

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ**

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



Ю.И. Молодова, Д.В. Шляховецкий

ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

Учебно-методическое пособие



**Санкт-Петербург
2013**

УДК 621/81

Молодова Ю.И., Шляховецкий Д.В. Передача винт–гайка: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 41 с.

Рассмотрены вопросы, связанные с изучением дисциплин «Детали машин», «Механика», «Основы расчета технологического оборудования предприятий отрасли», «Детали машин и основы конструирования». Приведены пример расчета передачи винт–гайка консольного пресса и рабочие чертежи.

Предназначено в помощь к практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов всех специальностей всех форм обучения.

Рецензент: проф. А.А. Малышев

Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Института холода и биотехнологий



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2013

© Молодова Ю.И., Шляховецкий Д.В., 2013

1. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕДАЧ ВИНТ–ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ПРИМЕНЯЕМОЙ В НИХ РЕЗЬБЫ

Передачи винт–гайка скольжения достаточно широко применяются в различных отраслях техники при необходимости преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. Одновременно эти передачи обеспечивают скоростные и силовые преобразования в широком диапазоне.

Достоинствами передач винт–гайка являются компактность, возможность обеспечения степени редукции, технологичность и относительная простота конструкций. Во многих случаях решающим достоинством этих передач является самоторможение, обеспечивающее отсутствие относительного движения винта и гайки под действием осевых сил.

Основной недостаток данных передач – низкий коэффициент полезного действия, обусловленный трением скольжения в резьбе.

В машиностроении применяются передачи винт–гайка качения, которые обеспечивают высокий КПД, но существенно сложнее по конструкции и изготовлению по сравнению с передачами скольжения. В настоящей работе они не рассматриваются.

При вращательном движении ведущего элемента в передаче таким элементом может быть как винт, так и гайка. Иногда винт совершает одновременно вращательное и поступательное движения относительно неподвижной гайки. В некоторых конструкциях ведущий элемент (винт или гайка) совершает поступательное движение, заставляя ведомый элемент вращаться. В этих случаях условием работоспособности передачи является отсутствие в ней самоторможения. Для этого применяют многозаходную резьбу с большими углами подъема Ψ , превышающими приведенный угол трения в резьбе ρ' .

Для повышения износостойкости и увеличения КПД передач винт–гайка скольжения винт и гайку изготавливают из антифрикционных пар материалов и используют, как правило, резьбу с малыми углами профиля α , поскольку приведенный коэффициент трения в резьбе

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения для материалов винта и гайки.

Исходя из формулы (1) наименьшее значение f' соответствует прямоугольной резьбе ($\alpha = 0$). Однако прямоугольная резьба нетехнологична, особенно при высоких требованиях к точности изготовления, а также имеет наименьшую прочность витков при одинаковых диаметрах и шагах по сравнению с резьбой других типов. Поэтому прямоугольная резьба не рекомендуется к применению, ее параметры не стандартизованы.

При переменных по направлению осевых нагрузках наиболее широко в передачах винт–гайка применяют трапецеидальную резьбу (ГОСТ 9484–81). Профили этой резьбы показаны на рис. 1.

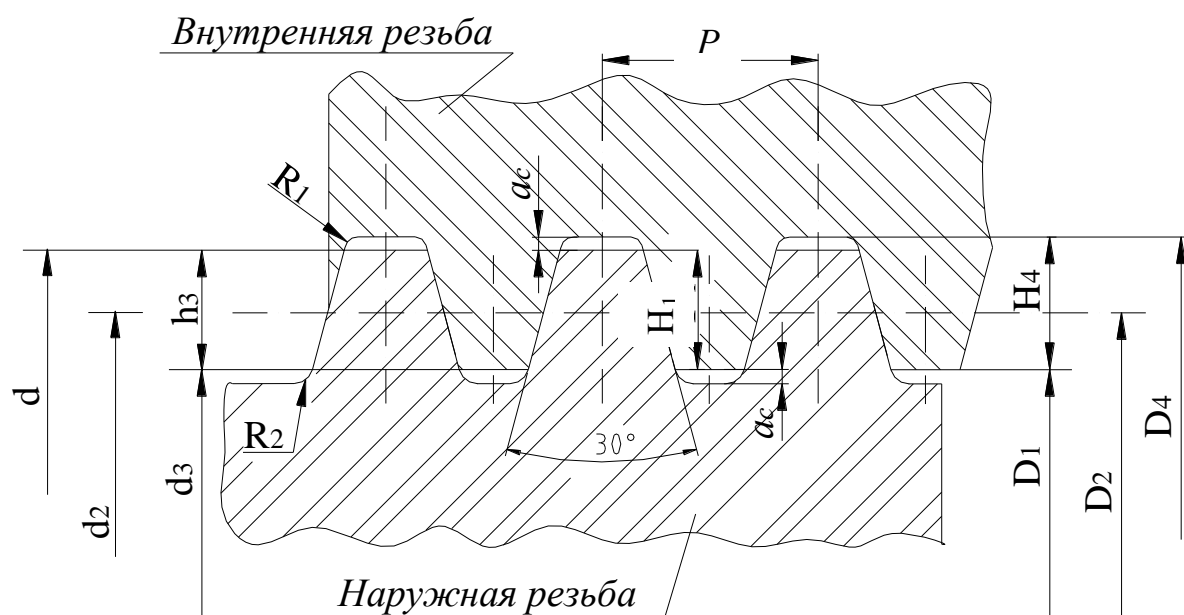


Рис. 1. Номинальные профили наружной и внутренней трапецеидальной резьбы:

d – наружный диаметр наружной резьбы (винта); d_2 – средний диаметр наружной резьбы; d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы; h_3 – высота профиля наружной резьбы; R_1 – радиус скруглений по вершине наружной резьбы; R_2 – радиус скруглений по впадине наружной и внутренней резьбы; a_c – зазор по вершине резьбы; H_1 – рабочая высота профиля резьбы; P – шаг; D_1 – внутренний диаметр внутренней резьбы; D_2 – средний диаметр внутренней резьбы; D_4 – наружный диаметр внутренней резьбы; H_4 – высота профиля внутренней резьбы

Ряд размеров номинального профиля резьбы определяется величиной шага:

$$\begin{aligned}H_1 &= 0,5P; a_c = 0,15 \text{ мм при } P = 1,5 \text{ мм}; \\a_c &= 0,25 \text{ мм при } 2 \text{ мм} \leq P \leq 5 \text{ мм}; \\a_c &= 0,5 \text{ мм при } 6 \text{ мм} \leq P \leq 12 \text{ мм}; \\a_c &= 1 \text{ мм при } P \geq 14 \text{ мм}; \\D_2 = d_2; h_3 = H_4 &= 0,5 P + a_c; R_{1\max} = a_c.\end{aligned}$$

Вместо скругления по вершине наружной резьбы допускается выполнять фаски размером не более $0,5a_c$.

При изготовлении резьбы накаткой профиль впадины резьбы выполняется закругленным, а внутренний диаметр нагруженной резьбы уменьшается на $0,15 P$.

Номинальные диаметры однозаходной трапецеидальной резьбы и соответствующие им шаги установлены ГОСТ 24738–81, а остальные диаметры – ГОСТ 24737–81. Стандарты охватывают резьбу с $8 \text{ мм} \leq d \leq 640 \text{ мм}$ и $1,5 \text{ мм} \leq P \leq 48 \text{ мм}$. В табл. 1 приведены размеры стандартной трапецеидальной резьбы до $d = 50 \text{ мм}$. При выборе диаметров резьбы следует предпочитать первый ряд второму и шаги, выделенные цветом. Шаги, обозначенные звездочкой, не следует применять при разработке новых конструкций.

Резьба, номинальные диаметры которой обозначены звездочками, может выполняться многозаходной по ГОСТ 24739–81 с числом заходов $n = 2; 4; 6; 8; 3$. Однако для резьбы некоторых диаметров и шагов числа заходов 6 и 8 исключены. Поэтому при проектировании передач с такой резьбой необходимо воспользоваться указанным стандартом. Профили многозаходной и однозаходной трапецеидальной резьбы совпадают. Ход резьбы вычисляется по формуле

$$P_h = Pn. \quad (2)$$

Допуски диаметров резьбы, обозначенные цифрами, устанавливаются по степени точности, а основные отклонения – соответствующими буквами. Поля допусков наружной и внутренней резьбы, установленные в классах точности «точный», «средний» и «грубый» в зависимости от группы длины свинчивания, приведены в табл. 2.

Таблица 1

**Номинальные диаметры и шаги однозаходной
трапецеидальной резьбы, мм**

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы				
			наружный		средний	внутренний	
Ряд 1	Ряд 2		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
10*		1,5	10,000	10,300	9,250	8,200	8,500
		2	10,000	10,500	9,000	7,500	8,000
	11	2	11,000	11,500	10,000	8,500	9,000
		3	11,000	11,500	9,500	7,500	8,000
12*		2	12,000	12,500	11,000	9,500	10,000
		3	12,000	12,500	10,500	8,500	9,000
	14	2	14,000	14,500	13,000	11,500	12,000
		3	14,000	14,500	12,500	10,500	11,000
16*		2	16,000	16,500	15,000	13,500	14,000
		4	16,000	16,500	14,000	11,500	12,000
	18	2	18,000	18,500	17,000	15,500	16,000
		4	18,000	18,500	16,000	13,500	14,000
20*		2	20,000	20,500	19,000	17,500	18,000
		4	20,000	20,500	18,000	15,500	16,000
	22	2*	22,000	22,500	21,000	19,500	20,000
		3	22,000	22,500	20,500	18,500	19,000
		5	22,000	22,500	19,500	16,500	17,000
		8	22,000	23,000	18,000	13,000	14,000
24*		2*	24,000	24,500	23,000	21,500	22,000
		3	24,000	24,500	22,500	20,500	21,000
		5	24,000	24,500	21,500	18,500	19,000
		8	24,000	25,000	20,000	15,000	16,000
	26	2*	26,000	26,500	25,000	23,500	24,000
		3	26,000	26,500	24,500	22,500	23,000
		5	26,000	26,500	23,500	20,500	21,000
		8	26,000	27,000	22,000	17,000	18,000
28	28*	2*	28,000	28,500	27,000	25,500	26,000
		3	28,000	28,500	26,500	24,500	25,000
		5	28,000	28,500	25,500	22,500	23,000
		8	28,000	29,000	24,000	19,000	20,000
	30	3	30,000	30,500	28,500	26,500	27,000
		6	30,000	31,000	27,500	23,000	24,000
		10	30,000	31,000	25,000	19,000	20,000

Окончание табл. 1

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы				
			наружный		средний	внутренний	
Ряд 1	Ряд 2		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
32*		3	32,000	32,500	30,500	28,500	29,000
		6	32,000	33,000	29,000	25,000	26,000
		10	32,000	33,000	27,000	21,000	22,000
	34	3	34,000	34,500	32,500	30,500	31,000
		6	34,000	35,000	31,000	27,000	28,000
		10	34,000	35,000	29,000	21,000	24,000
36	36*	3	36,000	36,500	34,500	32,500	33,000
		6	36,000	37,000	33,000	29,000	30,000
		10	36,000	27,000	31,000	25,000	26,000
	38	3	38,000	38,500	36,500	34,500	35,000
		6*	38,000	39,000	35,000	31,000	32,000
		7	38,000	39,000	34,500	30,000	31,000
		10	38,000	39,000	33,000	27,000	28,000
40*		3	40,000	40,500	38,500	36,500	37,000
		6*	40,000	40,000	37,000	33,000	34,000
		7	40,000	41,000	36,500	32,000	33,000
		10	40,000	41,000	35,000	29,000	30,000
	42	3	42,000	42,500	40,500	38,500	39,000
		6*	42,000	43,000	39,000	35,000	36,000
		7	42,000	43,000	38,500	34,000	35,000
		10	42,000	43,000	37,000	31,000	32,000
44*		3	44,000	44,500	42,500	40,500	41,000
		7	44,000	45,000	40,500	36,000	37,000
		8*	44,000	45,000	40,000	35,000	36,000
		12	44,000	45,000	38,000	31,000	32,000
	46	3	46,000	46,500	44,500	42,500	43,000
		8	46,000	47,000	42,000	37,000	38,000
		12	46,000	47,000	40,000	33,000	34,000
48*		3	48,000	48,500	46,500	44,500	45,000
		8	48,000	49,000	44,000	39,000	40,000
		12	48,000	49,000	42,000	35,000	36,500
	50*	3	50,000	50,500	48,500	46,500	47,000
		8	50,000	51,000	46,000	41,000	42,000
		12	50,000	51,000	44,000	37,000	38,000

Поля допусков трапецеидальной резьбы

Группа длины свинчивания	Класс точности	Однозаходная резьба (ГОСТ 9562–81)		Многозаходная резьба (ГОСТ 24739–81)	
		наружная	внутренняя	наружная	внутренняя
<i>N</i> (нормальная)	Точный	6 <i>g</i> ; 6 <i>e</i>	6 <i>H</i>	7 <i>e</i> ; 7 <i>g</i>	7 <i>H</i>
	Средний	7 <i>g</i> ; 7 <i>e</i>	7 <i>H</i>	8 <i>c</i> ; 8 <i>e</i>	8 <i>H</i>
	Грубый	8 <i>e</i> ; 8 <i>c</i>	8 <i>H</i>	9 <i>c</i>	9 <i>H</i>
<i>L</i> (длинная)	Точный	7 <i>e</i>	7 <i>H</i>	9 <i>e</i>	8 <i>H</i>
	Средний	8 <i>e</i>	8 <i>H</i>	9 <i>c</i>	9 <i>H</i>
	Грубый	9 <i>c</i>	9 <i>H</i>	10 <i>c</i>	9 <i>H</i>

Указанные поля допусков относятся к среднему диаметру резьбы. Нормальная длина свинчивания *N* предполагает высоту гайки до $(8 \div 9) P$ по ГОСТ 9562–81, длинная *L* – бóльшую высоту.

При повышенных требованиях к точности для длины свинчивания *L* допускается применять поля допусков, установленные для длины свинчивания *N*.

Обозначение размера однозаходной резьбы состоит из букв *Tr*, номинального диаметра резьбы и шага. Для многозаходной резьбы после номинального диаметра указывается ход, а в скобках буквой *P* с числовым значением – шаг. Для левой резьбы добавляют буквы *LH*. Далее через тире обозначается поле допуска среднего диаметра резьбы, назначаемое по табл. 2. Длина свинчивания *N* в условном обозначении не указывается. Длина свинчивания *L* (в миллиметрах) при необходимости указывается за обозначением поля допуска через тире.

Например, *Tr40*×6–7*e*–80 означает однозаходную наружную трапецеидальную резьбу с номинальным диаметром 40 мм, шагом 6 мм, полем допуска 7*e* и длиной свинчивания 80 мм. Левая резьба тех же размеров и той же точности обозначается *Tr40*×6*LH*–7*e*–80.

Трехзаходная правая наружная резьба того же диаметра и шага имеет обозначение *Tr40*×18(*P6*)–8*e*–80.

Посадка в резьбовом соединении обозначается после обозначения размера резьбы в виде дроби, в числителе которой указывается

поле допуска внутренней резьбы, а в знаменателе – наружной. Например,

$$Tr40 \times 6 - \frac{7H}{7e}.$$

В случаях, когда передача винт–гайка работает в условиях однонаправленных нагрузок (например, в домкратах, прессах и т. д.), применяют упорную резьбу, профиль и основные размеры которой установлены ГОСТ 10177–82. Благодаря малому углу наклона рабочих поверхностей витков, эта резьба обеспечивает повышенный КПД даже по сравнению с трапецидальной резьбой, сохраняя все ее достоинства. Номинальные профили наружной и внутренней упорной резьбы и обозначения размеров их элементов показаны на рис. 2.

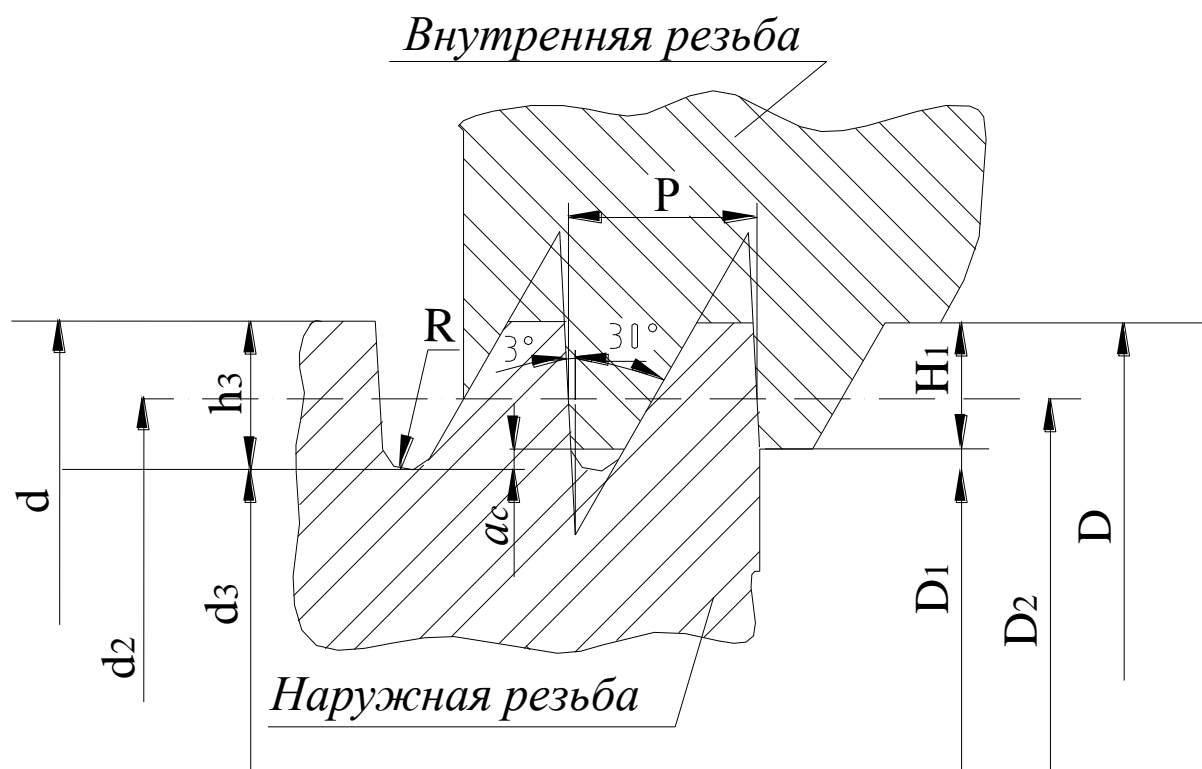


Рис. 2. Номинальные профили наружной и внутренней упорной резьбы

Буквенные обозначения размеров те же, что и для трапецидальной резьбы, за исключением R – радиуса закругления по впадине наружной резьбы и D – наружного диаметра внутренней резьбы.

Соотношения между размерами элементов упорной резьбы и ее шагом по ГОСТ 10177–82 следующие:

$$H_1 = 0,75P; \quad a_c = 0,117767P; \quad h_3 = H_1 + a_c; \quad R = 0,124271P.$$

Стандартом предусмотрены все размеры упорной резьбы с номинальными диаметрами $10 \text{ мм} \leq d \leq 640 \text{ мм}$. В табл. 3 приведена выдержка из ГОСТ 10117–82 до $d = 50 \text{ мм}$.

При выборе диаметров и шагов нужно руководствоваться теми же рекомендациями, что и для трапецеидальной резьбы.

Таблица 3

Номинальные диаметры и шаги упорной резьбы, мм

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы			
			$D = d$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
Ряд 1	Ряд 2					
10		2	10,000	8,500	6,529	7,000
12		2	12,000	10,500	8,529	9,000
		3	12,000	9,750	6,793	7,500
	14	2	14,000	12,500	10,529	11,000
		3	14,000	11,750	8,793	9,500
16		2	16,000	14,500	12,529	13,000
		4	16,000	13,000	9,058	10,000
	18	2	18,000	16,500	14,529	15,000
		4	18,000	15,000	11,058	12,000
20		2	20,000	18,500	16,529	17,000
		4	20,000	17,000	13,058	14,000
	22	2*	22,000	20,500	18,529	19,000
		3	22,000	19,750	16,763	17,500
		5	22,000	18,250	13,322	14,500
		8	22,000	16,000	8,116	10,000
24		2*	24,000	22,500	20,529	21,000
		3	24,000	21,750	18,793	19,500
		5	24,000	20,250	15,322	16,500
		8	24,000	18,000	10,116	12,000
	26	2*	26,000	24,500	22,529	23,000
		3	26,000	23,750	20,793	21,500
		5	26,000	22,250	17,322	18,500
		8	26,000	20,000	12,116	14,000

Продолжение табл. 3

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы			
			$D = d$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
Ряд 1	Ряд 2					
28		2*	28,000	26,500	24,529	25,000
		3	28,000	25,750	22,793	23,500
		5	28,000	24,250	19,322	20,500
		8	28,000	22,000	14,116	16,000
	30	3	30,000	27,750	24,793	25,500
		6	30,000	25,500	19,587	21,000
		10	30,000	22,500	12,645	15,000
32		3	32,000	29,750	26,793	27,500
		6	32,000	27,500	21,587	23,000
		10	32,000	24,500	14,645	17,000
	34	3	34,000	31,750	28,793	29,500
		6	34,000	29,500	23,587	25,000
		10	34,000	26,500	16,645	19,000
36		3	36,000	33,750	30,793	31,500
		6	36,000	34,500	25,587	27,000
		10	36,000	28,500	18,645	21,000
	38	3	38,000	35,500	32,793	33,500
		6*	38,000	33,500	27,587	29,000
		7	38,000	32,750	25,851	27,500
		10	38,000	30,500	20,645	23,000
40		3	40,000	37,750	34,793	35,500
		6*	40,000	35,500	29,587	31,000
		7	40,000	34,750	27,851	29,500
		10	40,000	32,500	22,645	25,000
	42	3	42,000	39,750	36,793	37,500
		6*	42,000	37,500	31,587	33,000
		7	42,000	36,750	29,851	31,500
		10	42,000	34,500	24,645	27,000
44		3	44,000	41,750	38,793	39,500
		7	44,000	38,750	31,851	33,500
		8*	44,000	38,000	30,116	32,000
		12	44,000	35,000	23,174	26,000
	46	3	46,000	43,750	40,793	41,500
		8	46,000	40,000	32,116	34,000
		12	46,000	37,000	25,174	28,000

Номинальный диаметр резьбы d		Шаг P	Диаметр резьбы			
			$D = d$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
Ряд 1	Ряд 2					
48		3	48,000	45,750	42,793	43,500
		8	48,000	42,000	34,116	36,000
		12	48,000	39,000	27,174	30,000
	50	3	50,000	47,750	44,793	45,500
		8	50,000	44,000	36,116	38,000
		12	50,000	41,000	29,174	32,000

Для наружной и внутренней упорной резьбы установлены два класса точности – средний и грубый. Длина свинчивания так же, как и для трапецидальной резьбы, подразделяется на две группы – нормальную N и длинную L . Допуски параметров устанавливаются по степеням точности, обозначаемым цифрами, а основные отклонения – соответствующими буквами. Поля допусков наружной и внутренней упорной резьбы, отнесенные к среднему диаметру, в соответствии с ГОСТ 25096–82 приведены в табл. 4.

Таблица 4

Поля допусков упорной резьбы

Класс точности	Наружная резьба		Внутренняя резьба	
	Группа длины свинчивания			
	N	L	N	L
Средний	$7 h$	$8 h$	$7 AZ$	$8 AZ$
Грубый	$8 h$	$9 h$	$8 AZ$	$9 AZ$

При повышенных требованиях к точности для группы L допускается применять поля допусков, установленные для группы N .

Условное обозначение упорной резьбы на чертеже включает букву S , после которой приводятся те же сведения, что и для трапецидальной резьбы (поля допусков назначаются по табл. 4).

Например, $S28 \times 5 - 7h$ означает правую внутреннюю упорную резьбу с номинальным диаметром 28 мм, шагом 5 мм, 7-й степени точности с основным отклонением h среднего класса точности группы N ;

$S28 \times 9(P3)LH - \frac{8AZ}{8h} - 45$ означает резьбовое соединение с трехзаходной левой упорной резьбой, имеющей номинальный диаметр 28 мм, шаг 3 мм, поле допуска внутренней резьбы 8 AZ, поле допуска наружной резьбы 8h и длину свинчивания 45 мм.

2. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ ВИНТ–ГАЙКА И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Материалы винта и гайки должны составлять антифрикционную пару, т. е. иметь малый коэффициент трения друг по другу, хорошо прирабатываться и не иметь склонности к заеданию. Выбор марок материалов зависит от назначения, срока службы и условий эксплуатации передачи.

Винты передач винт–гайка выполняются из сталей. В малоответственных передачах для изготовления винтов можно использовать углеродистые стали обыкновенного качества Ст 3, Ст 4, Ст 5, Ст 6 (ГОСТ 380–71). Чаще для изготовления винтов применяют качественные конструкционные углеродистые стали таких марок, как 40, 45, 50 (ГОСТ 1050–88).

В ответственных передачах винты изготавливают из легированных конструкционных сталей (ГОСТ 4543–71) марок 40Х, 35ХГСА и др. При необходимости проводят дополнительную термическую и термохимическую обработку. В специальных случаях для изготовления винтов могут применяться инструментальные углеродистые стали и автоматные конструкционные стали.

Основные механические свойства ряда сталей, применяемых для изготовления винтов, приведены в табл. 5.

Гайки изготавливаются из серых и антифрикционных чугунов, бронз, а также полимерных материалов. Серый чугун – ГОСТ 1412–79, антифрикционный чугун – ГОСТ 1585–79. Для уменьшения расхода дорогостоящей бронзы гайки делают биметаллическими (стальной или чугунный корпус заливают центробежным способом бронзой).

В табл. 6 и 7 приведены марки и основные механические свойства ряда чугунов и бронз, применяемых для изготовления гаек передач винт–гайка.

Таблица 5

**Основные механические свойства некоторых сталей,
применяемых для изготовления винтов**
[модуль упругости $E = (19,5 + 20,6) 10^4 \text{ Н/мм}^2$]

Марка стали	Предел прочности	Предел текучести	Термо-обработка	Температура отпуска, °С
<i>Углеродистые стали обыкновенного качества</i>				
Ст 3	363–461	226	–	–
Ст 4	402–510	245	–	–
Ст 5	490–628	275	–	–
<i>Качественные конструкционные углеродистые стали</i>				
40	569	334	Нормализация	–
	630–720	440–500	Закалка и отпуск	500
	570–640	390–430	То же	600
45	598	353	Нормализация	–
	730–840	520–590	Закалка и отпуск	400
	680–770	470–520	То же	500
	610–380	410–440	-"-	600
50	628	373	Нормализация	–
	780–900	560–620	Закалка и отпуск	400
	720–820	500–550	То же	500
	640–720	430–460	-"-	600
<i>Легированные конструкционные стали</i>				
35X	950	750	Закалка и отпуск	500
	760	560	То же	600
40X	1160	1000	Закалка и отпуск	400
	980	770	То же	500
	780	580	-"-	500

Допускаемые напряжения при растяжении (сжатии) для винтов передач винт–гайка принимают из условия

$$[\sigma]_{p(cж)} = \frac{\sigma_T}{s}, \quad (3)$$

где s – коэффициент запаса прочности; $s = 3 \div 5$.

Выбор допускаемых напряжений для материала гайки производится, как правило, табличным методом.

Таблица 6

**Основные механические свойства некоторых серых чугунов,
применяемых для изготовления гаек**

Марка чугуна	Предел прочности при растяжении	Предел прочности при испытании на изгиб	Характеристика
СЧ15	≥ 147	≥ 314	Малоответственное литье с толщиной стенки $\delta_{ст} = 8 \div 15$ мм; невысокие требования к износостойкости
СЧ20	≥ 196	≥ 392	Ответственное литье с $\delta_{ст} = 10 \div 30$ мм; детали, требующие значительной прочности

Таблица 7

Бронзы, используемые для изготовления гаек

Оловянные бронзы		Безоловянные бронзы	
Марка бронзы	Предел прочности	Марка бронзы	Предел прочности
Бр04Ц7С5	176	БрА9Мц2Л	392
Бр010Ф1	245	БрА9ЖЗЛ	490
Бр06Ц6С3	176	БрА10ЖЗМц2	490
Бр010С10	196		

Некоторые обобщенные рекомендации по выбору допускаемых напряжений для ряда наиболее часто используемых материалов приведены в табл. 8.

Механические свойства антифрикционных чугунов (ГОСТ 1585–79) не регламентируют, а оговаривают в документации на поставку. При использовании антифрикционных чугунов или марок чугунов и бронз, не указанных в табл. 8, можно ориентировочно принимать допускаемые напряжения по значениям, приведенным соответственно для чугунов или бронз в третьей либо пятой колонках.

**Допускаемые напряжения для материалов гаек
передач винт–гайка, Н/мм²**

Допускаемые напряжения	Материал гайки			
	СЧ15, СЧ18, СЧ20	Антифрик- ционный чугун	Бр04Ц7С5 Бр010Ф1 Бр06Ц6С3 Бр010С10	БрА9Мц2Л БрА9ЖЗЛ БрА10ЖЗМц2
$[\sigma]_p$	$\sim 0,25\sigma_B$	30–40	$\sim 0,8[\sigma]_и$	45–50
$[\sigma]_и$	$\sim 0,2\sigma_{ви}$	45–50	$\sim 0,25\sigma_B$	80–100
$[\sigma]_{см}$	$\sim 0,4\sigma_B$	60–80	$\sim 1,6[\sigma]_и$	70–80
$[\sigma]_{ср}$	$\sim 0,2\sigma_B$	30–40	–	25–35

Если детали передачи винт–гайка работают при существенных переменных нагрузках, то выбор допускаемых напряжений должен производиться с учетом пределов выносливости.

Допускаемые давления $[q]$ на опорных поверхностях резьбы ходовых и грузовых винтов при расчете на износостойкость принимаются по экспериментальным данным (табл. 9). При малых скоростях (механизмы с ручным приводом) и больших перерывах в работе допускается превышение фактических значений q над принятыми по таблице на 30–40 %.

Таблица 9

Допускаемые давления $[q]$ на опорных поверхностях резьбы

Материал поверхности резьбы	Материал гайки	Давление $[q]$, Н/мм ²
Незакаленная сталь	Серый чугун	5,0
Незакаленная сталь	Антифрикционный чугун	6–7
Незакаленная сталь	Бронза	8–10
Закаленная сталь	Антифрикционный чугун	7–9
Закаленная сталь	Бронза	12–13

Смазка резьбовой пары зависит от назначения и условий работы передачи. Для механизмов с ручным приводом часто используется консистентная смазка типа ЦИАТИМ.

Считая режим трения в резьбе передач винт–гайка граничным или полужидкостным, можно принимать значение коэффициента трения в резьбе по данным табл. 10.

Таблица 10

Значения коэффициента трения в резьбе передач винт–гайка

Материал винта и гайки	f
Сталь – серый чугун	0,12–0,15
Сталь – антифрикционный чугун	0,10–0,12
Сталь – бронза	0,08–0,10
Сталь – сталь	0,15–0,18

При расчете винта на устойчивость выбор формулы определяется соотношением между гибкостью винта λ и предельной гибкостью для материала винта λ_1 . Значения гибкости λ_1 и эмпирических коэффициентов a и b в формуле Ф.С. Ясинского для стали различных марок приведены в табл. 11.

Таблица 11

Значения λ_1 и коэффициентов a и b в формуле Ф.С. Ясинского

Марка стали	λ_1	$a, \text{Н/мм}^2$	$b, \text{Н/мм}^2$
Ст 3	100	310	1,14
Ст 4	96	328	1,11
Ст 5 и 30	92	343	1,39
45	85	450	1,67
50	82	470	1,87

Значения λ_1 , a и b для стали 45 можно приближенно применить и для сталей А45, А50, 40Х, 40ХГ.

Справочный материал для расчета передач винт–гайка приведен в табл. 12–15.

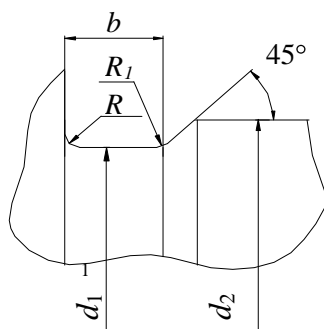
Таблица 12

Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69

Ряд размеров, мм							
6,3	6,7	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5
10	10,5	11	11,5	12	13	14	15
16	17	18	19	20	21	22	24
25	26	28	30	32	34	36	38
40	42	45	48	50	53	56	60
63	67	71	75	80	85	90	95
100	105	110	120	125	130	140	150

Таблица 13

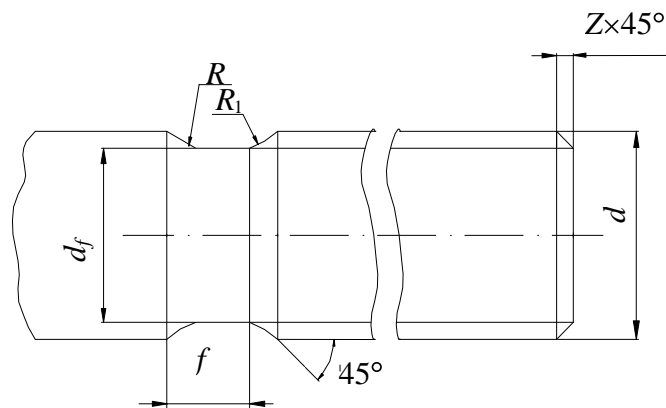
**Размеры канавок для выхода шлифовального круга
(ГОСТ 8820–69)**



d	b	R	R_1	d_1
Св. 10 до 50	3	1,0	0,5	$d - 0,5$
Св. 50 до 100	5	1,6	0,5	$d - 1,0$

Таблица 14

**Размеры проточек и фасок для наружной трапецеидальной
одноходовой резьбы (ГОСТ 10549–80)**



Шаг резьбы	Проточка				Фаска Z
	<i>f</i>	<i>R</i>	<i>R</i> ₁	<i>d</i> _{<i>f</i>}	
2	3	1,0	0,5	<i>d</i> – 3,0	1,6
3	5	1,6	0,5	<i>d</i> – 4,2	2,0
4	6	1,6	1,0	<i>d</i> – 5,2	2,5
5	8	2,0	1,0	<i>d</i> – 7,0	3,0
6	10	3,0	1,0	<i>d</i> – 8,0	3,5
8	12	3,0	1,0	<i>d</i> – 10,2	4,5
10	16	3,0	1,0	<i>d</i> – 12,5	5,5
12	18	3,0	1,0	<i>d</i> – 14,5	6,5

Таблица 15

**Некоторые формы центровых отверстий и их размеры
(ГОСТ 14034–74)**

Эскиз	Форма	Область применения
	А	1. В изделиях, после обработки которых необходимость в центровых отверстиях отпадает 2. В изделиях, которые подвергаются термообработке до твердости, гарантирующей сохранность центровых отверстий в процессе эксплуатации

Эскиз			Форма	Область применения		
			В	В изделиях, в которых центровые отверстия являются базой для повторного или многократного использования, а также в случаях, когда центровые отверстия сохраняются в готовых изделиях		
D	d	d_1^*	d_2^*	l	l_1	l_2
20	3,15	6,7	10,0	$\geq 3,9$	3,07	4,03
30	4	8,5	12,5	$\geq 5,0$	3,9	5,06
40	5	10,6	16,0	$\geq 6,3$	4,85	6,41
60	6,3	13,2	18,0	$\geq 8,0$	5,98	7,36
80	8	17,0	22,4	$\geq 10,1$	7,79	9,35

* Размеры для справок.

3. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ–ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Критериями работоспособности передач винт–гайка скольжения являются:

- 1) прочность всех элементов винта и гайки;
- 2) устойчивость винта при продольном изгибе в случаях его нагружения сжимающими силами;
- 3) износостойкость резьбы.

Цель расчета – определение таких параметров передачи, которые обеспечивали бы удовлетворение указанных критериев при минимальных размерах.

Исходные данные для расчета передач с ручным приводом: наибольшая осевая нагрузка Q и ее направление; величина наибольшего осевого перемещения L винта относительно гайки.

В случае машинного привода может быть задана скорость осевого перемещения винта относительно гайки v при частоте вращения ведущего элемента передачи ω_v . Кроме того, могут быть заданы до-

полнительные требования к передаче: необходимость выполнения условия самоторможения или требование, чтобы условие самоторможения не выполнялось (для передач, в которых ведущий элемент перемещается поступательно, а ведомый вращается).

Анализ условий передач винт–гайка скольжения показал, что для винтов, подвергающихся действию растягивающих нагрузок, а также для сжимаемых винтов с приведенной длиной до 500 мм при нагрузках, превышающих 20–25 кН, решающим критерием работоспособности является износостойкость резьбы.

Поскольку интенсивность изнашивания зависит от давления q , то его величина не должна превышать допустимого значения, т. е.

$$q = \frac{Q_n}{A_n} \leq [q], \quad (4)$$

где Q_n – нормальное усилие в резьбе; A_n – площадь соприкосновения резьбы винта и гайки.

Пренебрегая углом подъема резьбы, приняв, что нагрузка по виткам распределяется равномерно, получим

$$\frac{Q_n}{A_n} = \frac{Q}{zA}, \quad (5)$$

где Q – осевая сила винта, Н; A – площадь проекции рабочей поверхности одного витка на плоскость, перпендикулярную оси винта; z – число витков резьбы гайки.

При этом допущении условие износостойкости резьбы можно записать в виде

$$q = \frac{Q}{z\pi d_2 H_1} \leq [q], \quad (6)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; H_1 – рабочая высота профиля; $[q]$ – допустимое давление в винтовой паре, МПа (см. табл. 9).

В формуле (6) три неизвестные величины, что не позволяет получить однозначное решение. Поэтому зададимся двумя дополнительными соотношениями: относительной глубиной резьбы $\Psi_h = H_1/P$ в зависимости от ее профиля (для трапецеидальной резьбы $\Psi_h = 0,5$;

для упорной – $\Psi_h = 0,75$) и относительной высотой гайки $\Psi_H = H_r/d_2$, где H_r – полная высота гайки. Величину Ψ_H рекомендуется принимать в пределах 1,2–2,5 (например, 1,2; 1,6; 2,0; 2,5) и вести параллельный расчет нескольких вариантов в целях выяснения оптимального. Большие значения рекомендуется принимать для домкратов.

Учитывая, что $H_r = Pz$, по формуле (6) найдем средний диаметр резьбы:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \Psi_h \Psi_H [q]}}. \quad (7)$$

При этом расчет передачи целесообразно выполнять в такой последовательности.

После выбора марок материала винта и гайки и определения допускаемых напряжений и допускаемого давления $[q]$ на опорной поверхности резьбы в соответствии с рекомендациями разд. 2 задаются относительной глубиной резьбы Ψ_h и относительной высотой гайки Ψ_H и определяют средний диаметр резьбы.

По таблицам стандартных резьб соответствующего типа выбирают все размеры, соответствующие ближайшему большему значению d_2 . Число рабочих витков резьбы гайки

$$z = \frac{d_2 \Psi_H}{P}. \quad (8)$$

Варианты с $z \ll 10$ и $z > 10$ неприемлемы, поэтому число вариантов для дальнейшего расчета уменьшается.

Далее при сжимающей осевой силе Q винт необходимо проверить на устойчивость при продольном изгибе. Для этого вначале определяют гибкость по внутреннему диаметру резьбы d_3 , пренебрегая влиянием витков резьбы, по формуле

$$\lambda = \frac{4\mu L}{d_3}, \quad (9)$$

где μ – коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления опор. Обычно опоры винтов считают шарнирными и принимают $\mu = 1$.

Гибкость, при которой критическое напряжение, соответствующее границе устойчивости, равно пределу пропорциональности, обозначают λ_1 (величины λ_1 для различных материалов приведены в разд. 2).

Если оказывается, что $\lambda > \lambda_1$, то при расчете на устойчивость используют формулу Эйлера для критической силы:

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2}, \quad (10)$$

где E – модуль упругости материала винта; I – момент инерции поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы,

$$I = \frac{\pi d_3^4}{64}.$$

При $\lambda < \lambda_1$ расчет на устойчивость производят с помощью формулы Ф.С. Ясинского, согласно которой

$$Q_{кр} = \frac{\pi d_3^4}{4} (a - b\lambda^2), \quad (11)$$

где a и b – экспериментальные коэффициенты, имеющие размерность напряжений, которые приведены в разд. 2.

Для выполнения условия устойчивости коэффициент запаса устойчивости s_y должен быть не меньше требуемого $[s_y]$, т. е.

$$s_y = \frac{Q_{кр}}{Q} \geq [s_y]. \quad (12)$$

Для витков рекомендуется принимать $[s_y] = 3 \div 4$.

Для передач с ручным приводом, как правило, число заходов резьбы $n = 1$. В случае машинного привода при заданной частоте вращения (ω_B, c^{-1}) одного элемента и скорости осевого перемещения ($v, мм/с$) другого необходимое число заходов резьбы определяется формулой

$$n = \frac{2\pi v}{\omega P}. \quad (13)$$

Угол подъема резьбы по среднему диаметру

$$\Psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi d^2}, \quad (14)$$

где ход P_h определяется по формуле (2).

Приведенный коэффициент трения в резьбе вычисляется по формуле (1), где f следует принять по рекомендациям, приведенным в разд. 2. Приведенный угол трения в резьбе

$$\rho' = \operatorname{arctg} f'. \quad (15)$$

Условие самоторможения резьбы при необходимости проверяется по соотношению

$$\Psi < \rho'. \quad (16)$$

Момент сил трения и опорных реакций в резьбе

$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\Psi + \rho'). \quad (17)$$

Момент трения M_p на опоре, обусловленный осевой силой, зависит от конструкций опоры.

Для кольцевых опор скольжения с наружным диаметром D_o и внутренним d_o

$$M_{\text{оп}} = \frac{1}{3} Q f \frac{D_o^3 - d_o^3}{D_o^2 - d_o^2}, \quad (18)$$

где f – коэффициент трения на опорной поверхности.

Если на опорной поверхности винта имеет место кромочное трение на диаметре d_o (например, на коническом участке винта съемника, который входит в центровое отверстие вала), то

$$M_{\text{оп}} = \frac{1}{2} Q f d_o. \quad (19)$$

По формуле (19) определяется и момент сил трения в упорном подшипнике (рис. 3), при этом коэффициент трения принимается равным $f = 0,01$.

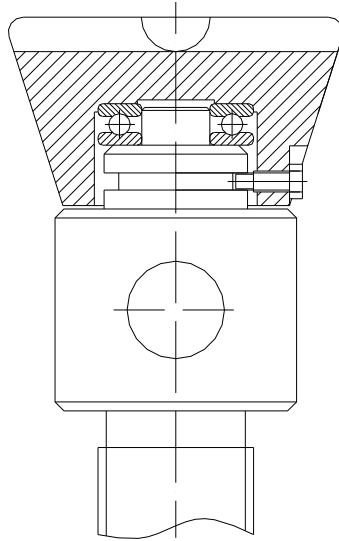


Рис. 3. Чаша домкрата

Момент, действующий в сжатых (или растянутых) сечениях винта, зависит от схемы передачи. Если точка приложения движущегося момента к винту и точка приложения осевой силы разделены гайкой, то винт скручивается в сжатых (или растянутых) сечениях только моментом на опоре. Если же точки приложения осевой силы и вращающегося момента находятся по одну сторону от гайки или гайка вращается при неподвижном винте, то сжатые (или растянутые) сечения винта нагружены только моментом в резьбе.

Прочность винта при совместном действии напряжений растяжения (или сжатия) и кручения проверяется по эквивалентным напряжениям σ_3 в соответствии с условием

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M}{0,2d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma]_{p(cж)}, \quad (20)$$

где M – момент, вызывающий напряжение кручения в рассчитываемом сечении; $[\sigma]_{p(cж)}$ – допустимое напряжение для материала винта при растяжении или сжатии, определяемое по рекомендации разд. 2.

Полная высота гайки

$$H_\Gamma = zP. \quad (21)$$

Витки гайки проверяются на прочность при срезе по условию

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{\pi d z b} \leq [\sigma]_{\text{ср}}, \quad (22)$$

где b – толщина витка резьбы у основания (для трапецеидальной резьбы $b = 0,634P$; для упорной резьбы $b = 0,736P$); $[\sigma]_{\text{ср}}$ – допускаемое напряжение, рекомендации по определению которого приведены в разд. 2.

Если условие (22) не выполняется, то нужно принять следующую по диаметру резьбу с тем же или близким большим шагом и повторить проверку.

Наружный диаметр гайки определяется из условия прочности при растяжении с учетом напряжений кручения по формуле

$$d_{\text{г}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{р}}}{\pi[\sigma]_{\text{р}}} + D_4^2}. \quad (23)$$

Допускаемые напряжения для материала гайки назначаются по рекомендациям, приведенным в разд. 2. В случае расчета передачи с упорной резьбой вместо D_4 подставляется D в соответствии с обозначением стандарта.

Обычно конструктивно принимают $d_{\text{г}} \geq D_4 + 8$ мм во избежание сильной деформации гайки при запрессовке в корпус.

Наружный диаметр бурта гайки $D_{\text{г}}$ определяется из условия прочности опорной поверхности бурта при смятии по формуле

$$D_{\text{г}} \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]_{\text{см}}} + (d_{\text{г}} + 2c)^2}, \quad (24)$$

где c – размер фаски в отверстии корпуса, в который вставляется гайка.

Высота бурта гайки может быть принята конструктивно ($h_{\text{г}} \approx 0,25 H_{\text{г}}$) с последующей проверкой на прочность при изгибе по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{3Q(D_{\text{г}} - d_{\text{г}})}{\pi d_{\text{г}} h_{\text{г}}^2} \leq [\sigma]_{\text{и}}. \quad (25)$$

В передачах с ручным приводом длина рукоятки l_p определяется из уравнения равновесия моментов:

$$l_p = \frac{M_p + M_{оп}}{P_p}, \quad (26)$$

где P_p – усилие рабочего ($P_p \approx 150 \div 300$ Н).

Диаметр рукоятки определяется из условия ее прочности при изгибе:

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M_p + M_{оп}}{0,1[\sigma]_и}}, \quad (27)$$

где $[\sigma]_и$ – допускаемое напряжение при изгибе для материала рукоятки.

В целях обеспечения жесткости рукояток при изготовлении их из сталей обыкновенного качества $[\sigma]_и$ условно понижают, принимая $[\sigma]_и \approx 90$ МПа.

В передачах с машинным приводом мощность на ведущем элементе передач

$$N_b = (M_p + M_{оп}) \omega_b. \quad (28)$$

В случаях, когда осевые сжимающие силы не превышают 15–20 кН или приведенная длина винтов более 500–700 мм, определяющим критерием работоспособности передач обычно является устойчивость винтов при продольном изгибе.

При этом последовательность расчета передач может быть такой:

1. Расчет на прочность при растяжении или сжатии осуществляют по расчетной осевой силе Q_p , которая превышает фактическую силу в 1,3 раза и учитывает напряжение кручения, действующее одновременно с растягивающими или сжимающими напряжениями, т. е.

$$Q_p = 1,3 Q. \quad (29)$$

2. Внутренний диаметр резьбы винта определяют, исходя из условия прочности при растяжении или сжатии по формуле

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[\sigma]_{p(сж)}}}. \quad (30)$$

3. Гибкость винта определяют по формуле (9).

При $\lambda > \lambda_1$ внутренний диаметр резьбы винта, согласно условию устойчивости,

$$d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{64(\mu L)^2 Q [n_y]}{\pi^3 E}}. \quad (31)$$

Если $\lambda < \lambda_1$, то с помощью формулы Ф.С. Ясинского получают

$$d_3 \geq 2\mu L \frac{b}{a} + \sqrt{\left(2\mu L \frac{b}{a}\right)^2 + \frac{4Q}{\pi a} \left[\frac{1}{y} \right]}. \quad (32)$$

4. При сжимающей силе Q из значений d_3 , получаемых по формуле (30) и по одной из формул – (31) или (32), для дальнейших расчетов принимают большую, округляя ее до ближайшего большого значения по стандартам резьбы.

5. Условие износостойкости резьбы в предположении равномерного распределения q на опорных поверхностях всех z витков резьбы гайки имеет вид

$$q = \frac{4Q}{\pi[(d_3 + 2H_1)^2 - d_3^2] z} \leq [q]. \quad (33)$$

Решив это выражение относительно H_1 , получают расчетную формулу для необходимой рабочей глубины резьбы:

$$H_1 = \sqrt{\left(\frac{d_3}{2}\right)^2 + \frac{Q}{\pi z [q]} - \frac{d_3}{2}}. \quad (34)$$

В этом расчете числом витков резьбы в гайке задаются, принимая $z \leq 10$. Шаг трапецеидальной резьбы $P = 2 H_1$, а упорной – $P = 3/4 H_1$.

6. По найденным величинам d_3 и P по таблицам стандартных резьб определяют остальные размеры и выполняют дальнейший расчет по формулам (10)–(25) так же, как и в предыдущем варианте.

Пример расчета

Рассчитать передачу винт–гайка консольного пресса (рис. 4). Максимальное усилие $Q = 20$ кН. Наибольшее осевое перемещение винта $L = 0,48$ м. Резьба трапецеидальная.

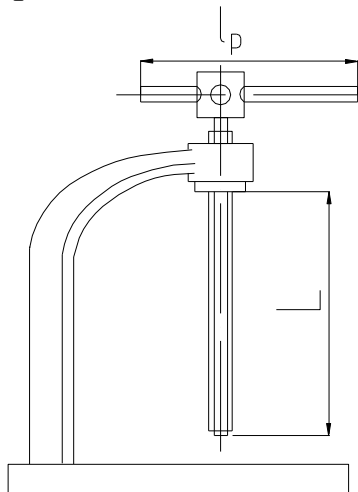


Рис. 4. Схема консольного пресса

1. Выбор материалов. Для изготовления винта принимаем углеродистую сталь обыкновенного качества Ст 5 (ГОСТ 380–71), имеющую предел текучести $\sigma_T = 275$ Н/мм² (см. табл. 5). Материал гайки – серый чугун СЧ20 (ГОСТ 1412–79) с $\sigma_B = 196$ Н/мм² и $\sigma_{ви} = 392$ Н/мм² (см. табл. 6).

2. Допускаемые напряжения:

а) допускаемые напряжения при сжатии для винта определяем по формуле (3), принимая коэффициент запаса прочности $s = 3$:

$$[\sigma]_{сж} = \sigma_T/s = 275/3 = 32 \text{ Н/мм}^2;$$

б) по данным табл. 8 принимаем допускаемые напряжения для материала гайки СЧ20:

$$[\sigma]_p = 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 196 = 49 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{и} = 0,2\sigma_{ви} = 0,2 \cdot 392 = 78 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{сж} = 0,4\sigma_B = 0,4 \cdot 196 = 78 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\tau]_{ср} = 0,2\sigma_B = 0,2 \cdot 196 = 39 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое давление на опорных поверхностях резьбы для материалов «незакаленная сталь – чугун» (см. табл. 9)

$$[q] = 5 \text{ Н/мм}^2.$$

Принимаем значения коэффициента трения (см. табл. 10):

– в резьбе $f = 0,14$;

– на опоре $f = 0,14$ (сталь по стали).

3. Определение среднего диаметра резьбы. В соответствии с рекомендациями разд. 2 при заданных значениях Q и L используем условие ее износостойкости:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \Psi_h \Psi_H [q]}}$$

Для трапецеидальной резьбы $\Psi_h = H_1/P = 0,5$.

В целях выявления оптимального варианта проведем параллельный расчет нескольких вариантов резьбы, принимая относительную высоту гайки $\Psi_H = H_r/d_2 = 1,2; 1,8; 2,4$:

Ψ_h	1,2	1,8	2,4
d_2 , мм	$\sqrt{\frac{20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 1,2 \cdot 5}} = 46,1$	37,6	32,6

4. Выбор стандартной резьбы. В табл. 1 по расчетным значениям d_2 выбираем стандартную резьбу, ориентируясь на предпочтительные шаги, и выписываем основные геометрические параметры выбранной резьбы:

Вариант Ψ_H	1,2	1,8	2,4
Условное обозначение резьбы	<i>Tr</i> 50×8	<i>Tr</i> 42×7	<i>Tr</i> 36×6
Геометрические параметры, мм:			
d	50,0	42,0	36,0
P	8	7	6
D_4	51,0	43,0	37,0
$d_2 = D_2$	46,0	38,5	33,0
d_3	41,0	34,0	29,0
D_1	42,0	35,0	30,0

5. Число рабочих витков резьбы гайки. Данный параметр находим по формуле (5):

$$z = (d_2 \Psi_H) / P;$$

для резьбы $Tr\ 50 \times 8$ $\Psi_H = 1,2$; $z = (46 \cdot 1,2) / 8 = 6,9$;
 для резьбы $Tr\ 42 \times 7$ $\Psi_H = 1,8$; $z = (38,5 \cdot 1,8) / 7 = 9,9$;
 для резьбы $Tr\ 36 \times 6$ $\Psi_H = 2,4$; $z = (33 \cdot 2,4) / 6 = 13,2$.

Рекомендуется иметь число витков резьбы гайки $z = 8 \div 10$, поэтому варианты с резьбой $Tr\ 50 \times 8$ и $Tr\ 36 \times 6$ отпадают. Дальнейшие расчеты выполняем для варианта резьбы $Tr\ 42 \times 7$, принимая $z = 10$.

6. Проверка фактического давления на опорных поверхностях резьбы. Проверка осуществляется по формуле.

$$q = \frac{4Q}{\pi (d^2 - D_1^2) z} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3}{3,14 (42^2 - 35^2) 10} = 4,72;$$

$$q < [q] = 5 \text{ Н/мм}^2.$$

7. Проверка стержня винта на устойчивость при продольном изгибе. По схеме передачи винт работает на сжатие и имеет большую свободную длину, поэтому необходимо осуществить такую проверку:

а) оцениваем гибкость винта по формуле (9), считая опоры шарнирными, $\mu = 1,0$:

$$\lambda = \frac{4\mu L}{d_3} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 480}{34} = 56,5;$$

б) так как $\lambda < \lambda_1$ (см. табл. 11), для определения критической силы используем формулу (11):

$$Q_{кр} = \frac{\pi d_3^2}{4} (a - b\lambda) = \frac{3,14 \cdot 34^2}{4} (43 - 1,39 \cdot 56,5) = 240 \text{ кН},$$

где $a = 343 \text{ Н/мм}^2$; $b = 1,39 \text{ Н/мм}^2$ (см. табл. 11);

в) коэффициент запаса устойчивости определяем по формуле (12):

$$s_y = \frac{Q_{кр}}{Q} = \frac{240}{20} = 12 > [s_y] = 3 \div 4.$$

Условие устойчивости выполняется.

8. Определение угла подъема резьбы по среднему диаметру.

Угол определяем по формуле (14):

$$\Psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi d_2} = \operatorname{arctg} \frac{7}{3,14 \cdot 38,5} = 3,31^\circ.$$

9. Определение приведенного угла трения в резьбе. Угол определяем по формуле (15):

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha/2} = \operatorname{arctg} \frac{0,14}{\cos 30^\circ/2} = 8,25^\circ.$$

Условие самоторможения выполняется, так как $\Psi < \rho'$.

10. Определение момента сил трения и опорных реакций в резьбе. Данный момент определяем по формуле (17):

$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\Psi + \rho') = 20 \cdot 10^3 \frac{38,5}{2} \operatorname{tg} (3,31^\circ + 8,25^\circ) = 78,75 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

11. Определение момента сил трения на опорном торце винта. Принимаем опору трения кольцевой с наружным диаметром $D_o \approx d_3$ (33 мм). При выполнении центрального отверстия формы «В» внутренним диаметром опоры d_o можно считать диаметр $d_2 = 16$ мм (см. табл. 15). Тогда по формуле (18) при $f = 0,17$

$$M_{\text{оп}} = \frac{1}{3} Q f \frac{D_o^3 - d_o^3}{D_o^2 - d_o^2} = \frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0,17 \frac{33^3 - 16^3}{33^2 - 16^2} = 44,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

12. Проверка винта на прочность. Для выявления наиболее нагруженного сечения винта строим эпюры продольных сил и крутящих моментов (рис. 5).

При построении эпюры продольных сил N считаем, что в пределах от опоры до гайки продольная сила во всех поперечных сечениях винта равна силе давления Q . При условии равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы продольная сила уменьшается в пределах гайки до нуля.

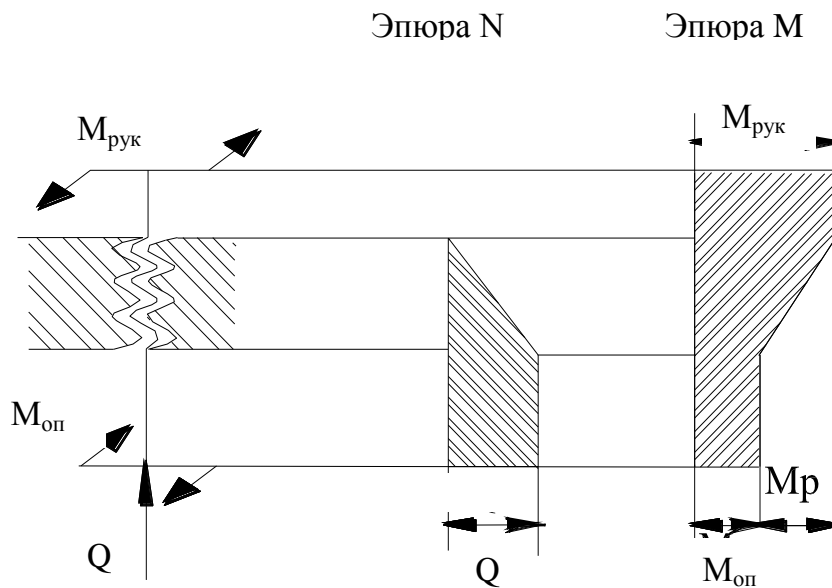


Рис. 5. Эпюры продольных сил и крутящих моментов для винта консольного пресса

От верхней кромки гайки до рукоятки крутящий момент $M = M_p + M_{оп}$. В сжатых сечениях винта в пределах от опоры до гайки крутящий момент равен $M_{оп}$.

Проверяем прочность винта в сжатых сечениях по формуле (20) для эквивалентных напряжений:

$$\sigma_э = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{оп}}{0,2d_3^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 34^2}\right)^2 + 3\left(\frac{44,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 34^3}\right)^2} = 24,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_э \ll [\sigma]_{сж} = 92 \text{ Н/мм}^2$.

13. Расчет параметров элементов гайки:

а) полную высоту гайки определяем по формуле (21):

$$H_r = zP = 10 \cdot 7 = 70 \text{ мм};$$

б) проверяем прочность винтов резьбы гайки на срез по формуле (22):

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{\pi d z b} = \frac{20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 42 \cdot 10 \cdot 4,44} = 3,4 \text{ Н/мм}^2,$$

где для трапецеидальной резьбы $b = 0,634P = 0,634 \cdot 7 = 4,44 \text{ мм}$.

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_{ср} < [\sigma]_{ср} = 39 \text{ Н/мм}^2$;

в) наружный диаметр гайки определяем из условия прочности при растяжении с учетом напряжения кручения (23):

$$d_{\Gamma} \geq \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[\sigma]_p} + D_4^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 49} + 43^2} = 50,25 \text{ мм},$$

где $Q_p = 1,3Q = 1,3 \cdot 20 \cdot 10^3 = 26 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

С учетом нормальных линейных размеров (см. табл. 12) принимаем $d_{\Gamma} = 53 \text{ мм}$;

г) наружный диаметр бурта гайки определяем из условия прочности опорной поверхности бурта при смятии (24), принимая размер фаски в отверстии корпуса $c = 1 \text{ мм}$:

$$D_{\Gamma} \geq \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi[\sigma]_{\text{см}}} + (d_{\Gamma} + 2c)^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 78} + (53 + 2)^2} = 57,9 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_{\Gamma} = 63 \text{ мм}$;

д) высоту бурта гайки определяем конструктивно:

$$h_{\Gamma} = 0,25H_{\Gamma} = 0,25 \cdot 70 = 17,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_{\Gamma} = 17 \text{ мм}$.

Проверяем возникающие напряжения изгиба по формуле (25):

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{3Q(D_{\Gamma} - d_{\Gamma})}{\pi d_{\Gamma} h_{\Gamma}^2} = \frac{3 \cdot 20 \cdot 10^3 (63 - 53)}{3,14 \cdot 53 \cdot 17^2} = 12,5 \text{ мм}.$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_{\text{и}} < [\sigma]_{\text{и}} = 78 \text{ Н/мм}^2$.

14. Расчет длины и диаметра рукоятки:

а) длину рукоятки определяем по формуле (26), принимая усилие рабочего $P_p = 180 \text{ Н}$:

$$l_p = \frac{M_p + M_{\text{оп}}}{P_p} = \frac{78,75 \cdot 10^3 + 44,3 \cdot 10^3}{180} = 684 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем $l_p = 710 \text{ мм}$;

б) диаметр рукоятки определяем по формуле (27), принимая допускаемые напряжения при изгибе $[\sigma]_{и} = 90 \text{ Н/мм}^2$:

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M_p + M_{оп}}{0,1[\sigma]_{и}}} = \sqrt[3]{\frac{78,75 \cdot 10^3 + 44,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90}} = 23,9 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем $d_p = 24 \text{ мм}$.

Поставленная задача может быть решена с помощью компьютерной программы «Расчет винтовых передач» на базе компьютерного класса ИХиБТ.

Рабочие чертежи винта и гайки приведены в прил. 1 и 2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная

Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. – Л.: Машиностроение, 1983.

Мемелова Е.Г., Зайцев А.В. Проектирование механизмов на основе передачи винт–гайка: Пособие. – Минск: БТИ им. Кирова, 1980.

Райкс М.В. Расчет грузовых винтов. – Киев: КИГВФ, 1960.

Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1989.

Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. – М.: Машиностроение, 1982.

Устюгов И.И. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1981.

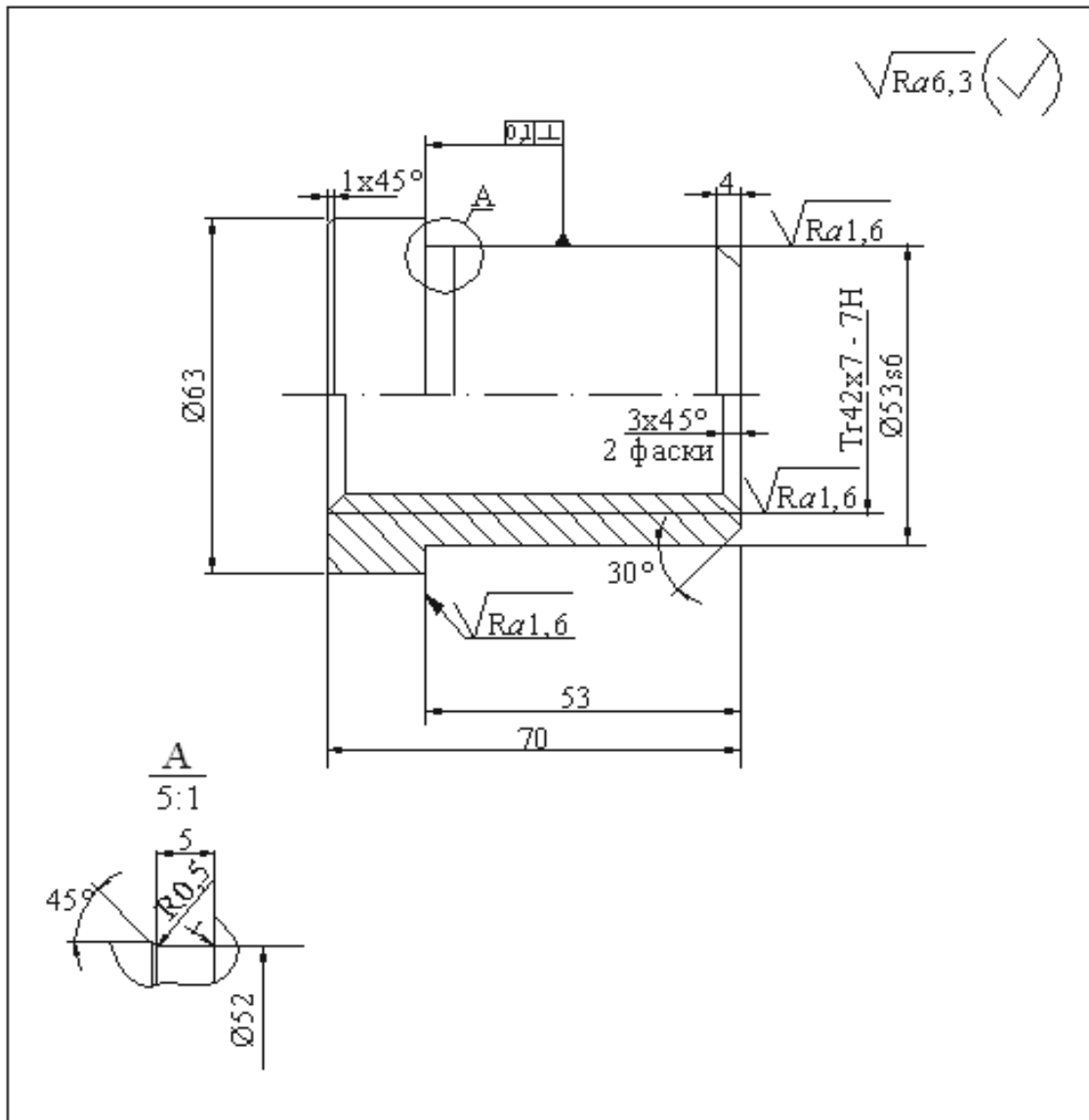
Дополнительная

Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2000.

Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2010.

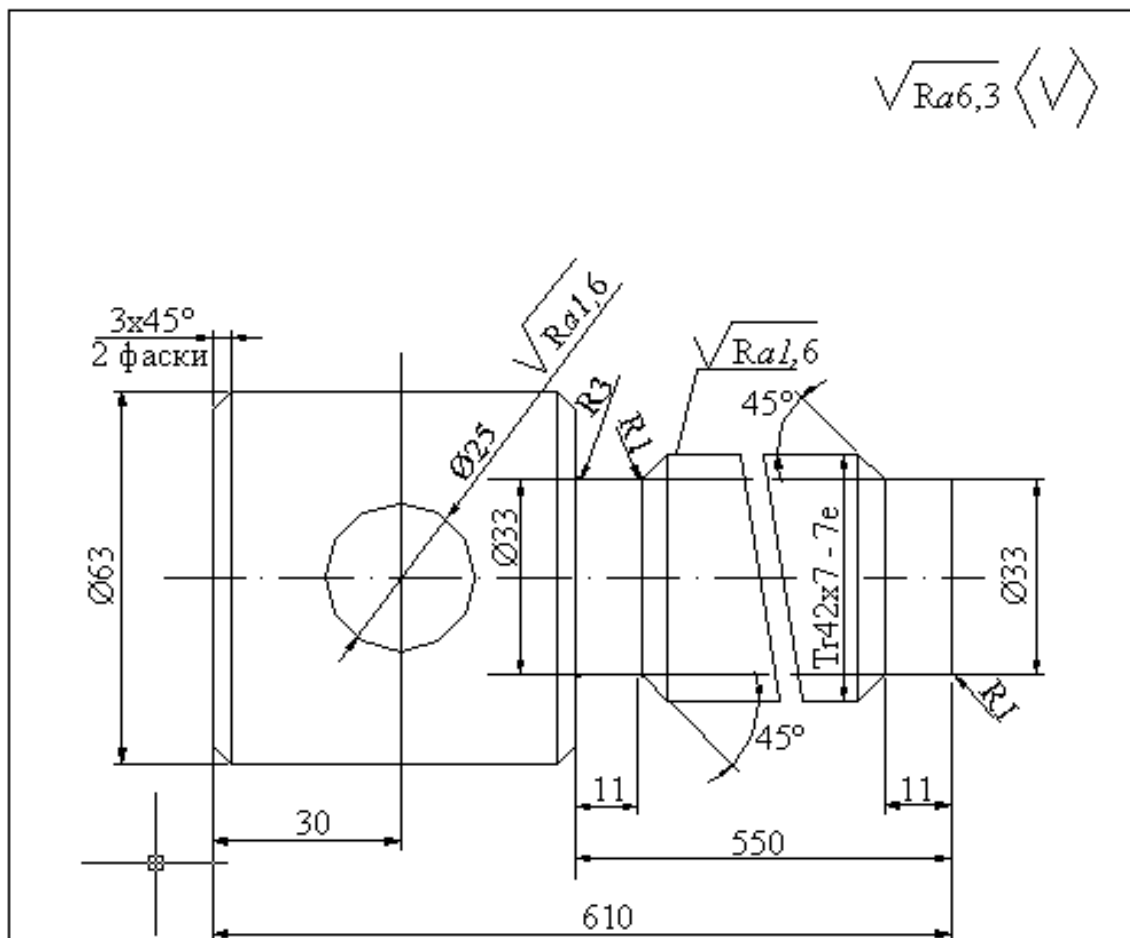
ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1



Неуказанные предельные отклонения размеров: валов h14, отверстий H14, остальных $\pm IT_{\frac{14}{2}}$.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Гайка	Лист	Масса	Масштаб
Разраб								
Проект								
Технопр						Лист	Листов	
Нормир					СЧ20 ГОСТ 1412-79	ИХиБТ		
Утв								



1. Центровые отв. В5 ГОСТ 14034 -74
2. Неуказанные предельные отклонения размеров:
валов h14, отверстий H14, остальных ±IT/2

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
					Винт		
Разраб							
Пров							
Технопр							
Исполпр							
Утв					Сталь 45 ГОСТ 1050-14		
					Лист	Масса	Масштаб
					Лист	Листов	
					ИХиБТ		

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ПРИМЕНЯЕМОЙ В НИХ РЕЗЬБЫ	3
2. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ	15
3. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	22
Пример расчета	31
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	37
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	38