	20,5	24,25	19,32		10	55,0	62,50	52,65
	8	16,0	22,00	14,12		16	46,0	58,00	42,23
32, 30	3	27,5	29,75	26,79	80, 75	4	74,0	77,00	73,06
	6	23,0	27,50	21,59		10	65,0	72,50	62,65
	10	17,0	24,50	14,65		16	56,0	68,00	52,23
36, 34	3	31,5	33,75	30,79	90, 85	4	84,0	87,00	83,06
	6	27,0	31,50	25,59		12	72,0	81,00	69,17
	10	21,0	28,50	18,65		18	63,0	76,50	58,76
				20		60,0	75,00	55,29	
40, 38, 42	3	35,5	37,75	34,79	100, 95	4	94,0	97,00	93,06
	7	29,5	34,75	27,85		12	82,0	91,00	79,17
	10	25,0	32,50	22,65		20	70,0	85,00	65,29
44	3	39,5	41,75	38,79					

Таблица П2

Трапецидальная однозаходная резьба по ГОСТ 9484-81.

Размеры, мм

<i>d</i>	<i>P</i>	<i>D</i> ₄	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>d</i>	<i>P</i>	<i>D</i> ₄	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃
10	1,5	10,3	9,25	8,2	44	3	44,5	42,5	40,5
	2	10,5	9,00	7,5		7	45,0	40,0	36,0
12, 11, 14	2	12,5	11,0	9,5		12	45,0	38,0	31,0
	3	12,5	10,5	8,5	48, 46	3	48,5	46,5	44,5
16, 18	2	16,5	15,0	13,5		8	49,0	44,0	39,0
	4	16,5	14,0	11,5		12	49,0	42,0	35,0
20	2	20,5	19,0	17,5	52, 52	3	52,5	50,5	48,5
	4	20,5	18,0	15,5		8	53,0	48,0	43,0
24, 22, 26	3	24,5	22,5	20,5		12	53,0	46,0	39,0
	5	24,5	21,5	18,5	60, 55	3	60,5	58,5	56,5
	8	25	20,0	15,0		9	61,0	55,5	50,0
28	3	28,5	26,5	24,5		14	62,0	53,0	44,0
	5	28,5	25,5	22,5	70, 65	4	70,5	68,0	65,5
	8	29,0	24,0	19,0		10	71,0	65,0	59,0
32, 30, 34	3	32,5	30,5	28,5		16	72,0	62,0	52,0
	6	33,0	29,0	25,0	80, 75	4	80,5	78,0	75,5
	10	33,0	27,0	21,0		10	81,0	75,0	69,0
36	3	36,5	34,5	32,0		16	82,0	72,0	62,0
	6	37,0	33,0	29,0	90, 85, 95	4	90,5	88,0	85,0
	10	37,0	31,0	25,0		12	91,0	84,0	77,0
40, 38, 42	3	40,5	38,5	36,5		18	92,0	81,0	70,0
	7	41,0	36,5	32,0	100	4	100,5	98,0	95,5
	10	41,0	35,0	29,0		12	101,0	94,0	87,0
				20		102,0	90,0	78,0	

Таблица ПЗ
Метрическая резьба по ГОСТ 24705-81. Размеры, мм

d	d_2	d_1	P	d	d_2	d_1	P
8	7,188	6,647	1,25	30	27,727	26,211	3,5
9	8,188	7,647	1,25	33	30,727	29,211	3,5
10	9,026	8,376	1,5	36	33,402	31,670	4
11	10,026	9,376	1,5	39	36,402	34,670	4
12	10,863	10,106	1,75	42	39,077	37,129	4,5
14	12,701	11,835	2	45	42,077	40,129	4,5
16	14,701	13,835	2	48	44,752	42,587	5
18	16,376	15,294	2,5	52	48,752	46,587	5
20	18,376	17,294	2,5	56	52,428	50,046	5,5
22	20,376	19,294	2,5	60	56,428	54,046	5,5
24	22,051	20,752	3	64	60,103	57,505	6
27	25,051	23,752	3	68	64,103	61,505	6

Таблица П4

Стандарты, используемые в работе.

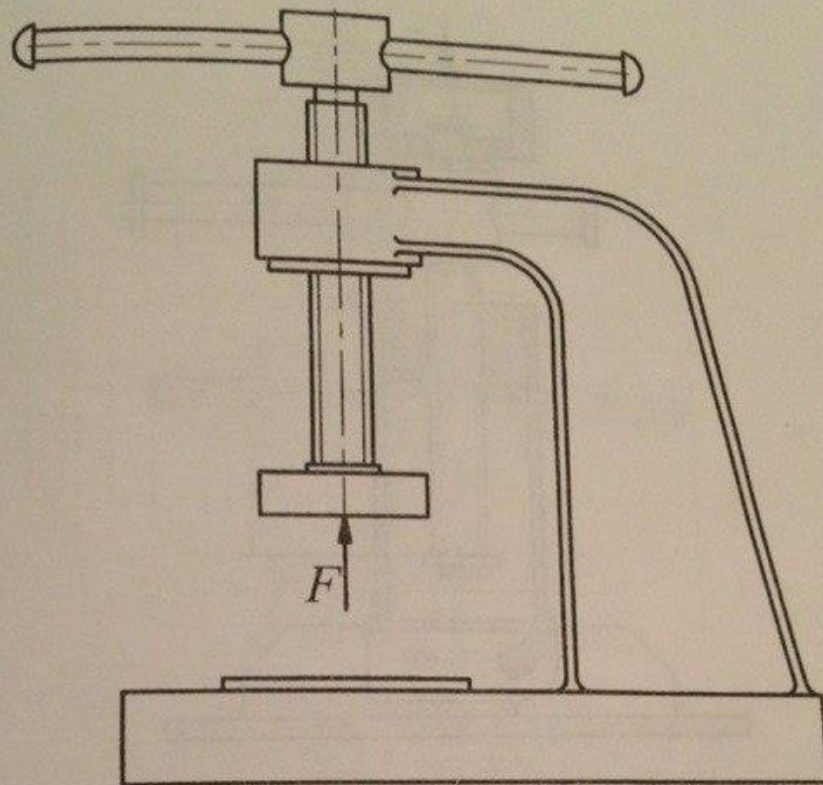
ГОСТ	Содержание стандарта
380-88	Сталь углеродистая обыкновенного качества
493-79	Бронзы безоловянистые литейные
613-79	Бронзы оловянистые литейные
1050-88	Сталь углеродистая качественная конструкционная
1412-85	Отливки из серого чугуна
1476-93	Винты установочные с коническим концом
1478-93	Винты установочные с цилиндрическим концом
1482-84	Винты установочные с квадратной головкой и цилиндрическим концом
1585-85	Антифрикционные чугуны
6636-69	Нормальные литейные размеры
6874-89	Подшипники шариковые упорные однорядные
24705-81	Резьба метрическая
9484-81	Резьба трапецидальная одноходовая
10177-82	Резьба упорная
2.104-2006	ЕСКД. Основные надписи
2.105-95	ЕСКД. Общие требования к текстовым документам
2.108-68	ЕСКД. Спецификация

Таблица П5

Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69

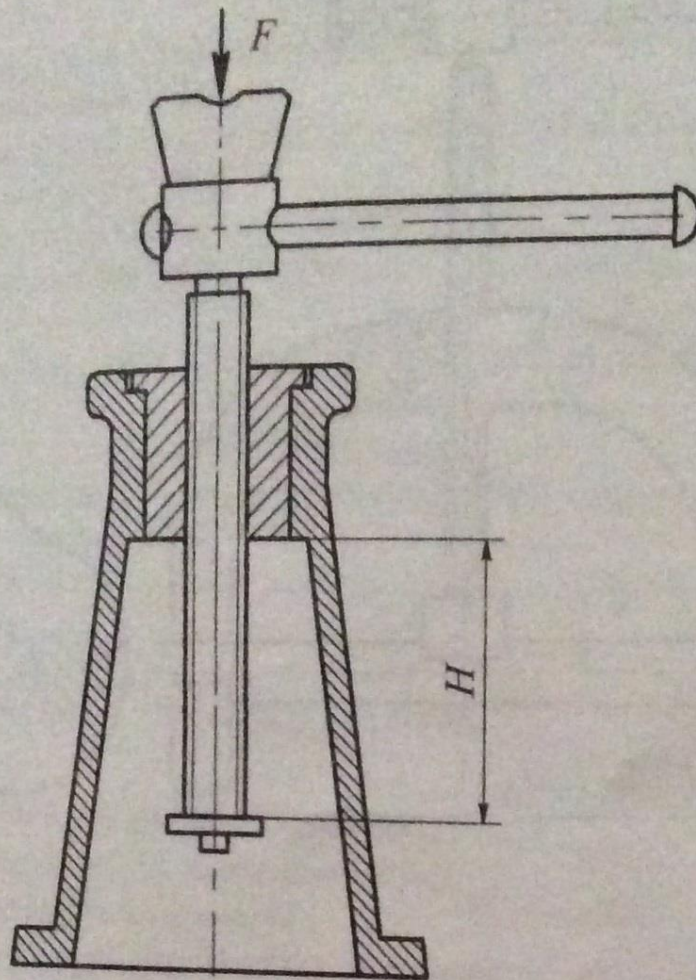
Ряды				Доп. раз- меры	Ряды				Доп. раз- меры
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40		Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
10	10	10	10	10,2	63	63	56	56	52
			10,5	10,8			60	60	55
12	12	12	11	11,2	100	100	63	63	58
			11,5	11,8			67	67	62
			12	12,5			71	71	65
			13	13,5			75	75	70
16	16	16	14	14,5;	160	160	80	80	73
			15	15,5			85	85	78
			16	16,5			90	90	82
			17	17,5			95	95	88
			18	18,5			100	100	92
			19	19,5			105	105	98
25	25	25	20	20,5	200	200	110	110	102
			21	21,5			115	115	108
			22	23			120	120	112
			24	27			125	125	115
			25	29			130	130	118
			26	31			135	135	125
40	40	40	28	31	250	250	140	140	135
			30	33			145	145	140
			32	35			150	150	145
			34	37			155	155	150
			36	39			160	160	155
			38	41			170	170	165
50	50	50	40	44	315	315	180	180	175
			42	46			185	185	180
			45	49			190	190	185
			48	53			200	200	195
50	50	50	48	53	400	400	200	200	205
			50	53			210	210	215
			53	53			220	220	230
50	50	50	50	49	500	500	220	220	230
			53	53			240	240	240

ЗАДАНИЕ № 10



Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшая сила прессования F , кН	30	17	39	23	34
Наибольшее осевое перемещение винта, мм	200	300	400	350	450
Тип резьбы	трапец.	метрич.	упорная	трапец.	прямоугольная
Материал и термообработка винта	Сталь Ст6 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 закалённая	Сталь 40X улучшенная	Сталь 40X закалённая
Материал гайки	БрОЦС	СЧ 15	ЛАЖМЦ	СЧ28	Бр А9ЖЗЛ

ЗАДАНИЕ № 14



Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Грузоподъемность F , кН	50	35	20	80	28
Высота подъема H , мм	400	450	300	350	500
Тип резьбы	упорная	трапец.	метрич.	прямоугольная	упорная
Материал гайки	СЧ 15	СЧ 18	Бр А9ЖЗЛ	СЧ 28	ЛАЖМЦ
Конструкция чашки домкрата	на упорном шарикоподшипнике	со сплошной пятой	с кольцевой пятой	на упорном шарикоподшипнике	со сплошной пятой