

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН**  
**ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА**  
**С ЗАДАЧАМИ И ПРИМЕРАМИ РАСЧЕТОВ**  
Учебное пособие

В учебном пособии изложены основы расчёта червячных цилиндрических передач с архимедовым, конволютным, эвольвентным и нелинейчатым червяками, а также передач винт-гайка скольжения и качения. Приведены данные, необходимые для расчёта указанных передач. Рассмотрены базовые задачи (модули) к расчёту рассматриваемых передач и изложены примеры их расчётов.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов, соответствует Государственному образовательному стандарту и может быть использовано также студентами техникумов и колледжей, технологами и конструкторами машиностроительных производств.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	<b>4</b>
<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	<b>5</b>
<b>1. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b> .....	<b>6</b>
1.1 Основы расчёта .....	6
1.2 Базовые задачи (модули) к расчёту червячных передач .....	9
1.3 Примеры расчётов .....	30
1.4 Задачи для самостоятельной работы .....	49
<b>2. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ</b> .....	<b>51</b>
2.1 Основы расчёта .....	51
2.2 Базовые задачи (модули) к расчёту передач винт-гайка скольжения .....	58
2.3 Примеры расчётов .....	73
2.4 Задачи для самостоятельной работы .....	92
<b>3. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ</b> .....	<b>93</b>
3.1 Основы расчёта .....	93
3.2 Базовые задачи (модули) к расчёту передач винт-гайка качения .....	96
3.3 Примеры расчётов .....	101
3.4 Задача для самостоятельной работы .....	106
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК</b> .....	<b>107</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель издания — ознакомление с основами расчёта, базовыми задачами курса и с примерами выполнения практических расчётов червячных передач и передач винт-гайка скольжения и качения, которые являются предметом настоящего издания.

Учебное пособие соответствует требованиям программы, утверждённой учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Пособие предназначено для студентов третьего и последующего курсов механических специальностей всех форм обучения. Его можно использовать при изучении ряда дисциплин: «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Техническая механика», при выполнении курсовых и дипломных проектов. Кроме того, оно может оказать методическую помощь преподавателям при чтении лекционного курса, проведении практических занятий и руководстве курсовым проектированием.

Важно, что пособие является составной частью комплекса учебно-методической литературы, включая учебник и атласы, в которых помещён справочный материал и методические рекомендации.

Настоящее издание подготовлено коллективом авторов, которые обобщили многолетний опыт преподавания дисциплины «Детали машин и основы конструирования» и других смежных дисциплин.

Замечания и предложения по улучшению пособия будут приняты с признательностью; просьба направлять их в адрес издательства.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящем учебном пособии изложены краткие сведения о расчётах по главным критериям работоспособности червячных передач с архимедовым, конволютным, эвольвентным и нелинейчатый червяками, а также передач винт-гайка скольжения и качения. Приведены данные, необходимые для расчётов. Кроме того, рассмотрены базовые задачи и примеры расчётов.

В примерах формулы и расчёты по ним объединены как одно целое. Это сделано для повышения наглядности приводимого материала. При оформлении расчётов в расчётно-графических работах и в пояснительной записке к курсовому проекту рекомендуется сначала привести формулу, дать её экспликацию с указанием значений величин, а затем выполнить расчёт, т.е. расчёты необходимо оформлять в соответствии с известными рекомендациями /7/ согласно установленным правилам по ГОСТ 2.105.

Пособие предназначено для оказания помощи студентам в процессе выполнения расчётно-графических работ и курсового проектирования по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Поскольку студенты впервые встречаются с инженерными расчётами деталей машин, они свои работы выполняют, как правило, по аналогии. Поэтому в пособии имеются некоторые повторы.

# 1. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## Основные понятия и определения

**Червячная передача** — это зубчато-винтовая передача, состоящая из червяка и червячного колеса и предназначенная для передачи вращательного движения между валами с перекрещивающимися осями с изменением его параметров.

**Червяк** — основная деталь червячной передачи, представляющая собой винт с определённой резьбой.

**Червячное колесо** — косозубое колесо с дуговой формой зубьев в осевом сечении.

**Коэффициент полноты (диаметра) червяка** — это отношение диаметра делительной окружности к модулю.

### 1.1 Основы расчёта

*Червячные передачи, их детали и параметры.* Червячные передачи различают по следующим признакам:

- по форме начального тела червяка: цилиндрические, глобоидные (рис. 1.1) и др.;

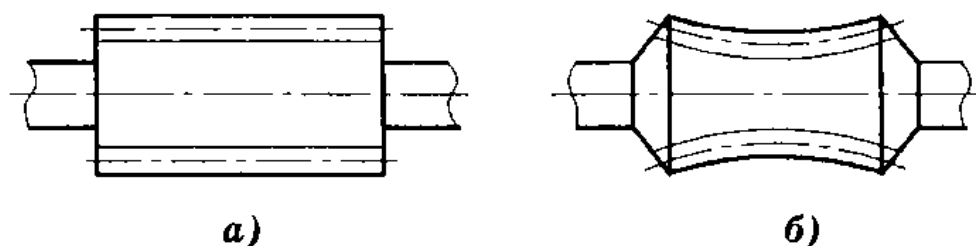


Рис. 1.1 Типы червяков:

*a* — цилиндрический; *б* — глобоидный

- по форме профиля витков червяка (с прямолинейным и криволинейным профилем в осевом сечении): *ZA* — архимедов; *ZN* — конволютный; *ZJ* — эвольвентный; *ZT* — вогнутый; *ZK* — нелинейчатый;
- по расположению червяка относительно колеса: с нижним, верхним и боковым расположением червяка;
- по конструктивному оформлению: закрытые и открытые.

На рисунке 1.2 показаны следующие параметры червячной передачи:

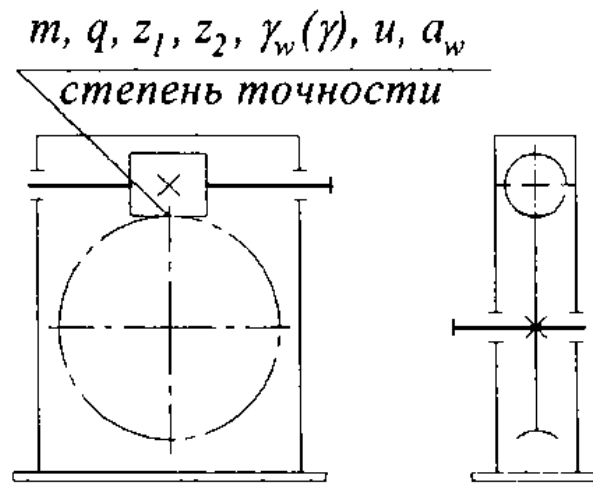
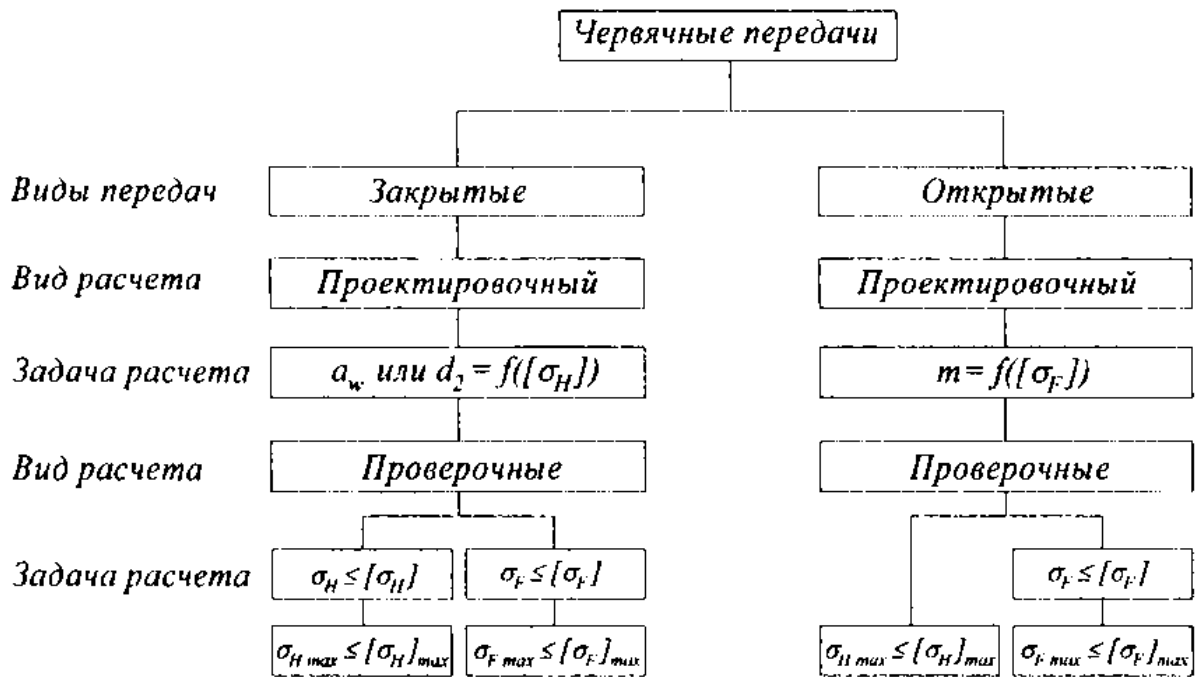


Рис. 1.2 Схема передачи с цилиндрическим червяком

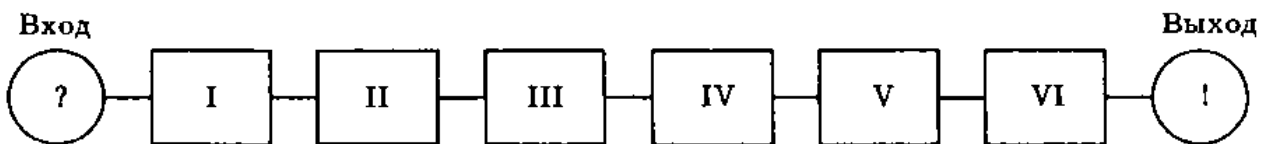
- $m$  — модуль;
- $q$  — коэффициент диаметра червяка;
- $z_1$  — число винтовых линий (заходов) червяка;
- $z_2$  — число зубьев червячного колеса;
- $\gamma_w (\gamma)$  — угол подъёма винтовой линии на начальном (делительном) цилиндре червяка;
- $u$  — передаточное число;
- $a_w$  — межосевое расстояние.

*Виды расчетов червячных передач.* Червячные передачи могут быть двух видов — закрытые (подавляющее большинство) и открытые (рис. 1.3). Условие работы зубьев колес этих передач существенно отличаются. Поэтому виды отказа, критерии работоспособности и расчёта закрытых и открытых передач также различны.

*Основные этапы расчёта.* Схема расчёта червячных передач показана на рисунке 1.4.



**Рис. 1.3 Основные виды расчётов закрытых и открытых червячных передач**



**Рис. 1.4 Структурная схема расчёта червячных передач:**

вход — требуется спроектировать закрытую (открытую) червячную передачу согласно исходным данным;

I этап — исходные данные:

- $T_1$  — номинальный вращающий момент на ведущем валу, Н·м;
- $n_1$  — частота вращения этого вала, мин<sup>-1</sup>;
- $u$  — передаточное число;
- график режима нагружения или типовой режим нагружения (0, I, II, III, IV, V), срок службы и коэффициенты  $K_{год}$  и  $K_{сут}$ ;
- привод нереверсивный или реверсивный и т.д.

II этап — цель и задачи расчёта:

цель расчёта — спроектировать надёжную червячную передачу, обеспечивающую вращательное движение с заданными параметрами в течение требуемого ресурса без усталостных и статических

ких поверхностных и объёмных разрушений, а также остаточных деформаций поверхностных слоев и самих зубьев;

*задачи расчета:*

- определение размеров зубчатого венца червячного колеса и нарезанной части червяка;
- получение данных, необходимых для дальнейших расчётов, в том числе сил, действующих в червячном зацеплении;

III этап — геометро-кинематический расчёт;

IV — проектировочный расчёт;

V — проверочные расчёты на прочность;

VI этап — определение сил, действующих в зацеплении;

VII этап — тепловой расчёт червячного редуктора;

выход — параметры червячного колеса и червяка, необходимые для конструирования редуктора, в котором используется рассчитываемая передача, а также данные (например, силы в зацеплении), предназначенные для дальнейших расчётов валов, их опор и т.д.

## 1.2 Базовые задачи (модули) к расчёту червячных передач

Рассматриваемые ниже задачи являются элементарными. Они могут быть поставлены как самостоятельные при соответствующих исходных данных. Однако главное их назначение заключается в том, что эти задачи отражают определённые этапы решения комплексных задач.

*Определение геометрических параметров червячной передачи (первая задача).* Геометрические параметры червяка, колеса и передачи показаны на рисунке 1.5, причём использованы следующие обозначения: 1 — червяк; 2 — колесо ( $a$  — зубчатый венец;  $b$  — центр).

Параметры червяка:  $P_x$  — осевой (расчётный) шаг;  $\alpha$  — угол профиля;  $b_1$  — длина нарезанной части.

Параметры колеса:  $d_{am2}$  — наибольший диаметр;  $b_2$  — ширина венца.

Параметры передачи:  $a_w$  — межосевое расстояние;  $2\delta$  — условный угол обхвата, который находят по точкам пересече-

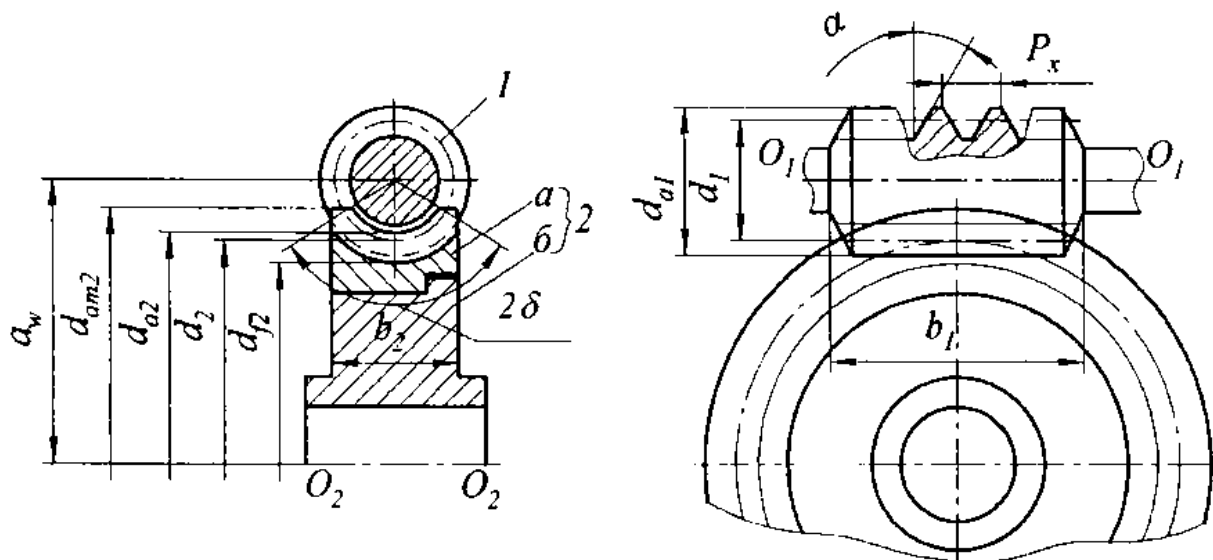


Рис. 1.5 Геометрические параметры червячной передачи и её деталей

ния окружности  $d_{a1} = 0,5m$  с торцовыми (контурными) линиями червячного колеса.

Делительный диаметр червяка определяем по формуле

$$d_1 = m q, \quad (1.1)$$

где  $m$  — модуль,  $m = P/p$  (для червяка  $m = m_x$  и для колеса  $m = m_t$ ;  $m_x, m_t$  — осевой и торцовый модули);

$q$  — коэффициент диаметра червяка,

$$q = d_1/m.$$

В расчетах, как правило, принимаем

$$q = 0,25z_2, \quad (1.2)$$

где  $z_2$  — число зубьев колеса. Оптимально  $z_2 = 32...63$  (80). Минимальное значение  $z_{2min} = 26...28$ . Если червяк эвольвентный, то  $z_{2min} = 17$ .

Значения рассматриваемых параметров приведены в таблицах 1.1, 1.2.

**Таблица 1.1**

**Основные параметры цилиндрических червячных передач,  
выполненных без смещения (по ГОСТ 2144)**

$a_w$ 1-й ряд	$m$	$q$	$z_2 : z_1 = u$
40	1,6	10	40:4 40:2 40:1
40	2	8	32:4 32:2 32:1
50	2	10	—
50	2,5	8	—
63	3,15	8	—
80	4	8	—
100	4	10	40:4 40:2 40:1
100	5	8	—
125	4	12,5	50:4 50:2 50:1
125	5	10	40:4 40:2 40:1
140*	5	10	46:4 46:2 46:1
140*	5	16	—
160	8	8	32:4 32:2 32:1
200	8	10	40:4 40:2 40:1
200	10	8	—
250	12,5	8	32:4 32:2 32:1
250	10	10	—
250	8	12,5	50:4 50:2 50:1
280*	10	10	46:4 46:2 46:1
280*	10	16	40:4 40:2 40:1
400	16	10	40:4 40:2 40:1
400	20	8	32:4 32:2 32:1
500	16	12,5	50:4 50:2 50:1
500	20	10	40:4 40:2 40:1

\* Второй ряд.

**Таблица 1.2**

**Сочетание  $m$ ,  $q$  и  $z_1$  по ГОСТ 2144**

$m$ , мм	2;2,5;3,15;4;5	6,3	8;10;12,5	16	20
$q$	8;10; 12,5;16;20	8;10;12,5;14; 16;20	8;10;12,5; 16;20	8;10;12,5;16	8;10
$z_1$	1; 2; 4				

На рисунке 1.6 изображена развёртка винтовой линии по делительному цилиндру. Видно, что

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_x z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}, \quad (1.3)$$

где  $\gamma$  — угол подъёма винтовой линии на делительном цилиндре;

$P_x z_1$  — шаг винтовой линии (ход винта-червяка);

$z_1$  — число витков (заходов) червяка.

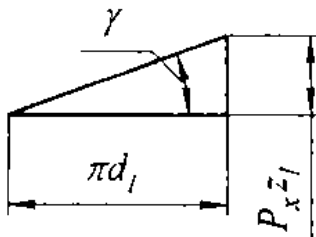


Рис. 1.6 Развёртка витка червяка

Для червяков силовых передач число заходов (винтовых линий) червяка принимают  $z_1 = 1, 2$  и  $4$ .

Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_2 + d_1) = 0,5m(z_2 + q). \quad (1.4)$$

Для вписывания в заданное или стандартное межосевое расстояние при выбранных  $m$ ,  $z_2$  и  $q$  червячные передачи выполняют со смещением червяка, причём коэффициент смещения червяка и инструмента в процессе нарезания колеса

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 + q) \quad (1.5)$$

выбирают в пределах  $\pm 0,7(\pm 1,0)$  по условию неподрезания и незаострения зубьев. Предпочтительно положительное смещение: при этом повышается прочность зубьев колеса.

Согласно формуле (1.5) межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_2 + q + 2x). \quad (1.6)$$

Так как в этом случае

$$a_w = 0,5(d_{w2} + d_{w1}), \quad d_{w2} = d_2,$$

то начальный диаметр червяка (диаметр начального цилиндра)

$$d_{w1} = mq_1, \quad (1.7)$$

где

$$q_1 = q + 2x. \quad (1.8)$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m, \quad (1.9)$$

где коэффициенты  $c_1, c_2$  зависят от числа заходов червяка (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Коэффициенты  $c_1, c_2$  в зависимости от числа заходов червяка  $z_1$

$z_1$	1; 2	4
$c_1 / c_2$	11 / 0,06	12,5 / 0,09

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков  $b_1$  увеличивают на  $\Delta b_1$  (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Увеличение длины  $\Delta b_1$  фрезеруемых и шлифуемых червяков

$m, \text{мм}$	$\leq 10$	10...16	$> 16$
$\Delta b_1, \text{мм}$	25...30	35...40	50...55

Диаметры вершин:

$$\begin{aligned} \text{— червяка} & \quad d_{a1} = d_1 + 2m; \\ \text{— колеса} & \quad d_{a2} = d_2 + 2m. \end{aligned} \quad (1.10)$$

Диаметры впадин:

$$\begin{aligned} \text{— червяка} & \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m; \\ \text{— колеса} & \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m. \end{aligned} \quad (1.11)$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{a2\max} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (1.12)$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{bd} d_{a1} \quad \text{и} \quad \psi_{bd} \leq \begin{cases} 0,75 & \text{при } z_1 = 1, 2; \\ 0,67 & \text{при } z_1 = 4. \end{cases} \quad (1.13)$$

Условный угол обхвата витков червяка зубьями колеса

$$2d = 2 \arcsin [b_2 / (d_{a1} - 0,5m)]. \quad (1.14)$$

**Определение кинематических параметров червячной передачи (вторая задача).** При известных угловой скорости червяка  $\omega_1$ , его числе заходов  $z_1$  и числе зубьев колеса  $z_2$

найдем угловую скорость вала колеса  $\omega_2$ . Кроме того, определим линейные скорости червяка  $V_1$ , колеса  $V_2$  и скорость скольжения  $V_S$  витков червяка по зубьям колеса (рис. 1.7).

Поскольку  $\omega_2$  — векторная величина, необходимо знать:

- во-первых, направление вращения колеса;
- во-вторых, модуль этой величины.

Для определения направления вращения колеса воспользуемся двумя способами:

- *первый способ (способ винта)*. Правый винт при вращении против хода часовой стрелки должен вывинчиваться (на рис. 1.7 перемещение слева направо). Но поскольку он зафиксирован от осевых перемещений, колесо имеет линейную скорость, направленную справа налево;
- *по второму способу (стрелок)* траектория любой точки  $m$  винтовой линии проецируется на рисунке в отрезок  $mm'$  прямой. Отсюда нетрудно видеть, что винтовая линия червяка перемещается справа налево и воздействует на зуб колеса.

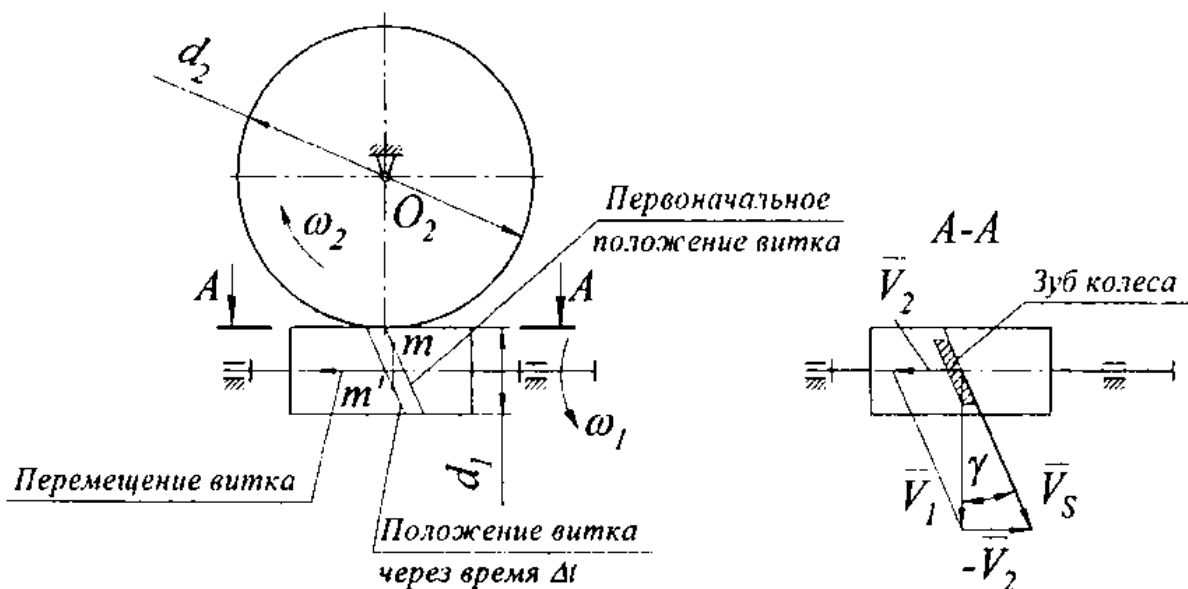


Рис. 1.7 Кинематика червячной передачи с цилиндрическим червяком

Передаточное отношение  $u_{12}$  равно передаточному числу  $u$ , т.е.

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = u. \quad (1.15)$$

Отсюда

$$\omega_2 = \omega_1 / u. \quad (1.16)$$

Рекомендуемые значения передаточного числа приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5

Передаточное число  $u$  по ГОСТ 2144

1-й ряд, предпочтительный	8,0	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	-

Из рисунка 1.7 следует, что линейные скорости червяка  $V_1$  и колеса  $V_2$  по направлению не совпадают и по модулю не равны, причём в процессе работы витки червяка скользят по зубьям колеса (как в винтовой паре) со скоростью

$$\bar{V}_s = \bar{V}_1 - \bar{V}_2.$$

Кроме того,

$$V_s = V_1 / \cos \gamma, \quad (1.17)$$

$$V_2 = V_1 \operatorname{tg} \gamma \text{ и } \bar{V}_2 \perp \bar{V}_1, \quad (1.18)$$

причём

$$V_1 = \omega_1 d_1 / 2. \quad (1.19)$$

**Расчёт КПД червячного редуктора (третья задача).**  
КПД червячного редуктора

$$\eta_{ч.р} = (0,95 \dots 0,96) \eta_{ч.з.}, \quad (1.20)$$

где  $\eta_{ч.з.}$  — КПД червячного зацепления.

По аналогии с винтовой парой

$$\eta_{ч.з.} = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg}(\gamma_w + \rho'), \quad (1.21)$$

где  $\rho'$  — приведённый угол трения, который зависит от состояния рабочих поверхностей витков червяка и зубьев колеса и скорости скольжения.

Из формулы (1.3) следует, что угол подъёма линии витка червяка на начальном (делительном — при  $x = 0$ ) цилиндре

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} z_1 / q_1. \quad (1.22)$$

Приведённый угол трения  $\rho'$  выбираем из таблицы 1.6, а угол  $\gamma_w$  — из таблицы 1.7.

Таблица 1.6

Приведённые коэффициенты трения  $f'$  и углы трения  $\rho'$  между стальным червяком и колесом из оловянной бронзы

$V_s, \text{ м/с}$	$f'$	$\rho'$	$V_s, \text{ м/с}$	$f'$	$\rho'$
0,1	0,08...0,09	4°30'...5°10'	2,5	0,03...0,04	1°40'...2°20'
0,25	0,065...0,075	3°40'...4°20'	3,0	0,028...0,035	1°30'...2°00'
0,5	0,055...0,065	3°10'...3°40'	4,0	0,023...0,030	1°20'...1°40'
1,0	0,045...0,055	2°30'...3°10'	7,0	0,018...0,026	1°00'...1°30'
1,5	0,04...0,05	2°20'...2°50'	10,0	0,016...0,024	0°55'...1°20'
2,0	0,035...0,045	2°00'...2°30'	15,0	0,014...0,020	0°50'...1°10'

Примечания: 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованном и полированном червяке.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы или латуни табличные значения следует увеличить на 30...50 %.

Таблица 1.7

Значение угла подъёма  $\gamma_w$  на делительном цилиндре червяка

Число заходов червяка $z_1$	Коэффициент $q$					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
(3)	20°33'	16°42'	13°30'	12°06'	10°37'	8°35'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°39'

Средние значения КПД червячных передач приведены в таблице 1.8.

Таблица 1.8

Число заходов червяка и средние значения КПД червячных передач

Передаточное число $u$	8...15	15...30	> 30
Число заходов червяка $z_1$	4	2	1
КПД* червячных передач $\eta$	0,82...0,92	0,75...0,82	0,70...0,75

\* Для несамотормозящихся передач. Для самотормозящихся передач  $\eta \leq 0,5$ .

**Выбор материала венца червячного колеса и червяка, определение допускаемых напряжений (четвёртая задача).** Материалы венца червячного колеса и червяка должны образовать антифрикционную пару. Как правило, венец червячного колеса изготавливается из бронзы, латуни или антифрикционного чугуна. Червяк выполняют за одно целое с валом из цементуемых и легированных сталей. Он подвергается упрочняющей обработке (термической или химико-термической) с последующим шлифованием и полированием.

Основанием для выбора марки материала венца является скорость скольжения, ориентировочно определяемая по формуле

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (1.23)$$

где  $\omega_1$  — угловая скорость червяка, рад·с<sup>-1</sup>;  $T_2$  — вращающий момент на валу колеса, Н·м;  $V_s$ , м·с<sup>-1</sup>.

При скорости  $V_s \geq 5$  м/с для венца червячного колеса выбираем оловянно-фосфористые или оловянно-цинковые бронзы (табл. 1.9).

При этом учитываем, что чем больше  $V_s$ , тем больше содержание олова. Для этих бронз при закаленном шлифованном и полированном червяке *допускаемое контактное напряжение* назначаем из условия сопротивления материала поверхностной усталости (выкрашиванию) с учётом износа

$$[\sigma_H] = K_1 \sigma_B C_V Z_N, \quad (1.24)$$

где  $K_1 \sigma_B$  — допускаемое напряжение при  $10^7$  циклов, причём

$$K_1 = 0,75 \dots 0,9.$$

Большие значения числового коэффициента назначаем для цементованного червяка, меньшие — для закаленного ТВЧ;

$C_V$  — коэффициент, учитывающий износ и выбираемый в зависимости от скорости скольжения (табл. 1.10);

$Z_N$  — коэффициент долговечности,

$$Z_N = \sqrt[m_H]{N_{HG}/N_{HE}}, \quad (1.25)$$

причём здесь  $m_H$  — показатель степени кривой усталости,  $m_H = 8$ ;  $N_{HG}$  — база испытаний,  $N_{HG} = 10^7$ ;  $N_{HE}$  — эквивалентное число циклов нагружений

$$N_{HE} = 60n_2L_h \sum_{k=1}^p (T_k / T_{max})^{m_H / 2} (L_{hk} / L_h) \leq 25 \cdot 10^7, \quad (1.26)$$

где  $T_k$  и  $L_{ki}$  — вращающий момент и ресурс на  $k$ -ом режиме нагружения;  $p$  — число режимов нагружения;

$n_2$  — частота вращения червячного колеса;

$T_{max}$  — максимальный из длительно действующих вращающих моментов;

$L_h$  — ресурс червячной передачи, ч,

$$L_h = 365 \cdot 24LK_{год}K_{сут} \quad (1.27)$$

Таблица 1.9

Материалы, механические свойства, основные допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , основные допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]_0$  и  $[\sigma_F]_1$  червячных колёс, МПа

Материалы		Способ отливки	$V_s$ , м/с	Пределы, МПа		Допускаемые напряжения, МПа					
				$\sigma_B$	$\sigma_T$	$H_1 < 45 \text{ HRC}_2$			$H_1 \geq 45 \text{ HRC}_2$		
Наименование	Марка					$[\sigma_H]$	$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_1$	$[\sigma_H]$	$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_1$
Оловянные бронзы	БрО10Н1Ф1	Ц	25	285	165	206	64	45	246	80	56
		К	12	245	147	186	57	41	221	71	51
	П		200	100	135	45	30	168	55	40	
	БрО5Ц5С5	К	8	200	90	132	45	32	159	53	38
		П		150	80	111	35	25	133	45	38
Безоловянные бронзы	БрА10Ж4Н4	Ц	5	700	460	—	101	91	—	130	98
		К		650	430	—	101	81	—	130	98
	БрА10Ж3Мц 1,5	К	5	550	360	—	93	74	—	121	95
		П		450	300	—	74	59	—	96	77
	БрА9Ж3Л	Ц	5	500	200	—	83	66	—	109	84
		К		490	195	—	85	69	—	108	83
П		390	195	—	81	63	—	83	66		
Латунь	ЛАЖМц66-6-3-2	Ц	4	500	330	—	83	66	—	107	83
		К		450	295	—	74	59	—	96	77
		П		400	200	—	66	53	—	85	68
Чугуны	СЧ15 СЧ20	П	2	147	—	—	37	23	—	47	29
				206	—	—	47	29	—	59	36

Примечания: 1. Ц, К, П — отливки: центробежная, в кокиль, в песчаную форму.

2.  $[\sigma_F]_0$  и  $[\sigma_F]_1$  — допускаемые напряжения изгиба при работе зубьев колеса одной и обеими сторонами.

**Таблица 1.10**

**Значение коэффициента износа  $C_V$**

Скорость скольжения $V_S$ , м/с	5	6	7	$\geq 8$
Коэффициент износа $C_V$	0,95	0,88	0,83	0,8

Для типовых режимов нагружения

$$N_{HE} = N_H K_{HE}, \quad (1.28)$$

где  $K_{HE}$  — коэффициент эквивалентности (табл. 1.11);

$N_H$  — число циклов,

$$N_H = 60n_2L_h. \quad (1.29)$$

**Таблица 1.11**

**Коэффициенты эквивалентности**

Типовой режим	0	I	II	III	IV	V
$K_{HE}$	1,0	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034
$K_{FE}$	1,0	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

При скорости  $V_S < 5$  м/с для венца червячного колеса выбираем безоловянные бронзы (табл. 1.9). Для этих бронз при закаленном шлифованном и полированном червяке *допускаемое контактное напряжение* назначаем из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения

$$[\sigma_H] = (300...275) - 25V_S, \quad (1.30)$$

где большие значения числового коэффициента назначаем для цементованного червяка, меньшие — для закаленного ТВЧ.

При скорости  $V_S < 2$  м/с для червячного колеса выбираем чугуны (табл. 1.9). *Допускаемое контактное напряжение* назначаем из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения

$$[\sigma_H] = (200...175) - 35V_S, \quad (1.31)$$

где большие значения числового коэффициента принимаем для червяка, закаленного ТВЧ, меньшие — для улучшенного червяка.

Значения допускаемых контактных напряжений  $[s_H]$  приведены в таблице 1.12.

Допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев

$$[\sigma_H]_{\max} = k_{H \text{ ст}} \sigma_T, \quad (1.32)$$

где  $k_{H \text{ ст}} = 4,0; 2,0$  и  $1,65$  для оловянной, безоловянной бронзы и чугуна соответственно (табл. 1.13).

Таблица 1.12

Допускаемые контактные напряжения (удельные давления) для червячных колёс из условия стойкости против заедания

Материал		$[\sigma_H]$ , МПа, при скорости скольжения $V_s$ , м/с								
венца червячного колеса	червяка	<0,25	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
БрА9Ж3Л	Сталь 40Х,	–	–	182	179	173	167	161	150	138
БрА10Ж4Н4Л	40ХН, $H > 45 \text{ HRC}_3$	–	–	196	192	187	181	175	164	152
СЧ15, СЧ20	Сталь 20, 20Х, ХТО	184	155	128	113	84,5	–	–	–	–
СЧ10, СЧ15, СЧ20	Сталь 45, Ст6	170	141	113	98	71	–	–	–	–

Таблица 1.13

Предельные допускаемые напряжения при пиковых нагрузках

Материал	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_F]_{\max}$
Оловянные бронзы	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
Безоловянные бронзы	$2\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
Чугун	260...300 МПа	$0,6\sigma_B$

Допускаемое напряжение изгиба для бронзовых червячных колёс при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной)

$$[\sigma_F]_0 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) Y_N, \quad (1.33)$$

где  $Y_N$  — коэффициент долговечности,

$$Y_N = \sqrt[m_F]{N_{FG}/N_{FE}}, \quad (1.34)$$

причём здесь  $m_F$  — показатель степени кривой усталости,  $m_F = 9$ ;  $N_{FG}$  — база испытаний,  $N_{FG} = 10^6$ ;  $N_{FE}$  — эквивалентное число циклов нагружения,

$$N_{FE} = 60n_2L_h \sum_{k=1}^p (T_k / T_{max})^{m_F} (L_{hk} / L_h), \quad (1.35)$$

$T_k$ ,  $L_{hk}$  — вращающий момент и ресурс на  $k$ -ом режиме нагружения;  $n_2$  — частота вращения червячного колеса;  $T_{max}$  — максимальный из длительно действующих вращающих моментов.

Значения  $N_{FE}$  принимают

$$10^6 = N_{FE} \leq 25 \cdot 10^7. \quad (1.36)$$

При типовых режимах нагружения

$$N_{FE} = N_F K_{FE}, \quad (1.37)$$

где  $N_F = N_H$ , а значения  $K_{FE}$  (табл. 1.11).

*Допускаемое напряжение изгиба для чугунных червячных колёс при нереверсивной передаче*

$$[\sigma_F]_0 = 0,22\sigma_{вн}, \quad (1.38)$$

где  $\sigma_{вн}$  — предел прочности на изгиб.

*Допускаемое напряжение изгиба при реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами)*

$$[\sigma_F]_1 = 0,8[\sigma_F]_0. \quad (1.39)$$

*Допускаемое напряжение изгиба для проверки статической прочности зубьев*

$$[\sigma_F]_{max} = k_{F ст} \sigma_T, \quad (1.40)$$

где  $k_{F ст} = 0,8$  и  $0,6$  для бронзы и чугуна соответственно.

Допускаемые напряжения, рассчитанные по приведённым формулам, следует уменьшить на 15 % в случае, когда зона зацепления не находится в масле (например, при верхнем расположении червяка).

Заметим, что для практических расчётов необходимая информация по выбору материала, назначению упрочняющей обработки червяка и определению допускаемых напря-

жений приведена в таблицах 1.9, 1.12 и 1.13, которые рассчитаны по приведённым выше формулам.

**Расчёт параметров червяка и венца червячного колеса (пятая задача).** Определение параметров деталей закрытой червячной передачи является задачей проектировочного расчёта, который выполняем из условия обеспечения сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих (активных) поверхностей зубьев. С учётом допускаемого контактного напряжения  $[\sigma_H]$  и предварительно назначенных по рекомендациям параметров определяем или межосевое расстояние  $a_w$  (*первый вариант*), или делительный диаметр колеса  $d_2$  (*второй вариант*). Ниже ограничимся первым вариантом расчёта.

Межосевое расстояние  $a_w$  находим по формуле:

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{z_2 / (q) [\sigma_H]} \right)^2 T_2 K'_H } \quad (1.41)$$

или, если коэффициент смещения  $x = 0$  и  $q$  соответствует условию (1.2), то

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{ T_2 K'_H / [\sigma_H]^2 }, \quad (1.42)$$

где  $K_a = 610$  — для архимедовых, конволютных и эвольвентных червяков;  $K_a = 530$  — для нелинейчатых червяков;

$K'_H$  — предварительное значение коэффициента нагрузки;

$T_2$  — вращающий момент на валу колеса, Н·м.

Полученное значение  $a_w$  округляем до ближайшего стандартного (табл. 1.1).

Затем определяем размеры червяка и венца червячного колеса по формулам, приведенным в *первой базовой задаче*, причём модуль можно выбрать из диапазона

$$m = (0,04 \dots 0,05) a_w. \quad (1.43)$$

**Оценка нагрузочных способностей передач с различными червяками (шестая задача).** Сравним нагрузочную спо-

способность червячных передач с нелинейчатым и эвольвентным (архимедовым либо конволютным) червяками. При прочих равных условиях можно записать, что

$$a_{wн} = a_{wэ}.$$

Тогда с учётом формулы (1.42) коэффициент сравнения, позволяющий сопоставить нагрузочную способность передач с различными червяками,

$$K_c = T_{2н} / T_{2э} = (K_{aэ} / K_{ан})^3 = (610 / 530)^3 = 1,5.$$

В приведённых выражениях:  $a_{wн}$ ,  $a_{wэ}$  — межосевые расстояния передач с нелинейчатым и эвольвентным червяками;  $T_{2н}$ ,  $T_{2э}$  — вращающие моменты на валу колеса этих передач;  $K_{aэ}$ ,  $K_{ан}$  — коэффициенты — см. формулу (1.42).

Следовательно, нагрузочная способность передачи с нелинейчатым червяком в 1,5 раза выше, чем других.

Такой же результат дают передачи с глобидным червяком. Однако эти передачи сложнее в изготовлении и в эксплуатации.

**Выполнение проверочных расчётов червячной передачи (седьмая задача).** Определив размеры деталей червячной передачи и уточнив значения некоторых из ранее выбранных по рекомендациям параметров, выполняем проверочные расчёты.

Условие обеспечения сопротивления контактному выкрашиванию

$$\sigma_H = \frac{5300}{z_2 / q} \sqrt{\left[ \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) / a_w \right]^3 T_2 K_H} \leq [\sigma_H] \quad (1.44)$$

или

$$\sigma_H = \frac{c}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (1.45)$$

В приведённых формулах:  $c = 15 \cdot 10^3$  — для архимедовых, конволютных и эвольвентных червяков;  $c = 12,2 \cdot 10^3$  — для нелинейчатых червяков;  $z_2$  — число зубьев колеса;  $q$  — ко-

эффицент диаметра червяка (табл. 1.2);  $T_2$  — вращающий момент на валу колеса, Н·м;  $K_H$  — уточнённое значение коэффициента нагрузки,

$$K_H = K_V K_\beta, \quad (1.46)$$

где  $K_V$  — коэффициент динамичности нагрузки. При окружной скорости колеса  $V_2 \leq 3$  м/с принимаем  $K_V = 1$ . В общем случае  $K_V = 1 \dots 1,3$ ;  $K_\beta$  — коэффициент концентрации нагрузки

$$K_\beta = 1 + (z_2/\theta)^2 (1 - X). \quad (1.47)$$

Здесь  $\theta$  — коэффициент деформации червяка, определяемый из таблицы 1.14 в зависимости от  $z_1$  и  $q$ ;

$X$  — отношение средневзвешенного момента к максимальному из длительно действующих,

$$X = \sum \frac{T_k}{T_{max}} \frac{L_{hk}}{L_h}. \quad (1.48)$$

Значения коэффициента  $X$  приведены в таблице 1.15.

Таблица 1.14  
Коэффициент деформации червяка  $\theta$

Число заходов червяка, $z_1$	Коэффициент $q$					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
(3)	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

Таблица 1.15  
Отношение средневзвешенного момента к максимальному  $X$

Типовой режим	0	I	II	III	IV	V
$X$	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Условие обеспечения сопротивления усталостной поломке зуба

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} K_F \cos \gamma_w}{1,3 m^2 q_1} Y_{F2} \leq [\sigma_F]_2, \quad (1.49)$$

или

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54T_2 K_F \cos \gamma_w}{d_2 m^2 q} Y_{F2} \leq [\sigma_F]_2, \quad (1.50)$$

где  $K_F$  — коэффициент нагрузки;

$m$  — модуль;

$q_1$  — коэффициент диаметра червяка для передачи со смещением (см. формулу (1.8));

$\gamma_w$  — угол подъема линий витка на начальном цилиндре червяка (см. формулу (1.22));

$Y_{F2}$  — коэффициент формы зуба колеса.

Коэффициент  $Y_{F2}$  выбираем в зависимости от приведённого числа зубьев  $z_{V2}$  (табл. 1.16) червячного колеса

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w. \quad (1.51)$$

Таблица 1.16

Коэффициент  $Y_{F2}$  формы зуба в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$z_V$	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
$z_V$	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_{F2}$	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Кроме того, необходима проверка на предотвращение хрупкого разрушения или пластической деформации зубьев при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_n} \leq [\sigma_H]_{max}, \quad (1.52)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_n \leq [\sigma_F]_{max}, \quad (1.53)$$

где коэффициент  $K_n = T_{пучк} / T$  известен из технического задания.

**Определение сил, действующих в червячном зацеплении (восьмая задача).** Схема сил, действующих в червячном зацеплении, показана на рисунке 1.8.

На схеме червяк 1 и червячное колесо 2 условно раздвинуты. Из условия равновесия червяка

$$\sum M_{O_1}(F_i, T) = 0 \quad (1.54)$$

имеем

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{w1}. \quad (1.55)$$

Из аналогичного условия для колеса

$$F_{t2} = 2T_2 / d_{w2}. \quad (1.56)$$

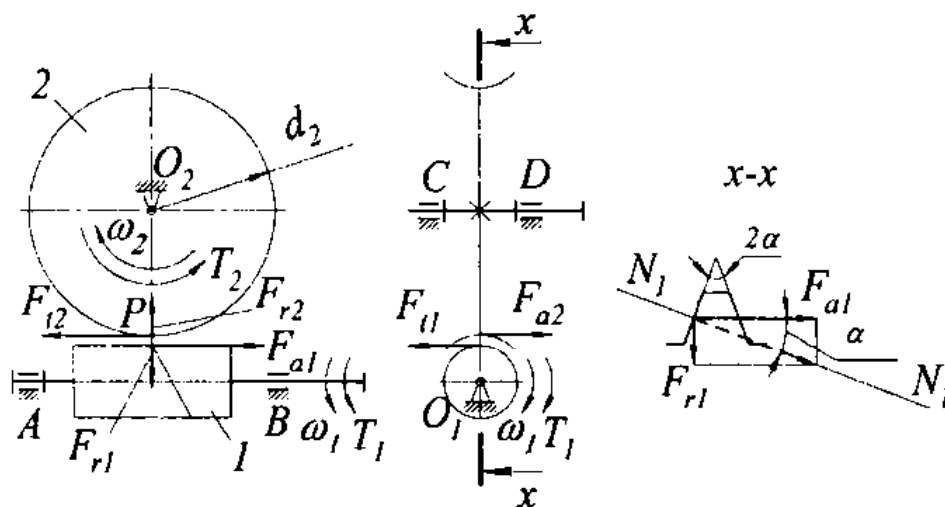


Рис. 1.8 Схема сил, действующих в червячном зацеплении

В соответствии с третьим законом механики

$$|F_{a2}| = |F_{t1}| \text{ и } |F_{a1}| = |F_{t2}|. \quad (1.57)$$

Для определения радиальных сил воспользуемся схемой, представленной на рисунке 1.8, в соответствии с которой

$$F_{r1} = F_{a1} \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (1.58)$$

где  $\alpha_w$  — угол профиля витка червяка.

Очевидно, что

$$|F_{r2}| = |F_{r1}|. \quad (1.59)$$

**Выполнение теплового расчёта червячного редуктора (девятая задача).** Он проводится с целью проверки следующего условия:

$$t_m = \Delta t + t_0 \leq [t_m], \quad (1.60)$$

где  $t_m$  — температура масла в редукторе, °С;  $\Delta t$  — температура нагрева масла, °С;  $t_0$  — температура воздуха, °С;  $[t_m] = 80...90$  °С — допускаемая температура нагрева масла (табл. 1.17, 1.18); для авиационного масла  $[t_m] = 100...120$  °С.

Величину  $\Delta t$  определяем из условия теплового баланса

$$\Delta t = 10^3 P_1 (1 - \eta_{\text{ч.р}}) / [K_T A_0 (1 + \psi)], \quad (1.61)$$

где  $P_1$  — мощность на входном валу, кВт;

$\eta_{\text{ч.р}}$  — КПД червячного редуктора определяем по формуле (1.20);

$\eta_{\text{ч.з}}$  — КПД червячного зацепления — см. формулу (1.21);

$A_0$  — поверхность охлаждения, м<sup>2</sup>, в которую входит 50 % поверхности рёбер;

$K_T$  — коэффициент теплоотдачи, Дж/(с·м<sup>2</sup>·°С);  $K_T = 11,6...18,6$  и  $K_T = 21...28$  Дж/(с·м<sup>2</sup>·°С) при естественном охлаждении и искусственном обдуве;

$\psi$  — коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму,  $\psi = 0,3$ .

**Таблица 1.17**

**Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания червячных передач при 100 °С**

Контактные напряжения, $\sigma_H$ , МПа	Кинематическая вязкость, $10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с при скорости скольжения $V_s$ , м/с		
	$\leq 2$	свыше 2 до 5	$> 5$
$\leq 200$	25	20	15
Св. 200 до 250	32	25	18
Св. 250 до 300	40	30	23

**Таблица 1.18**

**Масла, применяемые для смазывания червячных передач**

Масло	Вязкость масла $\nu_t \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с, при $t$ , °С						
	40	50	60	70	80	90	100
Цилиндровое 24 (вискозин)	550	270	140	76	48	35	24
Цилиндровое 52 (вапор)	1400	680	360	200	120	78	56
Трансмиссионное автотранспортное летнее (нигрол летний)	850	400	220	95	65	47	32
Трансмиссионное с присадкой, летнее	850	400	220	95	65	47	32
Тракторное АК-15 (автол 18)	230	115	70	43	28	22	16
Автотракторное АКЗп — 10	68	44	30	22	16	13	9
Автотракторное АКЗп — 6	37	28	21	15	13	11	5

Поверхность охлаждения  $A_0$  определяется по наружной поверхности корпуса редуктора, которая изнутри омывается маслом. Она находится ориентировочно по формуле

$$A_0 = 20a_w^{1,7}, \quad (1.62)$$

где  $a_w$  — межосевое расстояние, м.

Результаты расчёта по формуле (1.62) приведены в таблице 1.19.

**Таблица 1.19**

**Площадь  $A$  поверхности охлаждения корпуса в зависимости от межосевого расстояния  $a_w$**

$a_w$ , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$A$ , м <sup>3</sup>	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

Естественного охлаждения достаточно, если обеспечивается условие (1.60). В противном случае применяем искусственное охлаждение, например, обдувая корпус воздухом с помощью вентилятора. При этом повышается коэффициент теплоотдачи  $K_T$  (табл. 1.20).

Таблица 1.20

Коэффициент теплоотдачи  $K_r$  при обдуве вентилятором

Частота вращения вентилятора $n_B$ , мин <sup>-1</sup>	750	1000	1500	3000
$K_T$ , Дж/(с·м <sup>2</sup> ·°С)	24	29	35	50
Примечание. Вентилятор устанавливается на вал-червяк.				

**Расчет открытой червячной передачи (десятая задача).** Такая передача, как правило, используется в грузовых лебедках и должна быть самотормозящейся, её размеры определяют из условия обеспечения изгибной прочности зубьев колеса. При этом учитывают их износ в процессе эксплуатации.

Материал червячной пары выбираем из таблицы 1.9:

- колесо — серый чугун марок СЧ15, СЧ20;
- червяк — сталь марок 45, Ст6.

Допускаемые напряжения выбираем из таблиц 1.9, 1.12 и 1.13.

**Проектировочный расчёт.** При указанном сочетании материалов принимаем приведённый коэффициент трения  $f' \approx 0,1$  и определяем приведённый угол трения

$$\rho' = \arctg f' .$$

Из условия обеспечения самоторможения  $\gamma < \rho'$  имеем

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1/q < \operatorname{tg} \rho' .$$

Как правило,  $z_1 = 1$ . Отсюда находим коэффициент диаметра червяка

$$z_1/q < 0,1 \Rightarrow q > 10 z_1$$

и выбираем ближайшее стандартное значение  $q$ .

Затем оцениваем КПД червячной передачи

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho') .$$

Число зубьев колеса в соответствии с рекомендацией (1.2)

$$z_2 = 4q$$

и передаточное число

$$u = z_2 / (z_1 \eta).$$

Из условия обеспечения изгибной прочности зубьев колеса модуль передачи

$$m = 1,2 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_F K_{из} \cos \gamma}{z_2 q [\sigma_F]} Y_{F2}}, \quad (1.63)$$

где  $T_2$  — вращающий момент на валу колеса, Н·м;  $K_F$  — коэффициент нагрузки, принимаемый, как правило,  $K_F = 1$ ;  $K_{из}$  — коэффициент износа (табл. 1.21);  $Y_{F2}$  — коэффициент формы зуба, выбираемый из таблицы 1.16 в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

Таблица 1.21

Значение коэффициента  $K_{из}$

Процент износа	10	20	30
$K_{из}$	1,25	1,5	2,0

Из таблицы 1.2 выбираем ближайшее стандартное значение модуля  $m$ .

Основные размеры червяка и червячного колеса определяем по формулам, приведённым в первой базовой задаче.

Затем выполняем проверочные расчёты согласно *седьмой базовой задаче* (без учёта пиковой нагрузки).

### 1.3 Примеры расчётов

**Пример расчёта закрытой тихоходной червячной передачи.** Расчёт выполняем с использованием следующих исходных данных:

- частота вращения вала-червяка  $n_1 = 970 \text{ мин}^{-1}$ ;
- вращающий момент на валу колеса  $T_2 = 1148 \text{ Н·м}$ ;
- передача **неревверсивная**;
- передаточное число  $u = 20$ ;
- график режима нагружения **ступенчатый** (рис. 1.9);

- срок службы  $L = 3$  года;
- коэффициенты использования привода  $K_{год} = 0,5$ ;  
 $K_{сут} = 0,66$ .

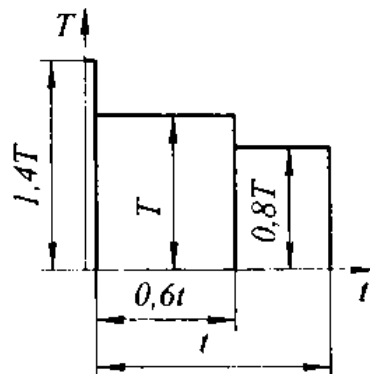


Рис. 1.9 График режима нагружения

*Выбор материала венца червячного колеса и червяка, назначение упрочняющей обработки червяка и определение допускаемых напряжений. Этот этап расчёта выполняем с использованием четвёртой базовой задачи.*

Угловая скорость червяка

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3,14 \cdot 970 / 30 = 102 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}.$$

Тогда ориентировочная скорость скольжения, определяемая по формуле (1.23),

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 102 \sqrt[3]{1148} = 4,8 \text{ м/с}.$$

При этой скорости для венца червячного колеса из таблицы 1.9 выбираем безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ, у которой  $\sigma_T = 195$  МПа и  $\sigma_B = 390$  МПа. Для данной бронзы допускаемое контактное напряжение согласно формуле (1.30) при цементованном и закаленном червяке

$$[\sigma_H] = (300 \dots 275) - 25V_s = 300 - 25 \cdot 4,8 = 180 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев

$$[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T = 2 \cdot 195 = 390 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба определяем по формуле (1.33) с учётом зависимостей (1.34) и (1.35).

Ресурс передачи

$$L_h = 365 \cdot 24 L K_{\text{год}} K_{\text{сут}} = 365 \cdot 24 \cdot 3 \cdot 0,5 \cdot 0,66 = 10572 \text{ ч.}$$

При этом эквивалентное число циклов нагружения при показателе степени кривой усталости  $m_F = 9$

$$\begin{aligned} N_{FE} &= 60 n_2 L_h \sum (T_k / T_{\text{max}})^{m_F} (L_{hk} / L_h) = \\ &= 60 \cdot 48,5 \cdot 10,572 \cdot 10^3 (1^9 \cdot 0,6 + 0,8^9 \cdot 0,4) = 2,6 \cdot 10^7 \end{aligned}$$

и коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[m_F]{N_{FG} / N_{FE}} = \sqrt[9]{10^6 / (2,6 \cdot 10^7)} = 0,70 .$$

Окончательно допускаемое напряжение изгиба для бронзовых червячных колес при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной)

$$\begin{aligned} [\sigma_F]_0 &= (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) Y_N = \\ &= (0,25 \cdot 195 + 0,08 \cdot 390) \cdot 0,70 = 56 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Допускаемое напряжение изгиба для проверки статической прочности зубьев

$$[\sigma_F]_{\text{max}} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 195 = 156 \text{ МПа.}$$

*Проектировочный расчёт передачи.* Он сводится к определению размеров червяка и венца червячного колеса в соответствии с пятой и первой базовыми задачами.

Размеры можно выразить через межосевое расстояние, определяемое из расчёта по контактному напряжению.

Будем считать, что выполняется условие (1.2). Тогда межосевое расстояние определяем по формуле (1.42), предварительно принимая  $K_H = 1,1$ .

При указанных значениях величин и  $K_a = 610$  (для передачи с эвольвентным червяком)

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 K_H / [\sigma_H]^2} = 610 \sqrt[3]{1148 \cdot 1,1 / 180^2} = 207 \text{ мм.}$$

При  $u = 20$ , согласно таблице 1.8, назначаем  $z_1 = 2$ .

Тогда

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40 \text{ и } q = 0,25 z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10.$$

Окончательно принимаем следующие параметры передачи:

$$a_w = a_{w \text{ ст}} = 200 \text{ мм}; z_1 = 2; z_2 = 40; q = 10.$$

Отсюда модуль в соответствии с формулой (1.4)

$$m = 2a_w / (q + z_2) = 2 \cdot 200 / (10 + 40) = 8 \text{ мм.}$$

При этом коэффициент смещения червяка согласно формуле (1.5)

$$x = a_w / m - 0,5(q + z_2) = 200 / 8 - 0,5(10 + 40) = 0.$$

Основные размеры червяка и червячного колеса:

- начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = d_1 = mq = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм};$$

- делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 40 = 320 \text{ мм.}$$

При  $z_1 = 2$   $c_1 = 11$  и  $c_2 = 0,06$  (табл. 1.3), а длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2 \text{ мм.}$$

Поскольку червяк шлифуется,  $b_1$  увеличиваем на  $\Delta b_1 = 27,8$  мм (табл. 1.4).

Тогда фактическая длина нарезанной части червяка

$$b_{1\phi} = b_1 + \Delta b_1 = 107,2 + 27,8 = 135 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин:

— червяка  $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм};$

— колеса  $d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм.}$

Диаметры впадин:

- червяка  $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8$  мм;
- колеса  $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8$  мм.

Наибольший диаметр колеса

$$d_{a2\max} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 336 + 6 \cdot 8 / (2 + 2) = 348 \text{ мм.}$$

При  $z_1 = 2$  ширина колеса согласно выражениям 1.13

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм.}$$

Условный угол обхвата витков червяка зубьями колеса по формуле 1.14

$$\begin{aligned} 2d &= 2 \arcsin [b_2 / (d_{a1} - 0,5m)] = \\ &= 2 \arcsin [72 / (96 - 0,5 \cdot 8)] = 103^\circ. \end{aligned}$$

*Проверочные расчёты червячной передачи.* Их выполняем в соответствии с *седьмой базовой задачей.*

Расчётное контактное напряжение находим по формуле (1.45) с предварительным уточнением коэффициента нагрузки по формулам (1.46)–(1.48).

Окружная скорость колеса

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 48,5}{6 \cdot 10^4} = 0,8 \text{ м/с.}$$

В этом случае можно принять коэффициент динамичности нагрузки  $K_v = 1$ .

В зависимости от  $z_1$  и  $q$  находим из таблицы 1.14  $\theta = 86$ .

Отношение средневзвешенного момента к максимальному из длительно действующих по выражению (1.48)

$$X = \sum \frac{T_k}{T_{\max}} \frac{L_{hk}}{L_h} = 1 \cdot 0,6 + 0,8 \cdot 0,4 = 0,92.$$

Тогда коэффициент концентрации нагрузки согласно формуле (1.47)

$$K_b = 1 + (z_2/\theta)^2 (1 - X) = 1 + (40/86)^2 (1 - 0,92) = 1,02$$

и окончательно по зависимости (1.46)

$$K_H = K_v K_b = 1 \cdot 1,02 = 1,02.$$

С учетом полученных значений величин расчётное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{c}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} = \frac{15 \cdot 10^3}{320} \sqrt{\frac{1148 \cdot 1,02}{80}} = 179,3 \text{ МПа.}$$

Уточняем допускаемые контактные напряжения:

• угол подъёма линии витка червяк на делительном цилиндре

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 2/10 = 0,2 \Rightarrow \gamma = 11,3^\circ;$$

• скорость скольжения

$$V_S = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 970}{6 \cdot 10^4 \cos 11,3^\circ} = 4,16 \text{ м/с.}$$

Тогда допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = (300 \dots 275) - 25V_S = 300 - 25 \cdot 4,16 = 196 \text{ МПа.}$$

Недогрузка

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_H &= (([\sigma_H] - \sigma_H) / [\sigma_H]) \cdot 100 \% = \\ &= ((196 - 179,3) / 196) \cdot 100 \% = 8,5 \%. \end{aligned}$$

Проверяем условие (1.50) изгибной прочности зубьев колеса.

Определив эквивалентное число зубьев колеса по формуле (1.51)

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{40}{\cos^3 11,3^\circ} = 43,$$

из таблицы 1.16 находим коэффициент формы зуба  $Y_{F2} = 1,51$ .

Тогда напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54T_2K_F \cos \gamma}{d_2m^2q} Y_{F2} =$$

$$= \frac{1,54 \cdot 1148 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot \cos 11,3^\circ}{320 \cdot 8^2 \cdot 10} 1,51 = 13 \text{ МПа.}$$

Видим, что  $\sigma_F \ll [\sigma_F] = 56 \text{ МПа}$ .

Проверочные расчёты на перегрузку выполняем по формулам (1.52), (1.53).

Имея из технического задания  $K_n = 1,4$ , получаем

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_n} = 179,3 \cdot \sqrt{1,4} = 212,2 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_n = 13 \cdot 1,4 = 18,2 \text{ МПа} \ll [\sigma_F]_{\max}.$$

Следовательно, статическая прочность зубьев обеспечена.

*Определение сил, действующих в червячном зацеплении.*

Воспользуемся восьмой базовой задачей.

*Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке,*

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1148 \cdot 10^3 / 320 = 7,2 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Из таблицы 1.6 в зависимости от  $V_s$  при полированном червяке приведенный угол трения  $\rho' = 1^\circ 20'$ .

Тогда КПД червячного зацепления определяем по формуле (1.21)

$$\eta_{ч,з} = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho') = \operatorname{tg} 11,3^\circ / \operatorname{tg} (11,3 + 1,33)^\circ = 0,883.$$

при этом вращающий момент на червяке

$$T_1 = T_2 / (i \eta_{ч,з}) = 1148 / (20 \cdot 0,883) = 65 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

и окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 65 \cdot 10^3 / 80 = 1,63 \text{ кН.}$$

Радиальные силы

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \operatorname{tg} \alpha_w = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 7,2 \operatorname{tg} 20^\circ = 2,62 \text{ кН.}$$

Схема сил, действующих в червячном зацеплении, показана на рисунке 1.8.

*Выполнение теплового расчёта червячного редуктора.* Данный расчёт выполняем на основе *девятой базовой задачи.*

Температуру нагрева масла  $\Delta t$  находим по формуле (1.61).

С учётом результатов предыдущих расчётов имеем:

$$P_1 = T_1 \omega_1 = 65 \cdot 102 = 6630 \text{ Вт};$$

$$\eta_{\text{в.р}} = \eta_{\text{в.н}} = 0,883;$$

$$A_0 = 20a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,2^{1,7} = 1,3 \text{ м}^3.$$

Принимая  $K_T = 11,6 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  и  $\psi = 0,3$ , получаем при  $P_1$ , Вт:

$$\Delta t = P_1(1 - \eta_{\text{в.р}}) / [K_T A_0(1 + \psi)] =$$

$$= 6630(1 - 0,883) / [11,6 \cdot 1,3(1 + 0,3)] = 39,6 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Тогда в соответствии с условием (1.60) при  $t_0 = 20 \text{ } ^\circ\text{С}$

$$t_m = \Delta t + t_0 = 39,6 + 20 = 59,6 \text{ } ^\circ\text{С}$$

Так как по рекомендации для редукторных масел  $[t_m] = 80 \text{ } ^\circ\text{С}$ , то тепловой режим обеспечен.

*Пример расчёта закрытой быстроходной червячной передачи.* Расчёт выполняем с использованием следующих исходных данных:

- |                                   |                                       |
|-----------------------------------|---------------------------------------|
| • частота вращения вала-червяка   | $n_1 = 2895 \text{ мин}^{-1};$        |
| • вращающий момент на валу колеса | $T_2 = 320 \text{ Н} \cdot \text{м};$ |
| • передаточное число              | $u = 16;$                             |
| • передача                        | неревверсивная;                       |
| • график режима нагружения        | ступенчатый<br>(рис. 1.9);            |
| • срок службы                     | $L = 3 \text{ года};$                 |

- коэффициенты использования привода

$$K_{zod} = 0,5;$$

$$K_{cym} = 0,66;$$

- расположение червяка

верхнее.

*Выбор материала венца червячного колеса и червяка, на значение упрочняющей обработки червяка и определение допускаемых напряжений. Этот этап расчёта выполняем с использованием четвёртой базовой задачи.*

Угловая скорость червяка

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3,14 \cdot 2895 / 30 = 303 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}.$$

Тогда ориентировочная скорость скольжения

$$V_S = 4,5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 303 \sqrt[3]{320} = 9,3 \text{ м /с}.$$

При этой скорости для венца червячного колеса выбираем из таблицы 1.9 оловянную бронзу БрО10Н1Ф1, у которой  $\sigma_B = 285 \text{ МПа}$  и  $\sigma_T = 165 \text{ МПа}$ .

Допускаемое контактное напряжение рассчитываем по формуле (1.24). Для этого по таблице 1.10 для  $V_S > 8 \text{ м/с}$  выбираем коэффициент, учитывающий износ,  $C_V = 0,8$ .

Частота вращения колеса

$$n_2 = n_1 / u = 2895 / 16 = 181 \text{ мин}^{-1}.$$

Ресурс передачи

$$L_h = 365 \cdot 24 L K_{zod} K_{cym} = 365 \cdot 24 \cdot 3 \cdot 0,5 \cdot 0,66 = 10572 \text{ ч}.$$

Для заданного режима нагружения коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям  $K_{HE}$  при  $m_H = 8,0$  находим по формуле

$$K_{HE} = \sum_{k=1}^2 (T_k / T_{max})^{m_H / 2} (t_k / t) = 1^4 \cdot 0,6 + 0,8^4 \cdot 0,4 = 0,764.$$

Тогда эквивалентное число циклов нагружений

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 145 \cdot 10,572 \cdot 10^3 \cdot 0,764 = 8,78 \cdot 10^7$$

и по формуле (1.24) допускаемое контактное напряжение при  $K_1 = 0,85$

$$[\sigma_H] = K_1 \sigma_B C_V \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}} = \\ = 0,85 \cdot 285 \cdot 0,8 \sqrt[8]{10^7 / 8,78 \cdot 10^7} = 148 \text{ МПа.}$$

При верхнем расположении червяка зона зацепления не находится в масле, поэтому допускаемое контактное напряжение уменьшаем на 15 %, т.е.

$$[\sigma_H]_p = 0,85[\sigma_H] = 0,85 \cdot 148 = 126 \text{ МПа.}$$

По аналогии допускаемое контактное напряжение для проверки статической прочности зубьев колеса из таблицы 1.13

$$[\sigma_H]_{\max} = 0,85 \cdot 4 \sigma_T = 0,85 \cdot 4 \cdot 165 = 562 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное число циклов нагружений при показателе степени кривой усталости  $m_F = 9$

$$N_{FE} = 60 n_2 L_h \sum (T_h / T_{\max})^{m_F} (L_{hk} / L_h) = \\ = 60 \cdot 181 \cdot 10,572 \cdot 10^3 (1^9 \cdot 0,6 + 0,8^9 \cdot 0,4) = 9,67 \cdot 10^7$$

и коэффициент долговечности

$$Y_N = \sqrt[m_F]{N_{FG} / N_{FE}} = \sqrt[9]{10^6 / (9,67 \cdot 10^7)} = 0,6.$$

Окончательно допускаемое напряжение изгиба по формуле (1.33)

$$[\sigma_F]_p = 0,85(0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) Y_N = \\ = 0,85(0,25 \cdot 165 + 0,08 \cdot 285) \cdot 0,6 = 33 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение изгиба для проверки статической прочности зубьев (табл. 1.13)

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,85 \cdot 0,8 \sigma_T = 0,85 \cdot 0,8 \cdot 165 = 112 \text{ МПа.}$$

*Проектировочный расчёт передачи.* Он сводится к определению размеров червяка и венца червячного колеса в соответствии с пятой и первой базовыми задачами.

Размеры можно выразить через межосевое расстояние, определяемое из расчёта по контактному напряжению.

Будем считать, что выполняется условие (1.2). Тогда межосевое расстояние определяем по формуле (1.42), предварительно принимая  $K_H = 1,2$ .

При указанных значениях величин и  $K_a = 530$  (для передачи с нелинейчатым червяком) получаем

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{T_2 K_H / [\sigma_H]^2} = 530 \sqrt[3]{320 \cdot 1,2 / 126^2} = 153 \text{ мм.}$$

При  $u = 16$ , согласно таблице 1.8, назначаем число витков червяка  $z_1 = 2$ .

Тогда число зубьев колеса  $z_2$  и коэффициент диаметра червяка  $q$ :

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 16 = 32 \text{ и } q = 0,25z_2 = 0,25 \cdot 32 = 8.$$

Окончательно принимаем следующие параметры передачи:

$$a_w = a_{w \text{ ст}} = 160 \text{ мм}; z_1 = 2; z_2 = 32; q = 8.$$

Отсюда модуль

$$m = 2a_w / (q + z_2) = 2 \cdot 160 / (8 + 32) = 8 \text{ мм.}$$

При этом коэффициент смещения червяка

$$x = a_w / m - 0,5(q + z_2) = 160 / 8 - 0,5(8 + 32) = 0.$$

Основные размеры червяка и червячного колеса:

- начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = d_1 = mq = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм};$$

- делительный диаметр колеса

$$d_2 = m z_2 = 8 \cdot 32 = 256 \text{ мм.}$$

Из таблицы 1.3 при  $z_1 = 2$   $c_1 = 11$ ,  $c_2 = 0,06$  и по формуле 1.9 длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 8 = 103,4 \text{ мм.}$$

Поскольку червяк шлифуется,  $b_1$  увеличиваем на  $\Delta b_1 = 26,6$  мм. Тогда фактическая длина нарезанной части червяка

$$b_{1\phi} = b_1 + \Delta b_1 = 103,4 + 26,6 = 130 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин:

$$\text{— червяка} \quad d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 8 = 80 \text{ мм;}$$

$$\text{— колеса} \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 256 + 2 \cdot 8 = 272 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин:

$$\text{— червяка} \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m = 64 - 2,4 \cdot 8 = 44,8 \text{ мм;}$$

$$\text{— колеса} \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m = 256 - 2,4 \cdot 8 = 236,8 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{a2\max} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 272 + 6 \cdot 8 / (2 + 2) = 284 \text{ мм.}$$

При  $z_1 = 2$  ширина колеса согласно выражениям (1.13)

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм.}$$

Условный угол обхвата витков червяка зубьями колеса по формуле (1.14)

$$2\delta = 2 \arcsin [b_2 / (d_{a1} - 0,5m)] = 2 \arcsin [60 / (80 - 0,5 \cdot 8)] = 104^\circ.$$

*Проверочные расчёты червячной передачи.* Их выполняем в соответствии с *седьмой базовой задачей.*

Расчетное контактное напряжение находим по формуле (1.45) с предварительным уточнением коэффициента нагрузки с использованием формул (1.46)–(1.48).

Окружная скорость колеса

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 181}{6 \cdot 10^4} = 3,03 \text{ м/с.}$$

В этом случае можно принять коэффициент динамичности нагрузки  $K_v = 1$ .

В зависимости от  $z_1$  и  $q$  находим из таблицы 1.14  $\theta = 57$ ;  
 Отношение средневзвешенного момента к максимальному  
 из длительно действующих по выражению (1.48)

$$X = \sum \frac{T_k}{T_{max}} \frac{L_{hk}}{L_h} = 1 \cdot 0,6 + 0,8 \cdot 0,4 = 0,92.$$

Тогда коэффициент концентрации нагрузки согласно формуле (1.47)

$$K_\beta = 1 + (z_2/\theta)^2 (1 - X) = 1 + (32/57)^2 (1 - 0,92) = 1,03$$

и окончательно коэффициент нагрузки по выражению (1.46)

$$K_H = K_V K_\beta = 1 \cdot 1,03 = 1,03.$$

С учётом полученных значений величин имеем

$$\sigma_H = \frac{c}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} = \frac{12,2 \cdot 10^3}{256} \sqrt{\frac{320 \cdot 1,03}{64}} = 108 \text{ МПа.}$$

Недогрузка

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_H &= (([\sigma_H] - \sigma_H)/[\sigma_H]) \cdot 100 \% = \\ &= ((126 - 108)/126) \cdot 100 \% = 14,3 \%. \end{aligned}$$

Проверяем условие (1.50) изгибной прочности зубьев колеса.  
 Согласно формуле (1.3) угол подъёма линии витка червяка на начальном цилиндре

$$\operatorname{tg} \gamma_w = z_1/q = 2/8 = 0,25 \Rightarrow \gamma_w = 14^\circ.$$

Определив эквивалентное число зубьев колеса по формуле (1.51)

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{32}{\cos^3 14^\circ} = 35,$$

из таблицы 1.16 находим коэффициент формы зуба  $Y_{F2} = 1,64$ .

Тогда напряжение изгиба зубьев колеса

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{1,54T_2K_F \cos \gamma_w}{d_2m^2q} Y_{F2} = \\ &= \frac{1,54 \cdot 320 \cdot 10^3 \cdot 1,03 \cdot \cos 14^\circ}{256 \cdot 8^2 \cdot 8} 1,64 = 6,2 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Видим, что  $\sigma_F \ll [\sigma_F] = 33 \text{ МПа}$ .

Проверочные расчёты при действии пикового (пускового) момента выполняем по формулам (1.52), (1.53).

Имея из технического задания коэффициент перегрузки

$$K_n = T_{\text{пуск}} / T = 1,4, \text{ получаем}$$

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \sqrt{K_H} = 108 \sqrt{1,4} = 127,8 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\max} = 562 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F K_H = 6,2 \cdot 1,4 = 8,7 \text{ МПа} \ll [\sigma_F]_{\max} = 132 \text{ МПа}.$$

Следовательно, статическая прочность зубьев обеспечена.

*Определение сил, действующих в червячном зацеплении.*

Воспользуемся восьмой базовой задачей.

Сначала уточним КПД червячного зацепления по формуле (1.21). Для этого определяем скорость скольжения

$$V_s = \frac{\pi d_{w1} n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma_w} = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 2895}{6 \cdot 10^4 \cos 14^\circ} = 10 \text{ м/с}.$$

Из таблицы 1.6 в зависимости от  $V_s$  при полированном червяке приведённый угол трения  $\rho' = 0^\circ 55'$ .

Тогда КПД червячного зацепления

$$\eta_{ч.з} = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = \operatorname{tg} 14^\circ 022' / \operatorname{tg}(14^\circ 022' + 0,92^\circ) = 0,936.$$

*Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке,*

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 320 \cdot 10^3 / 256 = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Вращающий момент на червяке

$$T_1 = T_2 / (u \eta_{\text{ч.з}}) = 320 / (16 \cdot 0,936) = 21,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

и окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,

$$F_{r1} = F_{a2} = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 21,4 \cdot 10^3 / 64 = 0,67 \text{ кН}.$$

Радиальные силы

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 2,5 \operatorname{tg} 20^\circ = 0,91 \text{ кН}.$$

Схема сил, действующих в червячном зацеплении, показана на рисунке 1.8.

*Выполнение теплового расчёта червячного редуктора.* Данный расчёт выполняем на основе девятой базовой задачи.

Температуру нагрева масла  $\Delta t$  находим по формуле (1.61).

С учётом результатов предыдущих расчётов можно записать:

$$P_1 = T_1 \omega_1 = 21,4 \cdot 303 = 6484 \text{ Вт};$$

$$\eta_{\text{ч.р}} = \eta_{\text{ч.п}} = 0,936;$$

$$A_0 = 20a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,16^{1,7} = 0,89 \text{ м}^3.$$

Принимая  $K_T = 11,6 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  и  $\psi = 0,3$ , получаем при  $P_1$ , Вт:

$$\Delta t = P_1(1 - \eta_{\text{ч.р}}) / [K_T A_0(1 + \psi)] =$$

$$= 6484 (1 - 0,936) / [11,6 \cdot 0,89 \cdot (1 + 0,3)] = 30,9 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Тогда в соответствии с условием (1.60) при  $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{С}$

$$t_m = \Delta t + t_0 = 30,9 + 20 = 50,9 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Так как по рекомендации для редукторных масел  $[t_m] = 80 \text{ }^\circ\text{С}$ , то тепловой режим редуктора обеспечен.

*Пример расчёта открытой червячной передачи.* Рассчитаем самотормозящуюся червячную передачу ручной грузовой лебёдки, предназначенной для подъёма груза (рис. 1.10) при следующих исходных данных:

- вес груза
- диаметр барабана
- сила, прикладываемая к рукоятке
- длина рукоятки (плечо силы  $F_p$ )
- износ зубьев колеса по отношению к первоначальной толщине
- число рукояток

$$F_G = 10 \text{ кН};$$

$$D_6 = 400 \text{ мм};$$

$$F_p = 150 \text{ Н};$$

$$h_p = 400 \text{ мм};$$

$$10 \text{ \%};$$

$$n = 2.$$

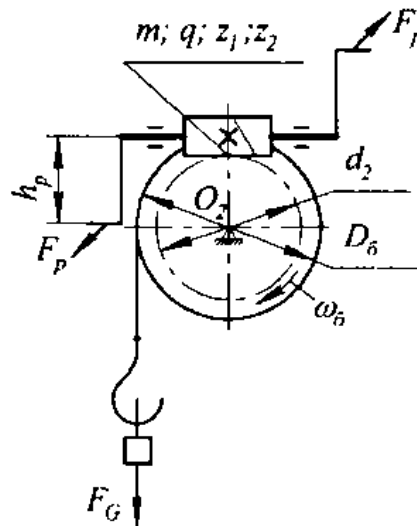


Рис. 1.10 Схема грузовой лебёдки

Вращающий момент на валу колеса (барабана)

$$T_2 = T_6 = F_G D_6 / 2 = 10 \cdot 10^3 \cdot 0,4 / 2 = 2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вращающий момент на червяке

$$T_1 = n F_p h_p = 2 \cdot 150 \cdot 0,4 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

КПД самотормозящейся передачи предварительно принимаем из таблицы 1.8  $\eta' = 0,5$ . Тогда ориентировочное передаточное число

$$u' = T_2 / (T_1 \eta') = 2 \cdot 10^3 / (120 \cdot 0,5) = 33,3.$$

Выбираем материал червячной пары:

- колеса — серый чугун СЧ20;
- червяка — сталь 45.

Определяем допускаемые напряжения:

- допускаемое напряжение изгиба при работе зубьев колеса обеими сторонами из таблицы 1.9

$$[\sigma_F]_{-1} = 29 \text{ МПа};$$

• допускаемое контактное напряжение из таблицы 1.12

$$[\sigma_H] = 170 \text{ МПа.}$$

*Проектировочный расчёт.* При указанном сочетании материалов принимаем приведённый коэффициент трения  $f' = 0,1$ . При этом приведённый угол трения

$$\rho' = \text{arctg } f' = \text{arctg } 0,1 = 5,71^\circ.$$

Из условия самоторможения  $\gamma < \rho'$  имеем

$$\text{tg } \gamma = z_1/q < \text{tg } \rho' = 0,1.$$

Отсюда

$$z_1/q < 0,1 \Rightarrow q > 10 z_1 = 10 \cdot 1 = 10.$$

Из таблицы 1.2 выбираем ближайшее рекомендуемое значение  $q = 12,5$ . При этом угол подъёма винтовой линии на делительном цилиндре

$$\gamma = \text{arctg } z_1/q = \text{arctg } 1/12,5 = 4,57^\circ.$$

Определяем КПД червячной передачи

$$\eta = \text{tg } \gamma / \text{tg}(\gamma + \rho') = \text{tg } 4,57^\circ / \text{tg}(4,57^\circ + 5,71^\circ) = 0,44.$$

Тогда требуемое передаточное число

$$u = T_2 / (T_1 \eta) = 2 \cdot 10^3 / (120 \cdot 0,44) = 37,9.$$

Принимаем  $u = 40$ . Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 1 \cdot 40 = 40.$$

Определяем эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 4,57^\circ} = 40,4.$$

Из таблицы 1.16 находим коэффициент формы зуба  $Y_{F2} = 1,55$ .

При коэффициенте нагрузки  $K_F = 1,0$  и коэффициенте износа  $K_{из} = 1,25$  (табл. 1.21) рассчитываем модуль по формуле (1.63)

$$m = 1,2 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_F K_{из} \cos \gamma}{z_2 q [\sigma_F]_2} Y_{F2}} =$$

$$= 1,2 \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cos 4,57^\circ}{40 \cdot 12,5 \cdot 29} 1,55} = 7,72 \text{ мм.}$$

Из таблицы 1.2 ближайшее стандартное значение  $m = 8$  мм.

Основные размеры червяка и червячного колеса:

- начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = d_1 = mq = 8 \cdot 12,5 = 100 \text{ мм;}$$

- делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 40 = 320 \text{ мм.}$$

При  $z_1 = 1$   $c_1 = 11$ ,  $c_2 = 0,06$  и длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1 = 110$  мм.

Диаметры вершин:

— червяка  $d_{a1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 8 = 116 \text{ мм;}$

— колеса  $d_{a2} = d_2 + 2m = 320 + 2 \cdot 8 = 336 \text{ мм.}$

Диаметры впадин:

— червяка  $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 100 - 2,4 \cdot 8 = 80,8 \text{ мм;}$

— колеса  $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 320 - 2,4 \cdot 8 = 300,8 \text{ мм.}$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{a2\max} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 336 + 6 \cdot 8 / (1 + 2) = 352 \text{ мм.}$$

При  $z_1 = 1$  ширина колеса согласно зависимости 1.13

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 116 = 87 \text{ мм.}$$

Условный угол обхвата витков червяка зубьями колеса по формуле 1.14

$$2\delta = 2\arcsin [b_2 / (d_{a1} - 0,5m)] = \\ = 2\arcsin [87 / (116 - 0,5 \cdot 8)] = 102^\circ.$$

*Проверочные расчёты.* Расчётное напряжение изгиба зубьев колеса согласно левой части условия (1.50)

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54T_2K_FK_{\alpha}\cos\gamma}{d_2m^2q} Y_{F2} = \\ = \frac{1,54 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cos 4,57^\circ}{320 \cdot 8^2 \cdot 12,5} 1,55 = 23 \text{ МПа.}$$

Недогрузка

$$\Delta\sigma_F = (([\sigma_F] - \sigma_F) / [\sigma_F]) \cdot 100 \% = \\ = ((29 - 23) / 29) \cdot 100 \% = 20,7 \%. .$$

Расчётное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{c}{d_2} \sqrt{\frac{T_2K_H}{d_1}} = \frac{12,2 \cdot 10^3}{320} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{100}} \approx 170 \text{ МПа.}$$

*Определение сил, действующих в червячном зацеплении.* Воспользуемся восьмой базовой задачей.

*Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке,*

$$F_{t2} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 10^3 / 320 = 12,5 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

*Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,*

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 120 \cdot 10^3 / 100 = 2,4 \text{ кН.}$$

Радиальные силы

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \operatorname{tg}\alpha = F_{t2} \operatorname{tg}\alpha = 12,5 \operatorname{tg} 20^\circ = 4,55 \text{ кН.}$$

Схема сил, действующих в червячном зацеплении, показана на рисунке 1.8.

#### 1.4 Задачи для самостоятельной работы

1. Определить требуемую мощность электродвигателя в приводе с червячным редуктором, если КПД муфты, соединяющей вал электродвигателя с валом-червяком  $\eta_{*} = 0,98$ ; КПД пары подшипников  $\eta_{н.н} = 0,99$ ; КПД червячной передачи  $\eta_{ч.н} = 0,80$ . К валу червячного колеса приложен вращающий момент  $T_3 = 1,0$  кН·м, частота вращения этого вала  $n_3 = 90$  мин.<sup>-1</sup>.

2. Найти силы, действующие в червячном зацеплении при следующих параметрах:  $m = 8$  мм;  $q = 10$ ;  $z_1 = 1$ ;  $z_2 = 40$ ;  $P_1 = 5$  кВт;  $\omega_1 = 100$  рад/с и  $\eta = 0,75$ .

Изобразите расчётные схемы. Определите, какой из подшипников воспринимает соответствующую осевую силу.

3. Определить силы, действующие на червяк, если момент на червяке  $T_1 = 50$  Н·м, делительный диаметр червячного колеса  $d_2 = 400$  мм; передаточное число червячной передачи  $u = 40$ , её КПД  $\eta = 0,8$ . Изобразите расчётные схемы.

4. Выбрать материал венца червячного колеса и червяка, назначить упрочняющую обработку червяка и определить допускаемые напряжения при следующих исходных данных: угловая скорость червяка  $\omega_1 = 100$  рад/с; скорость скольжения  $V_s = 5$  м/с; передача — неревверсивная; передаточное число  $u = 20$ ; нагрузка — постоянная; срок службы  $L = 3$  года; коэффициенты использования привода  $K_{год} = 0,5$ ;  $K_{сут} = 0,66$ .

5. Рассчитать размеры венца червячного колеса и червяка, т.е. спроектировать червячную передачу по следующим исходным данным: вращающий момент на валу колеса  $T_2 = 1000$  Н·м; допускаемое контактное напряжение для колеса  $[\sigma_H] = 180$  МПа; передаточное число  $u = 20$ . В процессе расчётов принять, что выполняется условие (1.2).

6. Определить межосевое расстояние и КПД червячной передачи, если делительный диаметр червяка  $d_1 = 100$  мм;

передаточное число червячной передачи  $u = 50$ , число заходов червяка  $z_1 = 1$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ ; приведённый угол трения  $\rho' = 1^\circ$ .

7. Выполнить тепловой расчёт червячной передачи по исходным данным предыдущей задачи. Дополнительно принять: коэффициент теплоотдачи  $K_T = 12 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ; коэффициент теплоотвода в фундаментную раму  $\psi = 0,3$ ; температура окружающей среды  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ; допускаемая температура нагрева масла  $[t_m] = 80 \dots 90^\circ\text{C}$ .

## 2. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Передачи винт-гайка скольжения применяют для вертикального перемещения грузов (домкраты), для осуществления перемещений, связанных с технологическими процессами (винты прессов, ходовые винты станков), в испытательных машинах и других областях.

### 2.1 Основы расчёта

*Виды отказа передачи* — износ резьбы, появление остаточных деформаций и потеря устойчивости.

Критерии работоспособности и расчёта:

- износостойкость резьбы;
- прочность грузового или ходового винта;
- устойчивость винта.

*Условие обеспечения износостойкости* резьбы, соответствующее невыдавливанию смазочного материала:

$$\sigma_{см} = F_a / (\pi d_2 h_p z) \leq [\sigma_{см}], \quad (2.1)$$

где  $\sigma_{см}$ ,  $[\sigma_{см}]$  — расчётное и допускаемое напряжения смятия (удельное давление) в резьбе;

$F_a$  — нагрузка на винт (осевая сила);

$d_2$  — средний диаметр резьбы;

$h_p$  — рабочая высота профиля;

$z$  — рабочее число витков

$$z = H/P, \quad (2.2)$$

причём здесь  $H$  — высота гайки;  $P$  — шаг резьбы.

*Проверка прочности грузового винта.* Условие прочности винта

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + \alpha \tau^2} \leq [\sigma_{сж}], \quad (2.3)$$

где  $\sigma_E$  — эквивалентное напряжение;  $\sigma_{сж}$  — напряжение сжатия, обусловленное силой  $F_a$ ;  $\alpha = 4$  и  $3$  согласно третьей и

четвёртой теориям прочности;  $\tau$  — касательное напряжение от действия крутящего момента  $M_z$ ;  $[\sigma_{сж}]$  — допускаемое напряжение сжатия.

*Проверка устойчивости грузового винта.* Такую проверку можно выполнить по одному из вариантов.

*Первый вариант.* Условие обеспечения устойчивости грузового винта, испытывающего деформации сжатия, имеет следующий вид:

$$S_y = F_{кр} / F_a > [S_y], \quad (2.4)$$

где  $S_y$  и  $[S_y]$  — расчетный и нормируемый коэффициенты запаса устойчивости;  $F_{кр}$  — критическая нагрузка на винт.

*Второй вариант.* В зависимости от гибкости и материала винта находим коэффициент  $\varphi$  понижения допускаемого напряжения сжатия, а затем проверяем условие обеспечения прочности с учётом устойчивости

$$\sigma_{сж} = F_a / A_p \leq [\sigma_{сж}] \varphi \quad (2.5)$$

где  $A_p$  — расчётная площадь поперечного сечения винта.

Для передачи винт-гайка скольжения применяют ходовую резьбу:

- при реверсивном движении под нагрузкой — трапецидальную  $Tr$  по ГОСТ 9484 и ГОСТ 24738;
- при нереверсивном движении под нагрузкой — упорную  $S$  по ГОСТ 10177;
- прямоугольную (ленточную или квадратную), которая нетехнологична и поэтому нестандартна.

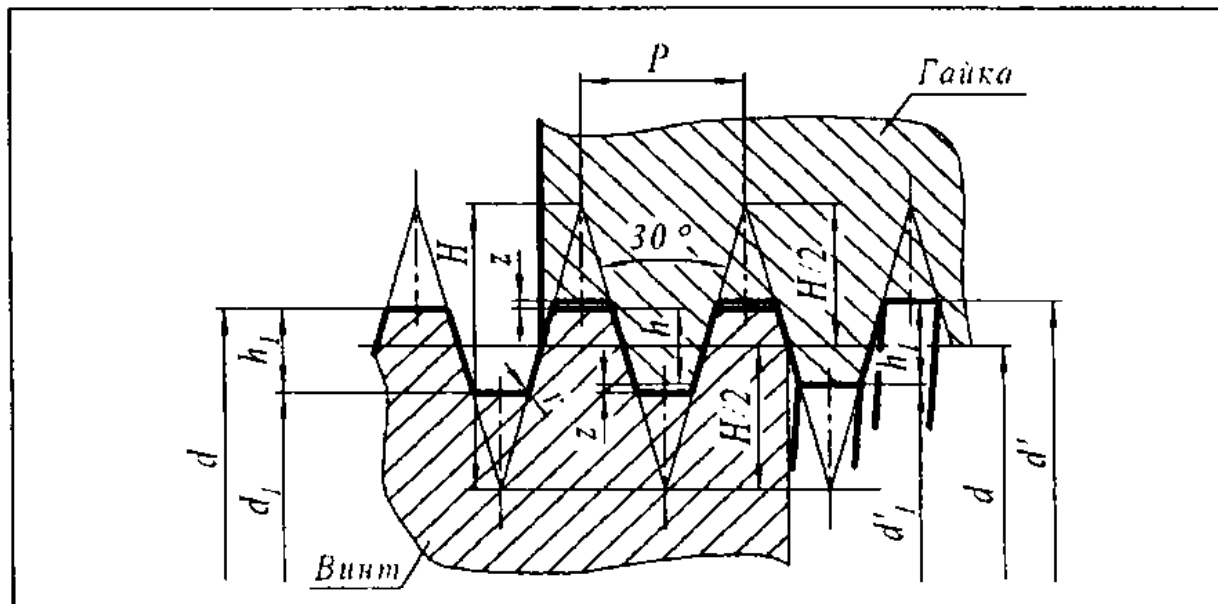
Выборки из указанных стандартов приведены в таблицах 2.1–2.4.

Более подробно информация о стандартной ходовой резьбе приведена в работе /6/.

Материалы винта и гайки должны образовать антифрикционную пару. Их выбирают в зависимости от назначения передачи, класса её точности и вида упрочняющей обработки. Так, материал ходовых винтов должен обеспечивать дли-

тельное сохранение точности, что достигается его высокой поверхностной твёрдостью.

**Таблица 2.1**  
**Размеры, мм, трапецидальной однозаходной резьбы**  
**по ГОСТ 9484**



Шаг резьбы $P$	Глубина резьбы $h_1$	Высота профиля $h$	Зазор $z$	Радиус $r$
2	1,25	1	0,25	0,25
3	1,75	1,5		
4	2,25	2		
5	3	2,5	0,5	
6	3,5	3		
8	4,5	4		
10	5,5	5		
12	6,5	6	1	0,5
16	9	8		
20	11	10		
24	13	12		
32	17	16		
40	21	20		
48	25	24		

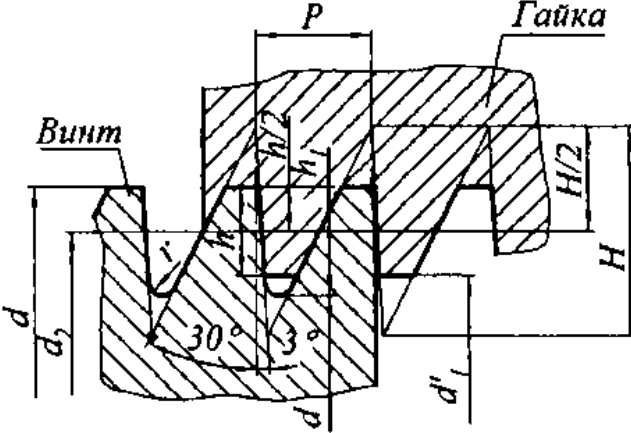
$H = 1,866P$ ;  $h_1 = 0,5P$ ;  $d_2 = d - 0,5P$ ;  $d' = d + 2z$ ;  $h = 0,5P$ ;  
 $d_2 = d - 2h_1$ ;  $d'_1 = d - P$

Таблица 2.2

Шаги, мм, трапецеидальной однозаходной резьбы  
по ГОСТ 24738

Диаметр $d$			Шаг $P$		
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд			
20				4	2
	22		8	5	2
		24	8	5	2
26			8	5	2
	28		8	5	2
		30	10	6	3
32			10	6	3
		34	10	6	3
	36		10	6	3
		38	10	6	3
40			10	6	3
		42	10	6	3
	44		12	8	3
		46	12	8	3
		48	12	8	3
50			12	8	3
		52	12	8	3
	55		14	9	3

**Таблица 2.3**  
**Размеры, мм, упорной однозаходной резьбы по ГОСТ 10177**



Шаг резьбы $P$	Глубина резьбы $h_1$	Рабочая высота профиля $h$	Радиус $r$
2	1,736	1,5	0,249
3	2,603	2,25	0,373
4	3,471	3	0,497
5	4,339	3,75	0,621
6	5,207	4,5	0,746
8	6,942	6	0,994
10	8,678	7,5	1,243
12	10,415	9	1,491

**Таблица 2.4**  
**Основные размеры, мм, упорной резьбы по ГОСТ 10177**

Номинальный диаметр резьбы $d$	Шаг $P$	$d = D$	$d_2 = D$	$d_3$	$d_1$
1	2	3	4	5	6
20	2	20,000	18,500	16,529	17,000
	4		17,000	13,058	14,000
22	2	22,000	$\sqrt{20,500}$	18,529	19,000
	3		19,750	16,793	17,500
	5		18,250	13,322	14,500
	8		16,000	8,116	10,000

**Продолжение таблицы 2.4**

1	2	3	4	5	6
24	2	24,000	22,500	20,529	21,000
	3		21,750	18,793	19,500
	5		20,250	15,322	16,500
	8		18,000	10,116	12,000
26	2	26,000	24,500	22,529	23,000
	3		23,750	20,793	21,500
	5		22,250	17,322	18,500
	8		20,000	12,116	14,000
28	2	28,000	26,500	24,529	25,000
	3		25,750	22,793	23,500
	5		24,250	19,322	20,500
	8		22,000	14,116	16,000
30	3	30,000	27,750	24,793	25,500
	6		25,500	19,587	21,000
	10		22,500	12,645	15,000
32	3	32,000	29,750	26,793	27,500
	6		27,500	21,587	23,000
	10		24,500	14,645	17,000
34	3	34,000	31,750	28,793	29,500
	6		29,500	23,587	25,000
	10		26,500	16,645	19,000
36	3	36,000	33,750	30,793	31,500
	6		31,500	25,587	27,000
	10		28,500	18,645	21,000
38	3	38,000	35,750	32,793	33,500
	6		33,500	27,587	29,000
	7		32,750	25,851	27,500
	10		30,500	20,645	23,000
40	3	40,000	37,750	34,793	35,500
	6		35,500	29,587	31,000
	7		34,750	27,851	29,500
	10		32,500	22,645	25,000

В качестве материала винтов используют:

- азотируемые стали 40ХФА, 18ХГТ; ходовые винты из этих сталей после азотирования на глубину 0,3...0,4 мм до твердости 53...58 НРС, обладают высокой износостойкостью и стабильностью размеров;
- высокоуглеродистые стали 8ХВ, ХВГ, 7ХГ2ВМ, У10А, У12А; винты подвергаются объёмной или поверхностной (с нагревом ТВЧ) закалке до твердости 50...60 НРС;
- среднеуглеродистые стали 45, 50, 65Г или А45, А50, А40Г;
- стали обыкновенного качества Ст4, Ст5; винты из этих сталей не подвергаются упрочняющей обработке.

Материал гаек:

- бронзы оловянные БрО10Ф1 и БрО6Ц6С3 применяют при окружной скорости  $V = 0,2...0,25$  м/с;
- бронзы безоловянные БрА9ЖЗЛ, БрА10ЖЗМц1,5 — при  $V = 0,1...0,2$  м/с;
- антифрикционный и серый чугуны —  $V < 0,1$  м/с;
- гайки больших и средних диаметров выполняют биметаллическими: стальной корпус заливают бронзой (центробежным способом).

В таблице 2.5 указаны допускаемые давления для передачи винт-гайка.

Таблица 2.5

Допускаемые давления для передачи винт-гайка

Материал винтовой пары	$[p]$ , МПа
Закаленная сталь — бронза	12...13
Незакаленная сталь — бронза	8...10
Закаленная сталь — антифрикционный чугун АВЧ-1, АКЧ-1	7...9
Незакаленная сталь — антифрикционный чугун АВЧ-2, АКЧ-2	6...7
Незакаленная сталь — серый чугун СЧ15, СЧ20	5

## 2.2 Базовые задачи (модули) к расчёту передач винт-гайка скольжения

*Проектировочный расчёт передачи винт-гайка скольжения (первая задача).* Из условия (2.1) с учётом подстановок получаем

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}, \quad (2.6)$$

где  $\psi_H = H/d_2$  — коэффициент высоты гайки, по рекомендации  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$  — для цельных и  $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$  — для разъёмных гаек;

$\psi_h = h_p/P$  — коэффициент высоты профиля: для трапецеидальной резьбы  $\psi_h = 0,5$ ; для упорной  $\psi_h = 0,75$  и для прямоугольной  $\psi_h = 0,5$ ;  $[p]$  — допустимое давление в резьбе (табл. 2.5).

Имея расчётный диаметр резьбы, выбранный согласно условиям работы винта, из таблиц 2.1–2.4 находим следующие параметры:

$d, d_2, d_1$  — наружный, средний и внутренний диаметры;  
 $P$  — шаг резьбы;  $n_2$  — число заходов.

*Проверочные расчёты передачи винт-гайка скольжения (вторая задача).* Сначала проверяется условие обеспечения износостойкости (2.1).

Кроме того, проверяем обеспечение условия самоторможения

$$\psi < \rho', \quad (2.7)$$

где  $\psi$  — угол подъёма винтовой линии,  $\rho'$  — приведённый угол трения.

Эти углы определяем по формулам:

$$\psi = \arctg [P_h / (\pi d_2)]; \quad (2.8)$$

$$\rho' = \arctg f'. \quad (2.9)$$

Для трапецеидальной и упорной резьбы имеем:

$$\rho' = \arctg (f / \cos(\alpha / 2)); \quad (2.10)$$

$$\rho' = \operatorname{arctg}(f / \cos 30^\circ), \quad (2.11)$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения;  $\alpha$  — угол профиля,  $\alpha = 30^\circ$ .

Шаг винтовой линии (ход винта)

$$P_h = P n_z \quad (2.12)$$

Скорость поступательного перемещения гайки (винта)

$$V = P_h n / (60 \cdot 10^3), \quad (2.13)$$

где  $P_h$ , мм;  $n$  — частота вращения винта (гайки),  $\text{мин}^{-1}$ ;  $V$ , м/с.

**КПД передачи винт-гайка (третья задача).** Для винтовой пары КПД определяем по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}. \quad (2.14)$$

С учётом потерь в опорах КПД винтового механизма

$$\eta = (0,90 \dots 0,95) \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}. \quad (2.15)$$

**Грузоподъёмность передачи винт-гайка (четвёртая задача).** Осевая сила, развиваемая передачей винт-гайка:

$$F_a = 2 \cdot 10^3 \pi \eta T / P_h, \quad (2.16)$$

где  $T$  — вращающий момент, приложенный к винту (гайке), Н · м.

**Сопротивление на опорной поверхности (торце) винта (пятая задача).** Расчёт момента сил трения при кольцевой пяте можно выполнить по одному из вариантов.

**Первый вариант.** Будем считать, что удельное давление равномерно распределяется по всей поверхности кольцевой пяты (рис. 2.1)

$$P = \frac{F_a}{0,785(d_n^2 - d_o^2)}, \quad (2.17)$$

где  $F_a$  — нагрузка на пяту (осевая сила), Н;

$d_n, d_o$  — размеры опорной поверхности, мм

$$d_n = (0,9...0,95)d_1; \quad (2.18)$$

$$d_o = (0,6...0,8)d_n. \quad (2.19)$$

При этом момент сил трения по всей опорной поверхности пяты

$$T_f = F_a f \frac{1}{3} \frac{d_n^3 - d_o^3}{d_n^2 - d_o^2} = F_a f r_f, \quad (2.20)$$

где  $r_f$  — приведённый радиус трения

$$r_f = \frac{1}{3} (d_n^3 - d_o^3) / (d_n^2 - d_o^2). \quad (2.21)$$

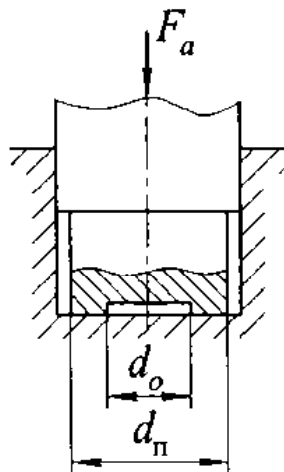


Рис. 2.1 К определению сопротивления при кольцевой пяте

При *сплошной пяте*  $d_o = 0$  и приведённый радиус трения

$$r_f = d_n / 3. \quad (2.22)$$

Отсюда равенство (2.20) примет вид

$$T_f = F_a f d_n / 3. \quad (2.23)$$

*Второй вариант.* Считаем, что силы трения сосредоточены по окружности среднего радиуса опорной поверхности

$$r_m = 0,25(d_{II} + d_o). \quad (2.24)$$

Тогда

$$T_f = F_a f r_m. \quad (2.25)$$

Определим сопротивление при *конической опорной поверхности* (рис. 2.2).

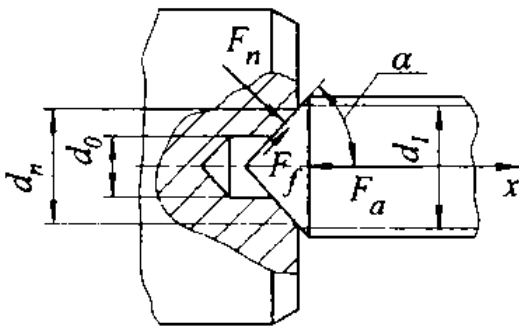


Рис. 2.2 К определению сопротивления при конической опорной поверхности

Заметим, что на рисунке  $F_n$  — сила нормального давления, обусловленная силой  $F_a$ , и  $F_f$  — сила трения

$$F_f = fF_n, \quad (2.26)$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения. Обычно принимают  $f = 0,12$ .

Из условия равновесия  $\sum X_i = 0$  сил, действующих на винт, находим

$$F_n = F_a / (\sin \alpha + f \cos \alpha).$$

Тогда момент сил трения на конической поверхности винта

$$T_f = 0,5F_a d_m f / (\sin \alpha + f \cos \alpha) \quad (2.27)$$

или, вводя обозначение

$$f' = f / (\sin \alpha + f \cos \alpha), \quad (2.28)$$

будем иметь

$$T_f = 0,5F_a d_m f', \quad (2.29)$$

где  $f'$  — приведённый коэффициент трения.

Момент сил трения при *сферической опорной поверхнос-*

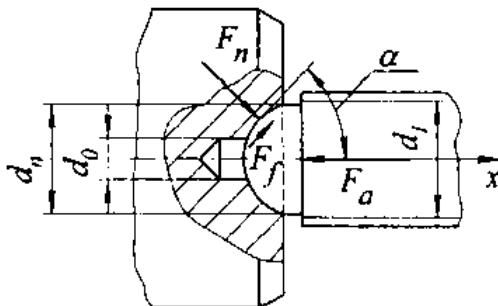


Рис. 2.3 К определению сопротивления при сферической опорной поверхности

ти (рис. 2.3) определяем по формуле (2.27), принимая  $\alpha = 45^\circ$ .

Отметим, что сопротивление на опорной поверхности грузового винта домкрата определяем по одному из вариантов.

*Первый вариант.* Момент сил трения между чашкой и головкой винта определяем по формуле (2.25) как для кольцевой пяты.

*Второй вариант.* При установке упорного шарикоподшипника момент сил сопротивления в нём

$$T_n = T_0 + 1,5k'F_a d'_0 / d'_ш, \quad (2.30)$$

где  $T_0$  — момент сил сопротивления в ненагруженном шарикоподшипнике;  $k'$  — коэффициент трения качения в шарикоподшипнике,  $k' = 0,005 \dots 0,007$  мм;  $d'_ш$  — диаметр шариков;  $d'_0$  — средний диаметр подшипника

$$d'_0 = 0,5(D' + d'), \quad (2.31)$$

причём здесь  $D'$ ,  $d'$  — наружный и внутренний диаметры подшипника.

Пренебрегая величиной  $T_0$ , получаем

$$T_n \approx 1,5k'F_a d'_0 / d'_ш \quad (2.32)$$

*Проверочный расчёт винта на прочность (шестая задача).* Определив размеры резьбы винта по формуле (2.6), выполняем проверочный расчёт. Этот расчёт проводим на основе построенных эпюр внутренних силовых факторов: крутящих моментов  $M_z$  и продольных сил  $F_N$  (рис. 2.4). Анализируя эпюры, устанавливаем характерные сечения винта. Для грузовых винтов расчётными являются, как правило, два сечения в пределах различных участков: 1-1 и 2-2 (рис. 2.4, а).

Для сечения 1-1 условие прочности винта

$$\tau = M_z / W_p \leq [\tau], \quad (2.33)$$

где  $W_p$  — полярный момент сопротивления опасного сечения

винта;  $[\tau]$  — допускаемое напряжение кручения.

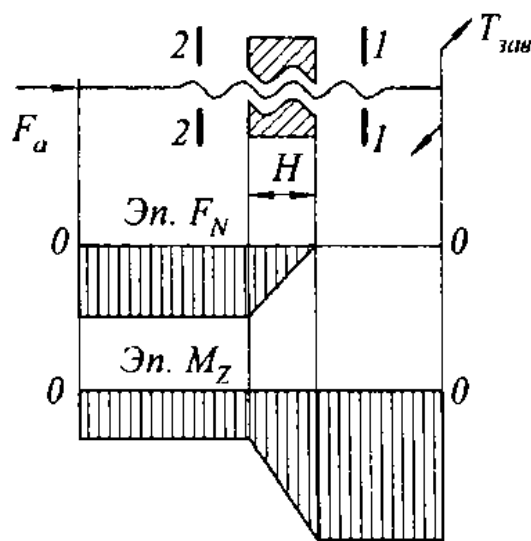


Рис. 2.4 К расчёту ходового винта на прочность:  
 а — расчётная схема; б — эпюра продольных сил  $F_N$ ; в — эпюра крутящих моментов  $M_z$

Для сечения 2-2 проверяем выполнение условия (2.3).

**Проверочный расчёт винта на устойчивость (седьмая задача).** Находим гибкость винта

$$\lambda = \mu l / i_{min} , \quad (2.34)$$

где  $l$  — длина сжатого участка винта;  $\mu$  — коэффициент приведения, выбираемый из таблицы 2.6 в зависимости от типа опор.

Таблица 2.6

Коэффициент  $\mu$  приведения длины винта

Схема				
$\mu$	2	1	0,7	0,5

Опора считается шарнирной, если  $l_{on} / d_{on} \leq 1,5$  и жёсткой, если  $l_{on} / d_{on} \geq 3$  ( $l_{on}$  и  $d_{on}$  — длина и диаметр опорного конца винта);  
 $i_{min}$  — минимальный радиус инерции сечения винта

$$i_{min} = d_1 / 4, \quad (2.35)$$

причём здесь  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы.

Определив  $\lambda$ , дальнейший расчёт на устойчивость выполняем по одному из двух вариантов.

*Первый вариант.* Проверяем условие (2.4) обеспечения устойчивости грузового винта. При этом допускаемый коэффициент запаса устойчивости принимаем по таблице 2.7.

**Таблица 2.7**  
**Допускаемый коэффициент устойчивости  $[S_y]$**

Конструкция винта	$[S_y]$
Для вертикальных винтов при отсутствии поперечной силы	2,5...3
Для вертикальных винтов при действии поперечной силы	3...4
Для горизонтальных винтов	3,5...5
Для винторезных и фрезерных станков	3...4

Критическая нагрузка на винт  $F_{кр}$  в зависимости от гибкости  $\lambda$  определяется по различным формулам:

- при  $\lambda > 90$  — по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \pi^2 EI_{пр} / (\mu l)^2, \quad (2.36)$$

где  $E$  — модуль нормальной упругости материала винта;  $I_{пр}$  — приведённый момент инерции поперечного сечения винта, определяемый по зависимости:

$$I_{пр} = \frac{\pi d_1^4}{64} \left( 0,375 + 0,625 \frac{d}{d_1} \right); \quad (2.37)$$

- при  $\lambda = 50...90$  — по формуле Ясинского

$$F_{кр} = A(a - b\lambda), \quad (2.38)$$

где  $A$  — площадь сечения винта;  $a, b$  — величины, значения которых приведены в таблице 2.8;

- при  $\lambda < 50$  винт на устойчивость не проверяем.

**Таблица 2.8**  
**Значения величин  $a$  и  $b$ , МПа, для стальных винтов**

Марка стали	$a$	$b$
Ст 4	328	1,11
Ст 5	350	1,15
45	450	1,67
50	473	1,87

*Второй вариант.* В зависимости от гибкости и материала винта находим коэффициент  $\varphi$  понижения допускаемого напряжения сжатия (табл. 2.9), а затем проверяем условие обеспечения прочности с учётом устойчивости

$$\sigma_{сж} = F_a / A_p \leq [\sigma_{сж}] \varphi . \quad (2.39)$$

Таблица 2.9

Значения коэффициента  $\varphi$  для стали

Гибкость $\lambda$	Ст4	Ст5
0	1,00	1,00
20	0,96	0,95
40	0,92	0,89
60	0,86	0,82
80	0,75	0,70
100	0,60	0,51
120	0,45	0,36
140	0,36	0,29
160	0,29	0,24
180	0,23	0,19
200	0,19	0,16

*Расчёт гайки (восьмая задача).* Определяем параметры гайки (рис. 2.5):

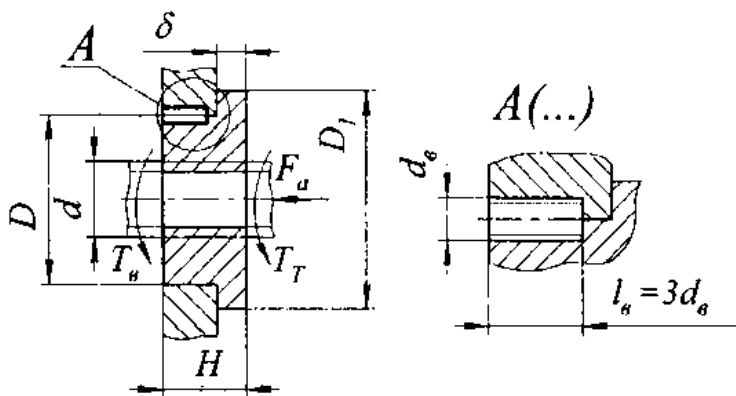


Рис. 2.5 Расчётная схема гайки

— высота гайки

$$H = \psi_H d_2 ; \quad (2.40)$$

— число рабочих витков

$$z = H / P < [z]. \quad (2.41)$$

Для определения наружного диаметра  $D$  воспользуемся условием прочности

$$\sigma_E = \frac{\gamma F_a}{0,785(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p],$$

где  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий совместное действие растяжения и кручения;  $\gamma = 1,2; 1,25$  и  $1,3$  для упорной, трапецеидальной и метрической резьбы.

Откуда

$$D \geq \sqrt{\frac{4\gamma F_a}{\pi[\sigma_p]} + d^2}. \quad (2.42)$$

Согласно условию прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_a}{0,785(D_1^2 - D^2)} \leq [\sigma_{см}]$$

наружный диаметр фланца гайки

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2}. \quad (2.43)$$

Из условия прочности на сдвиг

$$\tau = \frac{F_a}{\pi D \delta} \leq [\tau_{ср}]$$

толщина фланца

$$\delta \geq \frac{F_a}{\pi D [\tau_{ср}]}. \quad (2.44)$$

В формулах (2.42)–(2.44)  $[\sigma_p]$ ,  $[\sigma_{см}]$  и  $[\tau_{ср}]$  — допускаемые напряжения растяжения, смятия и среза.

Для угловой фиксации гайки используется *винт*, размеры которого  $d_s$  и  $l_s$  неизвестны. На гайку действует вращающий момент

$$T_r = T_p - T_\phi, \quad (2.45)$$

где  $T_p$ ,  $T_\phi$  — моменты сил сопротивления в резьбе и сил трения по фланцу гайки:

$$T_p = 0,5F_a d_2 \operatorname{tg}(\rho' + \psi); \quad (2.46)$$

$$T_\phi = 0,5F_a D_m f_\phi, \quad (2.47)$$

причём здесь  $D_m$  — средний диаметр фланца гайки

$$D_m = 0,5(D_1 + D); \quad (2.48)$$

$f_\phi$  — коэффициент трения скольжения.

Тогда сила, действующая на стопорный винт,

$$F_t = T_r / (0,5D) \quad (2.49)$$

и его условие прочности на смятие

$$\sigma_{сж} = \frac{F_t}{A_{сж}} \leq [\sigma_{сж}],$$

где  $A_{сж}$  — площадь смятия стопорного винта. Учитывая, что ось отверстия под винт смещается в сторону более твёрдого материала, принимаем

$$A_{сж} = l_o d_1 / 2,5. \quad (2.50)$$

Вводя подстановку

$$l_o = \psi_l d_1, \quad (2.51)$$

окончательно получаем

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2,5F_t}{\psi_l [\sigma_{сж}]}} \quad (2.52)$$

где  $\psi_l$  — коэффициент длины винта, примем  $\psi_l \geq 3$ ;  $[\sigma_{сж}]$  — допускаемое напряжение смятия менее прочного материала (гайки).

**Проектировочный расчёт рукоятки (девятая задача).** Необходимо найти требуемую длину  $l_p$  рукоятки и ее диаметр  $d_p$  в соответствии с расчётной схемой, представленной на рисунке 2.6.

Вращающий момент, приложенный к рукоятке:

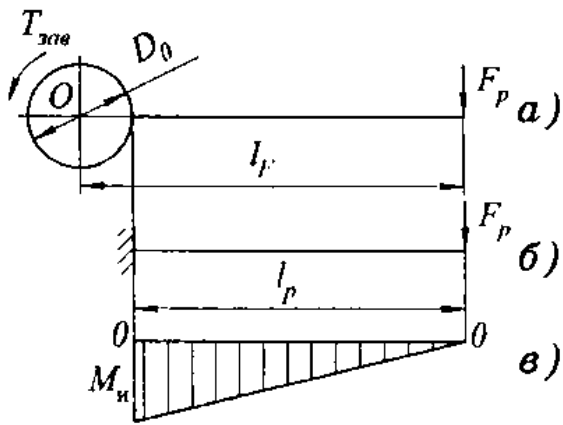


Рис. 2.6 К расчёту рукоятки:  
 а — заделка рукоятки в головке винта, диаметр которой  $D_0$ ;  
 б — расчётная схема рукоятки;  
 в — эпюра изгибающих моментов

$$T_{рук} = F_p l_F = T_{зав}, \quad (2.53)$$

где  $F_p$  — сила рабочего, действующая на рукоятку;  
 $l_F$  — плечо силы  $F_p$  (расчётная длина рукоятки) (рис. 2.6, а);  
 $T_{зав}$  — момент завинчивания,

$$T_{зав} = T_p + T_f, \quad (2.54)$$

причём здесь  $T_p$  — момент сил сопротивления в резьбе, определяемый по формуле (2.46);  $T_f$  — момент сил трения на опорной поверхности винта, который находим по формулам, приведённым в пятой базовой задаче.

Откуда расчётная длина рукоятки, т.е. плечо силы  $F_p$

$$l_F = T_{зав} / F_p. \quad (2.55)$$

Длина рукоятки как консольной балки

$$l_p = l_F - D_0 / 2, \quad (2.56)$$

где  $D_0$  — диаметр головки винта (рис. 2.6, а).

Назначаем

$$D_0 = (1,6 \dots 1,8)d, \quad (2.57)$$

где  $d$  — диаметр грузового винта.

Условие прочности рукоятки на изгиб

$$\sigma_H = \frac{M_n}{W_x} = \frac{F_p l_p}{0,1d_p^3} \leq [\sigma_n].$$

Откуда

$$d_p \geq \sqrt[3]{10F_p l_p / [\sigma_n]}, \quad (2.58)$$

где  $[\sigma_n]$  — допускаемое напряжение изгиба.

К расчёту винтового клинчатого домкрата (десятая задача). Конструкция такого домкрата показана на рисунке 2.7.

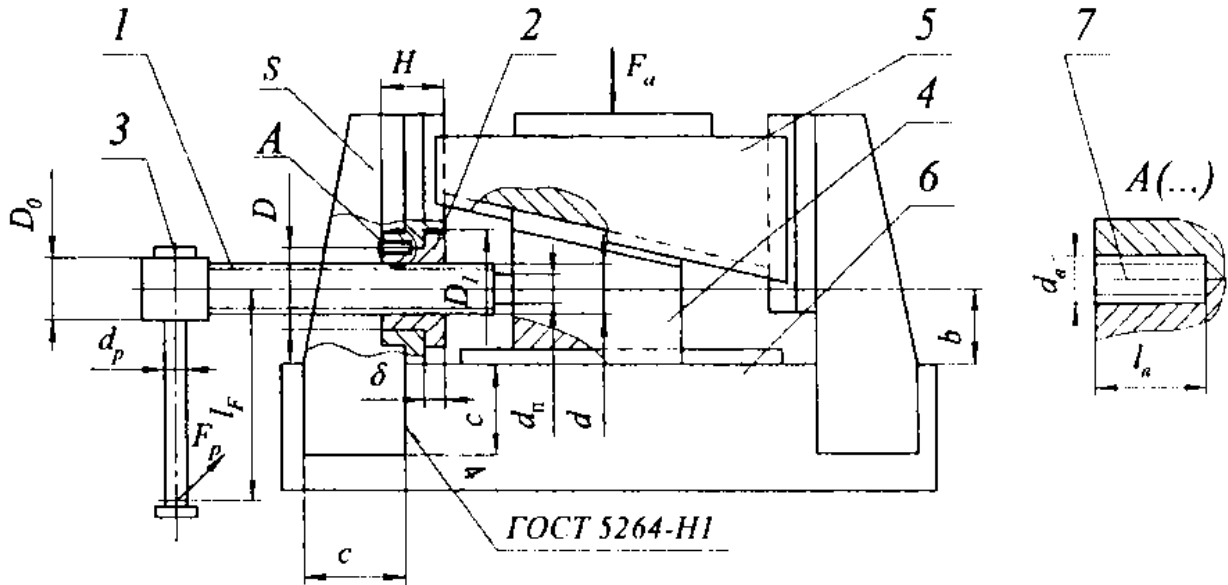


Рис. 2.7 Винтовой клинчатый домкрат:

- 1 — грузовой винт; 2 — гайка; 3 — рукоятка; 4, 5 — рабочий и грузовой клинья; 6 — рама с направляющими для клиньев; 7 — стопорный винт

Схемы сил, действующих на клинья домкрата, представлены на рисунке 2.8.

Из равновесия грузового клина  $\sum Y_i = 0$  получаем

$$F_1 = F + F_f, \quad (2.59)$$

где  $F$  — расчётная нагрузка на домкрат;  $F_1$  — вертикальная составляющая полной реакции рабочего клина на грузовой;  $F_f$  — сила трения между клином и направляющей рамы.

Используя силовой треугольник и второе уравнение равновесия  $\sum X_i = 0$ , для горизонтальной составляющей полной реакции рабочего клина на грузовой будем иметь

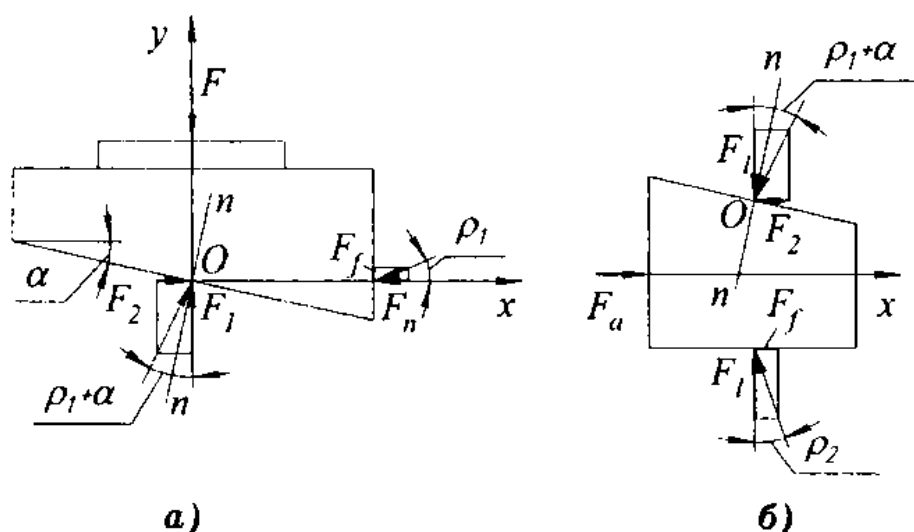


Рис. 2.8 Силы, действующие на грузовой (а) и рабочий (б) клинья

$$F_2 = F_1 \operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha) = F_n, \quad (2.60)$$

где  $\rho_1$  и  $\alpha$  — углы трения и клина;  $F_n$  — нормальная составляющая реакции направляющей на грузовой клин.

Так как  $F_f = f F_n$ , то с учётом выражения (2.60) можно записать

$$F_f = F_1 f \operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha), \quad (2.61)$$

причём здесь  $f$  — коэффициент трения скольжения между грузовым клином и направляющей рамы.

Подставляя (2.61) в равенство (2.59) окончательно получаем

$$F_1 = \frac{F}{1 - f \operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha)}. \quad (2.62)$$

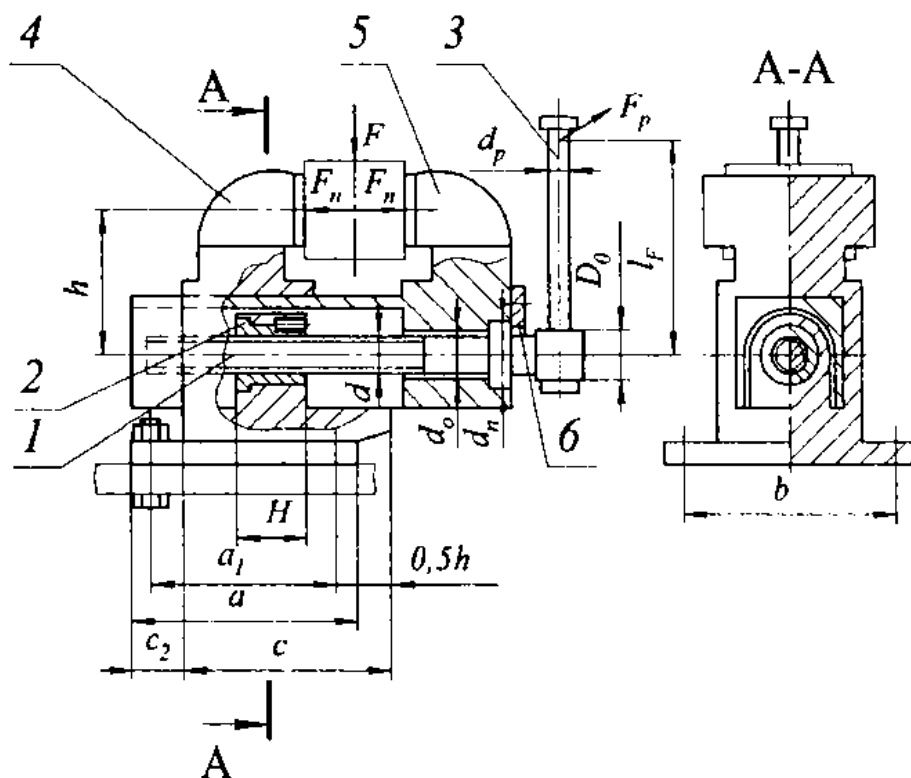
Рассматривая равновесие рабочего клина  $\Sigma X_i = 0$ , найдём силу, действующую на него со стороны грузового винта:

$$F_a = F_1 [\operatorname{tg}(\rho_2 + \alpha) + f]. \quad (2.63)$$

С учётом зависимости (2.62) окончательно

$$F_a = \frac{F}{1 - f \operatorname{tg}(\rho_1 + \alpha)} [\operatorname{tg}(\rho_2 + \alpha) + f].$$

**К расчёту слесарных тисков (одиннадцатая задача).**  
 Конструкция слесарных тисков показана на рисунке 2.9.



**Рис. 2.9** Конструкция слесарных тисков:  
 1 — грузовой винт; 2 — гайка; 3 — рукоятка; 4 — корпус;  
 5 — подвижная губка с салазками; 6 — фиксатор

Условие надёжной работы тисков

$$F < F_{f\Sigma}, \quad (2.64)$$

где  $F$  — сила, действующая на обрабатываемую деталь;  $F_{f\Sigma}$  — суммарная сила трения между обрабатываемой деталью и планками губок тисков, обусловленная моментом завинчивания  $T_{зав}$ , который приложен к винту:

$$T_{зав} = F_p l_F, \quad (2.65)$$

причём здесь  $F_p$  — сила рабочего, приложенная к рукоятке;  $l_F$  — плечо этой силы.

При этом создаётся осевая сила  $F_a$ , которую необходимо найти.

Условие (2.64) запишем в следующем виде:

$$[S]F = 2F_n f, \quad (2.66)$$

где  $[S]$  — нормируемый коэффициент запаса сцепления;  $F_n$  — сила, нормальная к планкам губок.

Отсюда имеем

$$F_n = \frac{[S] F}{f \cdot 2}. \quad (2.67)$$

Для определения силы  $F_a$  воспользуемся расчётной схемой, представленной на рисунке 2.10.

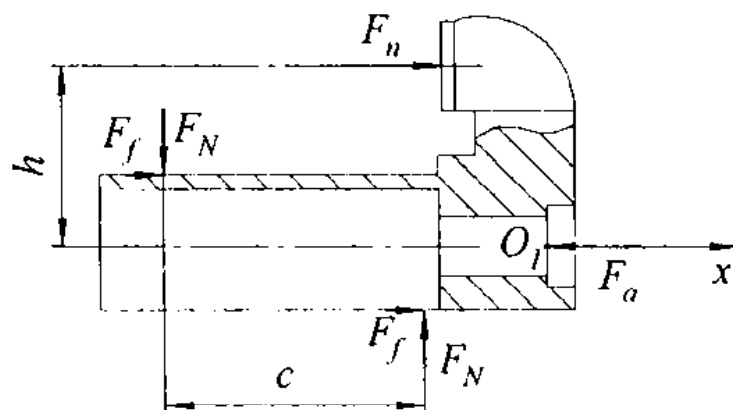


Рис. 2.10 Схема сил, действующих на подвижную губку с салазками

Из условия равновесия системы сил  $\sum M_{O_1}(F_i) = 0$  имеем

$$F_N = F_n h / c. \quad (2.68)$$

Тогда суммарная сила трения на салазки

$$F'_{f\Sigma} = 2F_N f = 2fF_n h / c. \quad (2.69)$$

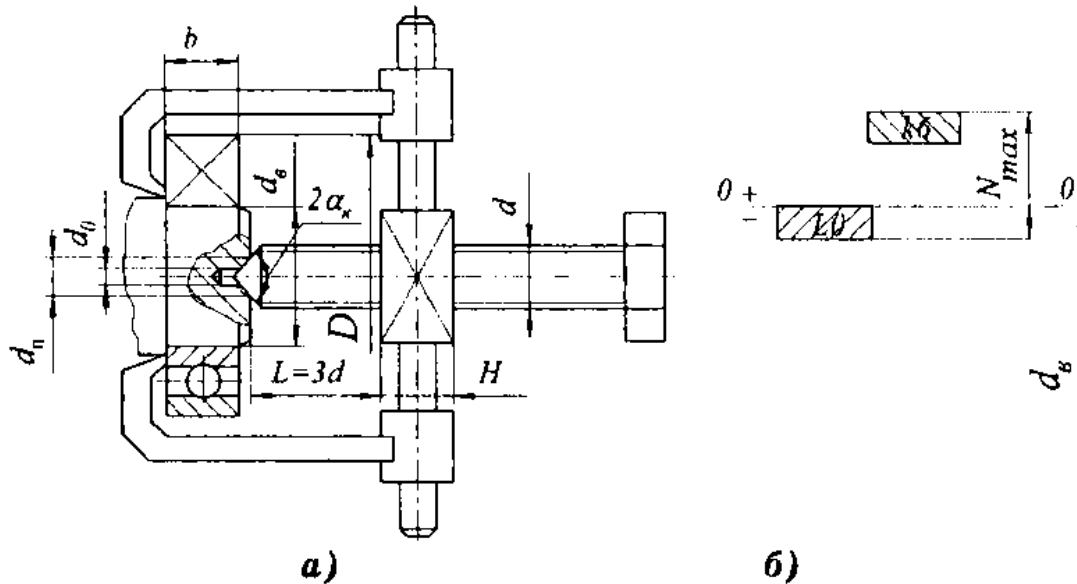
Согласно уравнению равновесия  $\sum X_i = 0$  получаем

$$F_a = F_n + F'_{f\Sigma} = F_n(1 + 2fh/c). \quad (2.70)$$

При известной силе  $F_a$ , необходимой для обеспечения надёжной работы тисков, дальнейший расчёт передачи винт-гайка выполняем согласно рассмотренным выше базовым задачам.

## 2.3 Примеры расчётов

*Пример расчёта передачи винт-гайка скольжения съёмника подшипников качения. Конструкция съёмника показана на рисунке 2.11.*



**Рис. 2.11 Съёмник для подшипников качения:**  
**а** — конструкция съёмника; **б** — поля допусков внутреннего кольца и вала

*Исходные данные:*

- нагрузка на винт
- тип резьбы
- допускаемое давление в резьбе
- материал винта

- длина ключа
- коэффициенты трения скольжения
- угол конуса винта

$$F_a = 28,7 \text{ кН};$$

трапецидальная;

$$[p] = 16 \text{ МПа};$$

сталь 45,

$$\sigma_T = 360 \text{ МПа};$$

$$L_{\text{кл}} = 20d;$$

$$f_p = f_\phi = f_T = 0,1;$$

$$2\alpha_x = 120^\circ.$$

Расчёт выполняем в соответствии с *первой и второй базовыми задачами.*

Средний диаметр резьбы рассчитываем по формуле (2.6), при этом принимаем  $\psi_H = 1,5$  и  $\psi_h = 0,5$ . При указанных значениях параметров

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [P]}} = \sqrt{\frac{28,7 \cdot 10^3}{(3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 16)}} = 27,602 \text{ мм}$$

Ближайшая стандартная резьба винта — трапецеидальная  $Tr32 \times 6$ . Её параметры:

- внутренний диаметр  $d_1 = 25 \text{ мм};$
- средний диаметр  $d_2 = 29 \text{ мм};$
- шаг резьбы  $P = 6 \text{ мм};$
- число заходов  $n_z = 1;$
- угол профиля  $\alpha = 30^\circ.$

Высота гайки по зависимости (2.40)

$$H = \psi_H d_2 = 1,5 \cdot 29 = 43,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $H = 44 \text{ мм}.$

Тогда число витков

$$z = 44/6 = 7,33 < [z] = 10.$$

Для проверки обеспечения условия самоторможения (2.7) рассчитываем углы  $\psi$  и  $\rho'$  по формулам (2.8) и (2.10):

$$\psi = \arctg[P / (\pi d_2)] = \arctg(6 / (3,14 \cdot 29)) = 3,77^\circ;$$

$$\rho' = \arctg(f / \cos(\alpha / 2)) = \arctg(0,1 / \cos 15^\circ) = 5,91^\circ.$$

Следовательно, условие самоторможения удовлетворяется.

*Задачи дальнейшего расчёта сводятся к определению:*

- момента, прикладываемого к головке винта;
- силы  $F_p$ , прикладываемой к ключу.

Кроме того, необходимо:

- построить эпюры крутящих моментов  $M_z$  и продольных сил  $F_N$ ;
- проверить прочность винта.

Расчет выполняем согласно *шестой базовой задаче.*

Определяем моменты сил сопротивления в резьбе по формуле (2.46)

$$T_p = 0,5F_a d_2 \operatorname{tg}(\rho' + \psi) =$$

$$= 0,5 \cdot 28700 \cdot 29 \operatorname{tg}(5,91^\circ + 3,77^\circ) = 71,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Находим приведённый коэффициент трения по формуле (2.28)

$$f' = f_T / (\sin \alpha_\kappa + f_T \cos \alpha_\kappa) = 0,1 / (\sin 60^\circ + 0,1 \cos 60^\circ) = 0,11.$$

Диаметр основания конуса по рекомендации (2.18)

$$d_n = (0,9 \dots 0,95) d_1 = (0,9 \dots 0,95) \cdot 25 = 22,5 \dots 23,75 \text{ мм}.$$

Назначаем  $d_n = 23 \text{ мм}$ .

Диаметр центрального отверстия в цапфе по выражению (2.19)

$$d_o = (0,6 \dots 0,8) d_n = (0,6 \dots 0,8) \cdot 23 = 13,8 \dots 18,4 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_o = 15 \text{ мм}$ .

Тогда средний диаметр

$$d_m = 0,5(d_n + d_o) = 0,5(23 + 15) = 19 \text{ мм}.$$

При этом момент сил трения на конической поверхности винта по формуле (2.29):

$$T_f = 0,5F_a d_m f' = 0,5 \cdot 28700 \cdot 19 \cdot 0,11 = 30,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

и момент, прикладываемый к ключу, согласно равенству (2.54)

$$T_{\text{кл}} = T_p + T_f = 71,0 + 30,0 = 101,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно исходным данным длина ключа

$$L_{\text{кл}} = 20d = 20 \cdot 32 = 640 \text{ мм}.$$

Отсюда сила, прикладываемая к ключу,

$$F_p = T_{\text{кл}} / L_{\text{кл}} = 101,0 \cdot 10^3 / 640 = 158 \text{ Н},$$

что меньше нормируемой  $[F] = 200 \text{ Н}$ .

Эпюры продольных сил  $F_N$  и крутящих моментов  $M_Z$  представлены на рисунке 2.12.

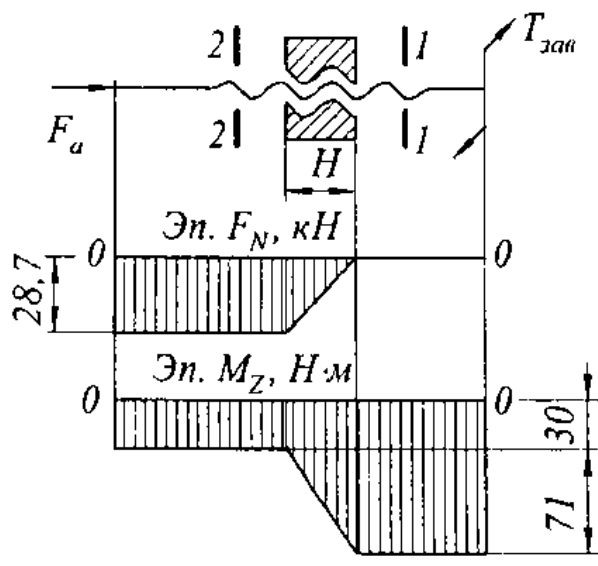


Рис. 2.12 К расчёту винта съёмника на прочность:  
 а — расчётная схема;  
 б — эпюра продольных сил  $F_N$ ;  
 в — эпюра крутящих моментов  $M_z$

Для сечения 1-1 напряжение кручения

$$\tau = M_z / W_p = T_{кл} / (0,2d_1^3) = 101,0 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 25^3) = 32,3 \text{ МПа.}$$

Для сечения 2-2 справедливо условие прочности винта (2.3).

Расчётные напряжения:

— сжатия

$$\sigma_{сж} = F_a / (0,785d_1^2) = 28700 / (0,785 \cdot 25^2) = 58,5 \text{ МПа;}$$

— кручения

$$\tau = M_z / W_p = T_f / (0,2d_1^3) = 30,0 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 25^3) = 9,6 \text{ МПа.}$$

Тогда эквивалентное напряжение согласно выражению (2.3)

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + \alpha\tau^2} = \sqrt{58,5^2 + 4 \cdot 9,6^2} = 61,6 \text{ МПа.}$$

Принимая коэффициент запаса прочности  $[S] = 3$ , имеем

$$[\sigma_{сж}] = 360 / 3 = 120 \text{ МПа;}$$

$$[\tau] = 0,65[\sigma_{сж}] = 0,65 \cdot 120 = 78 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условия прочности винта обеспечены.

**Пример расчёта вертикального винтового пресса.** Конструкция пресса представлена на рисунке 2.13.

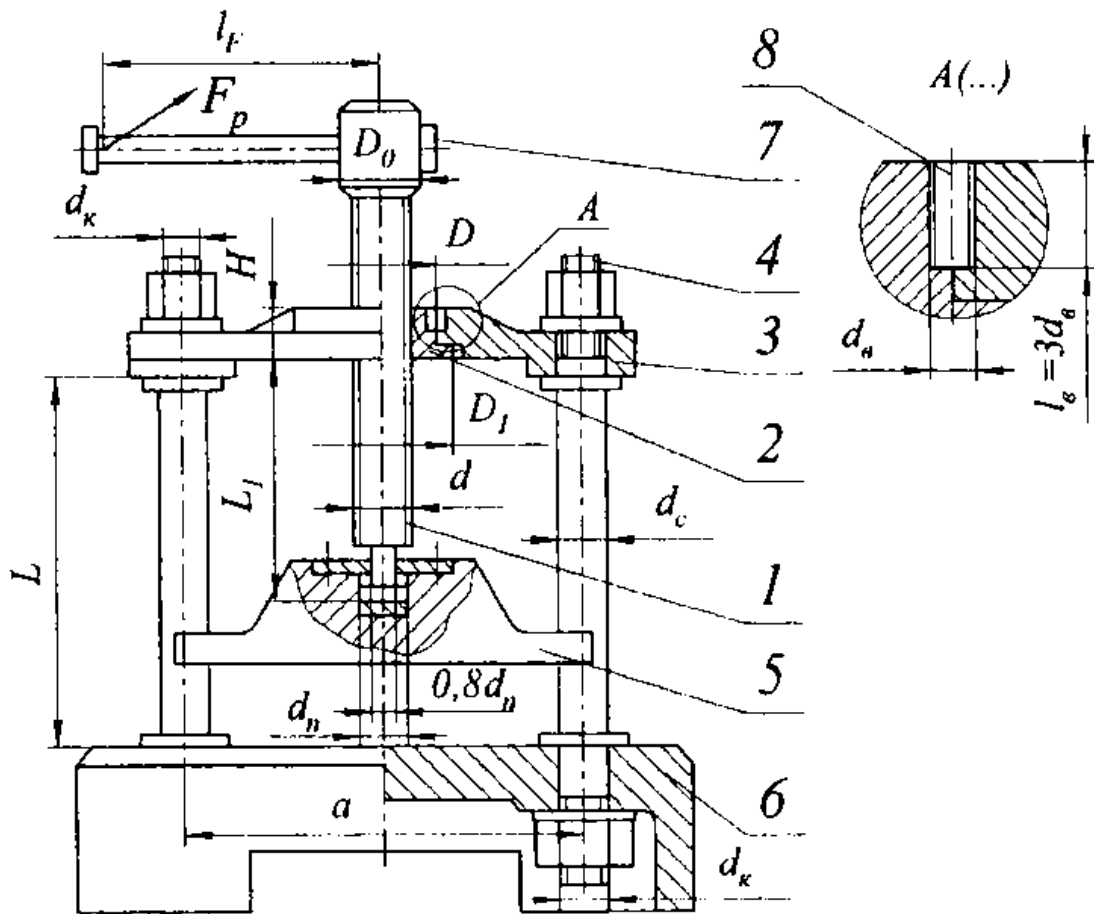


Рис. 2.13 Конструкция вертикального винтового прессы:  
 1 — винт грузовой; 2 — гайка; 3 — траверса; 4 — стойка  
 (колонна); 5 — плита прижимная; 6 — основание;  
 7 — рукоятка; 8 — винт стопорный

**Исходные данные:**

- осевая сила на грузовой винт
- расстояние между стойками
- высота стоек
- материал: винта и стоек
- гайки

$$F_a = 25 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$a = 500 \text{ мм};$$

$$L = 550 \text{ мм};$$

сталь 45,

$$\sigma_T = 360 \text{ МПа};$$

БрА9Ж3Л;

$$\sigma_T = 195 \text{ МПа};$$

$$[p] = 9 \text{ МПа};$$

упорная;

$$D_0 = 1,6d;$$

$$L_1 = 0,8L;$$

$$F_p = 150 \text{ Н};$$

$$f = 0,12.$$

- допускаемое давление в резьбе
- резьба винта
- диаметр головки винта
- свободная длина винта
- сила, прикладываемая к рукоятке
- коэффициент трения в резьбе

Цель расчёта — спроектировать пресс, надёжный в эксплуатации.

Задачи расчёта сводятся к определению:

- диаметра грузового винта  $d$ ;
- размеров гайки  $D, D_1, H$ ;
- длины и диаметра рукоятки  $l_p, d_p$ ;
- диаметра и длины стопорного винта  $d_s, l_s$ ;
- диаметра стоек  $d_c$ .

Кроме того, требуется построить эпюры внутренних силовых факторов: крутящих моментов  $M_{кр}$  и продольных сил  $F_N$  по длине грузового винта и проверить винт на устойчивость и прочность.

Определение размеров грузового винта и гайки. Передачу винт-гайка рассчитываем согласно первой и второй базовым задачам.

Средний диаметр резьбы определяем по формуле (2.6)

$$d_2 \geq \sqrt{F_a / (\pi \psi_H \psi_h [P])} = \sqrt{25 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 9)} = 24,29 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 10177 принимаем упорную однозаходную резьбу  $d = 32$  мм,  $P = 6$  мм, для которой  $d_2 = 27,5$  мм;  $d_1 = 23$  мм.

Для проверки обеспечения условия самоторможения (2.7) рассчитываем углы  $\psi$  и  $\rho'$  по формулам (2.8) и (2.11):

$$\psi = \arctg [P / (\pi d_2)] = \arctg (6 / (3,14 \cdot 27,5)) = 3,97^\circ;$$

$$\rho' = \arctg (f / \cos 3^\circ) = \arctg (0,15 / \cos 3^\circ) = 6,85^\circ.$$

Следовательно, условие самоторможения удовлетворяется.

Определяем параметры гайки при допускаемых напряжениях  $[\sigma_p] = 37$  МПа;  $[\sigma_{с.н}] = 45$  МПа;  $[\tau_{ср}] = 27$  МПа:

— высота гайки по формуле (2.40)

$$H = \psi_H d_2 = 2 \cdot 27,5 = 55 \text{ мм;}$$

— число рабочих витков согласно выражению (2.41)

$$z = H / P = 55 / 6 \approx 9 < [z] = 10;$$

— наружный диаметр гайки по формуле (2.42) при коэффициенте  $\gamma = 1,2$

$$D = \sqrt{\frac{4\gamma F_a}{\pi[\sigma_p]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 25 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 37} + 32^2} = 45,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D = 46$  мм;

— наружный диаметр фланца гайки по зависимости (2.43)

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45} + 46^2} = 53,1 \text{ мм.}$$

Назначим  $D_1 = 54$  мм;

— толщина фланца по формуле (2.44)

$$\delta \geq \frac{F_a}{\pi D[\tau_{ср}]} = \frac{25 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 46 \cdot 27} = 6,4 \text{ мм.}$$

Примем  $\delta = 8$  мм.

Диаметр пяты (опорной поверхности) винта и подпятника (сменная деталь) по рекомендации (2.18)

$$d_n = (0,9...0,95)d_1 = (0,9...0,95) \cdot 23 = 20,7...21,85 \text{ мм.}$$

Назначаем с некоторым увеличением  $d_n = 22$  мм.

Определяем давление на опорной поверхности винта

$$\sigma_{см} = F_a / A_n = F_a / (0,785d_n^2) = 25 \cdot 10^3 / (0,785 \cdot 22^2) = 65,8 \text{ МПа.}$$

Как видно, давление в сопряжении пяты-подпятник значительно. Для его снижения пяту выполняем сферической, принимая радиус сферы

$$r_{сф} = 0,5d_n.$$

При этом  $A'_n = 2A_n$  и  $\sigma'_{см} = 65,8 / 2 = 32,9$  МПа.

Пята и подпятник выполнены из закаленной стали. Поэтому полученное расчётное давление вполне допустимо.

Проверяем винт на устойчивость. Определяем длину сжатой части винта

$$l = L_1 + H/2 = 0,8 \cdot 550 + 55/2 = 467,5 \text{ мм.}$$

Минимальный радиус инерции сечения винта по формуле (2.35)

$$i_{min} = d_1/4 = 23/4 = 5,75 \text{ мм.}$$

С учётом типа опор концов винта из таблицы 2.6 коэффициент приведения  $\mu = 0,7$ .

При этом гибкость винта согласно выражению (2.34)

$$\lambda = \mu l / i_{min} = 0,7 \cdot 467,7 / 5,75 = 56,9.$$

Из таблицы 2.9 для  $\lambda = 57$  коэффициент понижения допускаемого напряжения  $\varphi = 0,84$ . При этом допускаемая осевая нагрузка на винт

$$\begin{aligned} [F_a] &= [\sigma_{сж}] \varphi A_p = [\sigma_{сж}] \varphi A_p = [\sigma_{сж}] \varphi \cdot 0,785 d_1^2 = \\ &= 90 \cdot 0,84 \cdot 0,785 \cdot 23^2 = 31,4 \cdot 10^3 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Так как  $F_a < [F_a]$ , устойчивость винта обеспечена.

Проверка винта на прочность. Строим эпюры внутренних силовых факторов: крутящих моментов  $M_z$  и продольных сил  $F_N$ , а затем выполняем проверку на прочность.

Момент сил сопротивления в резьбе в соответствии с формулой (2.46)

$$\begin{aligned} T_p &= 0,5 F_a d_2 \operatorname{tg}(\rho' + \psi) = \\ &= 0,5 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 27,5 \cdot \operatorname{tg}(6,85^\circ + 3,97^\circ) = 65,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.} \end{aligned}$$

Назначая диаметр отверстия в подпятнике по рекомендации (2.19)

$$d_O = 0,6 d_n = 0,6 \cdot 22 = 13,2 \text{ мм,}$$

получаем средний диаметр

$$d_m = 0,5(d_n + d_o) = 0,5(22 + 13,2) = 17,6 \text{ мм.}$$

Тогда момент сил трения при *сферической опорной поверхности* определяем по формуле (2.27), принимая  $\alpha = 45^\circ$

$$\begin{aligned} T_f &= 0,5F_a d_m f / (\sin \alpha + f \cos \alpha) = \\ &= 0,5 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 17,6 \cdot 0,1 / (\sin 45^\circ + 0,1 \cos 45^\circ) = 28,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.} \end{aligned}$$

Момент, приложенный к винту,

$$T_{зав} = T_p + T_f = (65,7 + 28,3) \cdot 10^3 = 94,0 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

*Расчет рукоятки проводим согласно девятой базовой задаче.* Требуемое плечо силы  $F_p$

$$l_F = T_{зав} / F_p = 94,0 \cdot 10^3 / 150 = 627 \text{ мм.}$$

Диаметр головки винта согласно исходным данным

$$D_o = 1,6d = 1,6 \cdot 32 = 51,2 \text{ мм.}$$

Принимая  $D_o = 52$  мм, по зависимости (2.56) определяем длину рукоятки как консольной балки

$$l_p = l_F - D_o / 2 = 627 - 52 / 2 = 601 \text{ мм.}$$

Диаметр рукоятки рассчитываем по формуле (2.58)

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_n}{0,1[\sigma_n]}} = \sqrt[3]{\frac{F_p l_p}{0,1[\sigma_n]}} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 601}{0,1 \cdot 67}} = 23,78 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_p = 24$  мм.

*Проверочный расчёт винта на прочность выполняем согласно шестой базовой задаче.* Строим эпюры внутренних силовых факторов, действующих в винте: продольных сил  $F_N$  и крутящих моментов  $M_2$ . Они представлены на рисунке 2.14.

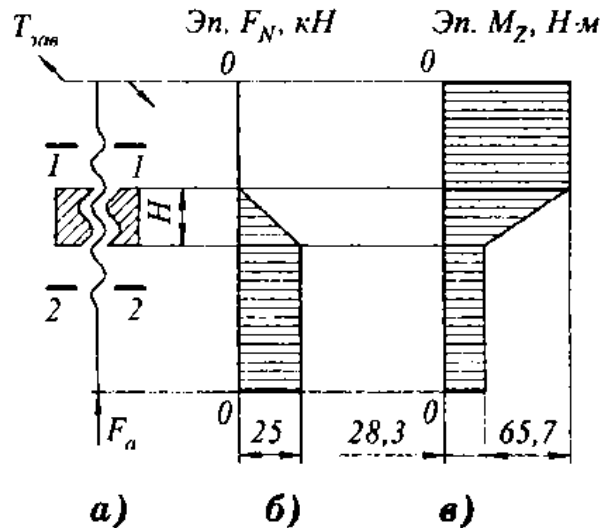


Рис. 2.14 Эпюры внутренних силовых факторов в винте:  
 а — расчётная схема; б — эпюра продольных сил  $F_N$ ; в — эпюра крутящих моментов  $M_z$

Проверка прочности винта в характерных сечениях 1-1 и 2-2. Полярный момент сопротивления сечения 1-1 винта

$$W_p = 0,2d_1^3 = 0,2 \cdot 23^3 = 2433 \text{ мм}^3.$$

Напряжение кручения при  $M_z = T_{зав}$

$$\tau = M_z / W_p = 94,0 \cdot 10^3 / 2433 = 38,6 \text{ МПа}.$$

Для сечения 2-2 расчётные напряжения:

— сжатия

$$\sigma_{сж} = F_a / A_p = F_a / (0,785d_1^2) = 25000 / (0,785 \cdot 23^2) = 60,2 \text{ МПа};$$

— кручения

$$\tau = M_z / W_p = T_f / W_p = 28,3 \cdot 10^3 / 2433 = 11,6 \text{ МПа}.$$

Тогда эквивалентное напряжение согласно формуле (2.3) при  $\alpha = 4$

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{60,2^2 + 4 \cdot 11,6^2} = 64,5 \text{ МПа}.$$

При коэффициенте безопасности  $[S] = 3$  допускаемые напряжения:

— сжатия

$$[\sigma_{сж}] = \sigma_T / [S] = 360 / 3 = 120 \text{ МПа};$$

— кручения

$$[\tau] = 0,65[\sigma_{сж}] = 0,65 \cdot 120 = 78 \text{ МПа}.$$

Следовательно, условия прочности винта в сечениях 1-1 и 2-2 обеспечены.

Определяем диаметр стоек  $d_c$  и резьбы  $d_k$ . При коэффициенте безопасности  $[S] = 4$  допускаемое напряжение растяжения для стойки

$$[\sigma] = \sigma_T / [S] = 360 / 4 = 90 \text{ МПа}.$$

Поскольку на одну стойку действует сила  $F_a/2$ , то из условия прочности на растяжение её диаметр

$$d_c \geq \sqrt{\frac{F_a}{2 \cdot 0,785[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{25 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,785 \cdot 90}} = 13,3 \text{ мм}.$$

Назначаем  $d_c = 15$  мм и по ГОСТ 9150 принимаем резьбу  $d_k = M14$ .

Определяем диаметр  $d_g$  и длину  $l_g$  стопорного винта согласно восьмой базовой задаче. Средний диаметр фланца гайки по выражению (2.48)

$$D_m = 0,5(D_1 + D) = 0,5(54 + 46) = 50 \text{ мм}.$$

При коэффициенте трения скольжения  $f_\phi = 0,1$  момент сил трения по фланцу гайки в соответствии с формулой (2.47)

$$T_\phi = 0,5F_a D_m f_\phi = 0,5 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 50 \cdot 0,1 = 62,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

При известном моменте сил сопротивления в резьбе вращающий момент, действующий на гайку, по выражению (2.45)

$$T_z = T_p - T_\phi = 65,7 \cdot 10^3 - 62,5 \cdot 10^3 = 3,2 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Тогда сила на стопорный винт согласно зависимости (2.49)

$$F_t = T_z / (0,5D) = 3,2 \cdot 10^3 / (0,5 \cdot 46) = 139 \text{ Н.}$$

При коэффициенте длины винта  $y_l = 3$  и допускаемом напряжении смятия  $[\sigma_{см}] = \sigma_T / [S] = 195 / 4 = 48,75 \text{ МПа}$  внутренний диаметр резьбы винта по формуле (2.52)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2,5F_t}{\psi_l[\sigma_{см}]}} = \sqrt{\frac{2,5 \cdot 139}{3 \cdot 48,75}} = 1,54 \text{ мм.}$$

Принимаем винт М6.

*Пример расчёта горизонтального винтового пресса.*  
Конструкция пресса показана на рисунке 2.15.

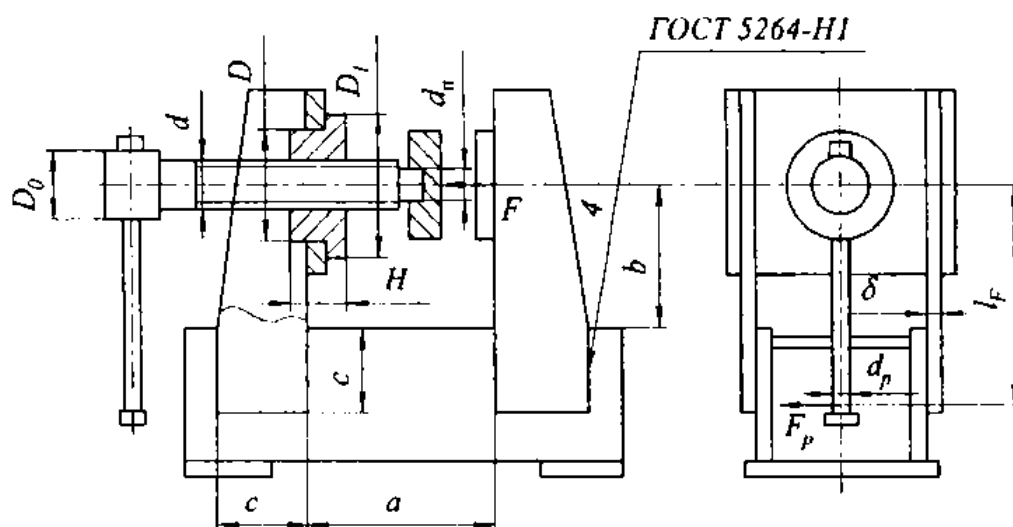


Рис. 2.15 Горизонтальный винтовой пресс

*Исходные данные:*

- осевая сила на грузовой винт
- расстояние между опорами
- высота опор
- толщина стоек
- материал винта
- гайки
- металлоконструкции

$$F_a = 17,5 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$a = 550 \text{ мм;}$$

$$b = 400 \text{ мм;}$$

$$\delta = 10 \text{ мм;}$$

сталь 45,

$$\sigma_T = 360 \text{ МПа;}$$

бронза БрА9Ж3Л;

- допускаемое давление в резьбе
- резьба винта
- диаметр головки винта
- свободная длина винта
- сила, прикладываемая к рукоятке,
- коэффициент трения в резьбе

$$\begin{aligned} \sigma_T &= 195 \text{ МПа}; \\ &\text{сталь Ст3;} \\ [p] &= 5 \text{ МПа}; \\ &\text{упорная;} \\ D_0 &= 1,6d; \\ L_1 &= 0,7a; \\ F_p &= 150 \text{ Н}; \\ f &= 0,12. \end{aligned}$$

*Цель расчёта* — спроектировать пресс, надёжный в эксплуатации.

*Задачи расчёта* сводятся к определению:

- диаметра грузового винта  $d$ ;
- размеров гайки  $D, D_1, H$ ;
- длины и диаметра рукоятки  $l_p, d_p$ .

Кроме того, требуется построить эпюры внутренних силовых факторов: крутящих моментов  $M_{кр}$  и продольных сил  $F_N$  по длине грузового винта.

Решение выполняем согласно *первой базовой задаче*. Средний диаметр винта  $d_2$  определяем из условия износостойкости ходовой резьбы по формуле (2.6), предварительно принимая  $\psi_H = 1,4$ ;  $\psi_h = 0,75$  и  $[p] = 5$  МПа:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p]}} = \sqrt{\frac{17,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,4 \cdot 0,75 \cdot 5}} = 32,6 \text{ мм.}$$

По таблице 2.4 выбираем упорную резьбу  $S$  с параметрами:  $d = 42$  мм,  $P = 6$  мм,  $d_2 = 37,5$  мм,  $d_1 = 31,6$  мм.

Высота гайки по зависимости (2.40)

$$H = \psi_H d_2 = 1,5 \cdot 37,5 = 52,5 \text{ мм.}$$

Примем  $H = 55$  мм.

Проверим резьбу на самоторможение в соответствии со *второй базовой задачей*. Согласно исходным данным коэффициент трения в резьбе  $f = 0,12$ . Тогда приведенный угол трения по формуле (2.11)

$$\rho' = \arctg \left( f / \cos 3^\circ \right) = \arctg (0,12 / 0,9986) \approx 6,85^\circ .$$

Угол подъема резьбы по зависимости (2.8)

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2} = \arctg \frac{6}{3,14 \cdot 37,5} = 2,92^\circ .$$

Следовательно, условие самоторможения обеспечено.

Проверим на прочность стержень винта с учётом устойчивости согласно условию (2.5).

Радиус инерции стержня круглого сечения диаметром  $d_1$  по зависимости (2.35)

$$i = \frac{d_1}{4} = \frac{31,6}{4} = 7,9 \text{ мм.}$$

Считая концы винта шарнирно закреплёнными, из таблицы 2.6 выбираем коэффициент приведения длины  $\mu = 1,0$ . Тогда гибкость винта по формуле (2.34)

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{1 \cdot 550}{7,9} \approx 70 .$$

Для такой гибкости из таблицы 2.9 коэффициент уменьшения допускаемых напряжений для сжатых стержней  $\varphi = 0,76$ .

Вычислим допускаемые напряжения сжатия для стержня винта, принимая коэффициент запаса прочности  $[S] = 3$ :

$$[\sigma_{сж}] = \sigma_T [S] = 360 / 3 = 120 \text{ МПа}$$

и 
$$\varphi [\sigma_{сж}] = 0,76 \cdot 120 \approx 91 \text{ МПа.}$$

Расчётное напряжение

$$\sigma_{сж} = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 17,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 31,6^2} = 22,3 \text{ МПа.}$$

Следовательно, условие прочности с учётом устойчивости соблюдается.

Оценим КПД винтовой пары по формуле (2.14)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 2,92^\circ}{\operatorname{tg}(2,92^\circ + 6,85^\circ)} \approx 0,3.$$

Определим размеры гайки на основе *восьмой базовой задачи*. Они указаны на рисунке 2.5. Для бронзы БрА9Ж3Л и нормируемом коэффициенте безопасности  $[S] = 2,5$  допускаемое напряжение растяжения

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{195}{2,5} = 78 \text{ МПа.}$$

Наружный диаметр  $D$  гайки определим из условия прочности на растяжение с учётом напряжения кручения с помощью коэффициента  $\gamma = 1,2$  по формуле (2.42)

$$D \geq \sqrt{\frac{4\gamma F_a}{\pi[\sigma_p]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 17,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 78} + 42^2} = 45,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D = 46$  мм.

Допускаемое напряжение на смятие  $[\sigma_{см}] = [\sigma_p] = 78$  МПа. Диаметр  $D_1$  опорного фланца гайки определим из условия прочности на смятие по выражению (2.43)

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 78} + 46^2} = 49,01 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_1 = 50$  мм.

Толщина фланца по формуле (2.44)

$$\delta \geq \frac{F_a}{\pi D [\tau_{сп}]} = \frac{17,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 46 \cdot 27} = 4,4 \text{ мм.}$$

Примем  $\delta = 6$  мм.

Оценим размеры рукоятки согласно *девятой базовой задаче*. Для её расчёта определим моменты сил сопротивления в резьбе  $T_p$  и на торце  $T_T$  винта. Момент сил сопротивления в резьбе по выражению (2.46)

$$\begin{aligned} T_p &= 0,5F_a d_2 \operatorname{tg}(\rho' + \psi) = \\ &= 0,5 \cdot 17,5 \cdot 10^3 \cdot 37,5 \cdot \operatorname{tg}(6,85^\circ + 2,92^\circ) = 56500 \text{ Н}\cdot\text{мм} \end{aligned}$$

Определим размеры торца винта (рис. 2.16):

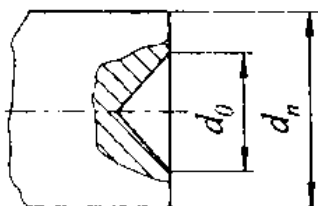


Рис. 2.16 Параметры торца винта

Задаёмся диаметром пяты по рекомендации (2.18)

$$d_n = (0,9 \dots 0,95)d_1 = (0,9 \dots 0,95) \cdot 31,6 = 28,44 \dots 30,02 \text{ мм.}$$

Назначаем  $d_n = 30$  мм.

Диаметр центрального отверстия по зависимости (2.19)

$$d_o = 0,6d_n = 0,6 \cdot 30 = 18 \text{ мм.}$$

При этом момент сил трения на торце винта по формуле (2.20)

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{F_a f (d_n^3 - d_o^3)}{3(d_n^2 - d_o^2)} = \\ &= \frac{17,5 \cdot 10^3 \cdot 0,12 \cdot (30^3 - 18^3)}{3(30^2 - 18^2)} = 25,7 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.} \end{aligned}$$

Для сравнения приближённо оценим эту величину. Средний радиус кольцевой пяты согласно выражению (2.24)

$$r_m = 0,25(d_n + d_o) = 0,25(30 + 18) = 12 \text{ мм}$$

и по формуле (2.25) будем иметь

$$T_f = F_a f r_m = 17,5 \cdot 10^3 \cdot 0,12 \cdot 12 = 25,2 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Следовательно, получаем практически одинаковый результат. Суммарный момент сил сопротивления согласно формуле (2.54)

$$T_{зав} = T_p + T_f = 56,5 \cdot 10^3 + 25,7 \cdot 10^3 = 82,2 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Находим плечо  $l_F$  силы  $F_p$  из уравнения моментов относительно оси винта

$$\Sigma M_z(F_i) = T_{зав} - F_p l_F = 0,$$

откуда

$$l_F = \frac{T_{зав}}{F_p} = \frac{82,2 \cdot 10^3}{150} = 548 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_F = 550$  мм.

Диаметр головки винта в соответствии с исходными данными

$$D_0 = 1,6d = 1,6 \cdot 42 = 68 \text{ мм.}$$

При этом расчётная длина рукоятки

$$l_p = l_F - D_0/2 = 550 - 68/2 = 584 \text{ мм.}$$

Определим диаметр  $d_p$  рукоятки как консольной балки с вылетом  $l_p$ . Расчётная схема рукоятки показана на рисунке 2.6.

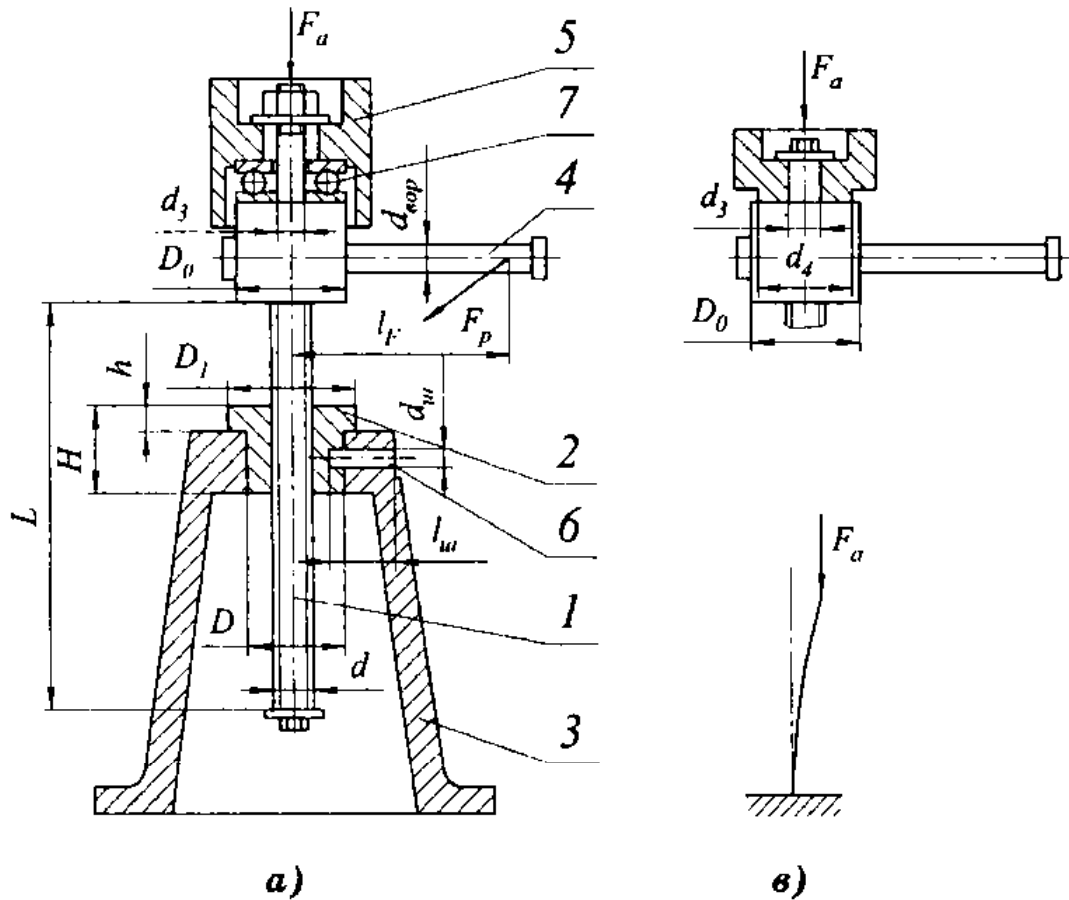
По аналогии с вышеизложенным для материала рукоятки — сталь 45 допустимое напряжение изгиба  $[\sigma_{изг}] = 120$  МПа.

Тогда диаметр рукоятки в опасном сечении по формуле (2.58)

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{F_p l_p}{0,1[\sigma_{изг}]}} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 306}{0,1 \cdot 120}} \approx 15,6 \text{ мм.}$$

Примем  $d_p = 16$  мм.

**Пример расчёта винтового домкрата.** Конструкция такого домкрата показана на рисунке 2.17.



**Рис. 2.17 Конструкция винтового домкрата:**

1 — грузовой винт; 2 — гайка; 3 — корпус; 4 — рукоятка; 5 — чашка; 6 — стопорный штифт; 7 — упорный подшипник; а, б — варианты; в — схема к расчёту винта на устойчивость

*Исходные данные:*

- осевая сила на грузовой винт
- материал: винта
- гайки
- допускаемое давление в резьбе
- резьба винта
- диаметр головки винта
- свободная длина винта

$F_a = 25 \cdot 10^3 \text{ Н};$   
 сталь 45,  
 $\sigma_T = 360 \text{ МПа};$   
 БрА9Ж3Л;  
 $\sigma_T = 195 \text{ МПа};$   
 $[p] = 9 \text{ МПа};$   
 упорная;  
 $D_0 = 1,6d;$   
 $L_1 = 300 \text{ мм};$

- сила, прикладываемая к рукоятке  $F_p = 150 \text{ Н};$
- коэффициент трения в резьбе  $f = 0,12.$

Видно, что исходные данные практически совпадают со вторым примером. Поэтому результаты расчёта передачи винт-гайка для рассматриваемого случая будут совпадать с данными этого примера.

Отличие в расчёте заключается в определении моментов сил сопротивления между чашкой и головкой винта.

При установке упорного шарикоподшипника это сопротивление определяем по формуле (2.32). Принимая коэффициент трения качения в подшипнике  $k' = 0,006$  мм и соотношение  $d'_0 / d'_ш \approx 5$ , будем иметь

$$T_n \approx 1,5k'F_a d'_0 / d'_ш = 1,5 \cdot 0,006 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 5 = 1125 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Момент сил трения скольжения  $T_f$  между чашкой и головкой винта определяем по формуле (2.25). Диаметр головки винта  $D_0 = 52$  мм. Принимаем

$$d_4 = 0,9D_0 = 0,9 \cdot 52 = 46,8 \text{ мм};$$

$$d_3 = 0,6d_4 = 0,6 \cdot 46,8 = 28,08 \text{ мм}.$$

Окончательно устанавливаем  $d_4 = 48$  мм,  $d_3 = 28$  мм. Тогда средний радиус опорной поверхности чашки по равенству (2.24)

$$r_m = 0,25(d_4 + d_3) = 0,25(48 + 28) = 19 \text{ мм}$$

и при коэффициенте трения скольжения  $f = 0,1$  по формуле (2.25)

$$T_f = F_a f r_m = 25 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 19 = 47,5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Следовательно, за счёт установки упорного шарикоподшипника под чашку существенно (в 42 раза) снижается момент сил трения на её опорной поверхности.

## 2.4 Задачи для самостоятельной работы

1. Определить скорость поступательного перемещения гайки и осевую силу, развиваемую передачей винт-гайка скольжения, при следующих исходных данных: частота вращения винта  $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ ; резьба — упорная; шаг винтовой линии  $P_h = 6 \text{ мм}$ ; средний диаметр резьбы  $d_2 = 37,5 \text{ мм}$ ; коэффициент трения  $f = 0,12$ ; момент, приложенный к винту,  $T = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

2. Определить КПД передачи винт-гайка скольжения и винтового механизма по следующим исходным данным: резьба — упорная  $S$  с параметрами:  $d = 42 \text{ мм}$ ,  $P = 6 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 37,5 \text{ мм}$ ; коэффициент трения  $f = 0,12$ .

3. Выполнить проектировочный расчет передачи винт-гайка скольжения домкрата, обеспечивая самоторможение и наибольший КПД, по следующим исходным данным: грузоподъемность  $F_a = 40 \text{ кН}$ ; материал винта — сталь 45,  $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ ; гайки — БрА9ЖЗЛ;  $\sigma_T = 195 \text{ МПа}$ ; допускаемое удельное давление в резьбе  $[p] = 9 \text{ МПа}$ ; конструкция гайки — цельная.

4. Выполнить проверочные расчёты грузового винта на прочность и устойчивость по следующим исходным данным: резьба — упорная с параметрами  $d = 32 \text{ мм}$ ;  $P = 6 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 27,5 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 23 \text{ мм}$ ; осевая сила на грузовой винт  $F_a = 25 \text{ кН}$ ; моменты сил сопротивления в резьбе  $T_p = 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и сил трения на торце винта  $T_T = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . При расчёте на устойчивость принять свободную длину винта  $L_1 = 320 \text{ мм}$  и коэффициент приведения  $\mu = 0,7$ .

### 3. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ

В передачах винт-гайка качения рабочими телами являются как шарики, так и ролики. Использование последних является более перспективным, хотя в настоящее время применяют в основном шарико-винтовые механизмы (ШВМ). Их конструкции приведены в работе /8/.

#### 3.1 Основы расчёта

Основные параметры ШВМ показаны на рисунке 3.1.

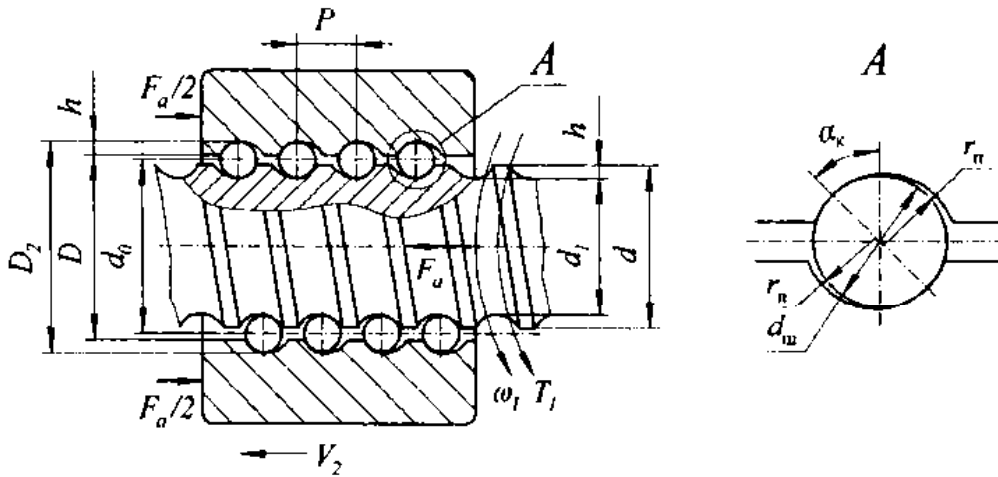


Рис. 3.1 Основные параметры ШВМ:

$d_0$  — средний диаметр резьбы;  $d_1, d$  — внутренний и наружный диаметры резьбы винта;  $D, D_2$  — внутренний и наружный диаметры резьбы гайки;  $P$  — шаг резьбы;  $h$  — глубина профиля резьбы винта и гайки;  $d_{ш}$  — диаметр шарика;  $r_n$  — радиус профиля каналов в винте и гайке;  $\alpha_k$  — угол контакта;  $\omega_1, T_1$  — угловая скорость и вращающий момент на винте;  $V_2$  — скорость перемещения гайки;  $F_a$  — осевая сила

**Цель расчёта:** спроектировать надёжный шарико-винтовой механизм.

**Задачи расчёта:**

- установить размеры деталей ШВМ;
- оценить КПД;
- определить ресурс механизма.

Используя известное выражение (2.37) приведённого момента инерции поперечного сечения винта  $I_{np}$ , в соответствии с правой частью условия (2.4) обеспечения устойчивости винта и формулой Эйлера (2.36) критической силы  $F_{кр}$  получаем выражение для определения внутреннего диаметра винта

$$d_1 \geq 1,2 \sqrt[4]{K_F F_a [S_y] (\mu l)^2 / E}, \quad (3.1)$$

где  $K_F$  — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (табл. 3.1).

**Таблица 3.1**  
Коэффициент  $K_F$ , учитывающий характер нагрузки

Условия работы и назначение ШВМ	$K_F$
Лёгкий режим	1,0...1,2
Средний режим	1,2...1,5
Тяжёлый режим	1,5...2,5
Для металлорежущих станков с учётом разгона и торможения	1,2
Для роботов	1,2...1,5

С другой стороны, имеем

$$d_1 \geq l/25. \quad (3.2)$$

Основные параметры ШВМ:

- средний диаметр  $d_0 = 5...150$  мм;
- диаметр шариков  $d_{ш} = 1...20$  мм;
- соотношение радиуса шарика и профиля каналов в винте (гайке)  $r_{ш}/r_n = 0,83...0,87$ ;

• угол контакта  $\alpha_k = 45...50^\circ$  в зависимости от профиля резьбы винта и гайки. В ШВМ применяют следующие профили: полукруглый и арочный с двух- и четырёхточечным контактом. Для полукруглого профиля угол контакта  $\alpha_k = 45^\circ$ ;

- нагрузка на винт  $F_a = 100...200 \cdot 10^3$  Н.

Геометрические параметры ШВМ приведены в таблице 3.2, а передачи для станков — в таблице 3.3.

*Материалы и допускаемые напряжения.* Материал винтов: сталь марок ХВГ и 7ХГ2ВМ с объёмной закалкой; 8ХВ с закалкой ТВЧ; 20Х3МВФ с азотированием поверхности.

Материал гаек: сталь марок 9ХС, ШХ15 с объёмной закалкой;

18ХГТ, 12ХНЗА, 18ХНВА и др. с цементацией и закалкой.

Твёрдость рабочих поверхностей при  $H \geq 58...60 \text{ HRC}_3$

Материал шариков: сталь марок ШХ15, ШХ15СГ;  $H \geq 63 \text{ HRC}_3$ .

Допускаемое контактное напряжение:

• при  $H \geq 60 \text{ HRC}_3$   $[\sigma_H]_0 = 2500...3000 \text{ МПа}$ ;

• при  $H < 60 \text{ HRC}_3$   $[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 K_H$ ,

где  $K_H$  — коэффициент твёрдости (табл. 3.4);

• при кратковременной работе  $[\sigma_H]_{\max} \leq 5000 \text{ МПа}$ .

**Таблица 3.2**

**Параметры ШВМ**

Размеры, мм, (рис. 3.1)						$\psi$ , град
$d_0$	$d_1$	$D_2$	$d_{\text{ш}}$	$P$	$r_n$	
10	6,98	13,02	3,000	4,0	1,54	7°19'
17	13,80	20,20	3,175	5,0	1,68	5°22'
20	16,80	23,20	3,175	5,0	1,68	4°33'
22	18,80	25,20	3,175	5,0	1,68	4°08'
25	21,80	28,20	3,175	5,0	1,68	5°06'
30	25,20	34,80	4,763	7,0	2,45	4°15'
36	31,20	40,80	4,763	7,0	2,45	3°32'
36	29,60	42,40	6,350	8,5	3,27	4°18'
40	33,60	46,40	6,350	8,5	3,27	3°52'
40	33,60	46,40	6,350	10,0	3,27	4°33'
40	32,20	44,80	4,763	7,0	2,45	3°11'
45	40,20	49,80	4,763	7,0	2,45	2°50'
45	38,60	51,40	6,350	7,0	2,45	3°26'
50	43,20	56,40	6,350	8,5	3,27	3°06'
50	41,93	58,07	8,000	12	4,12	4°22'
55	48,60	61,40	6,350	10	3,27	3°19'
55	47,79	62,21	7,144	12	3,68	3°58'
60	53,60	66,40	6,350	10	3,27	3°02'

\*  $\psi$  — угол подъема винтовой линии резьбы на среднем диаметре

Таблица 3.3

**Параметры шариковых передач винт-гайка (станков)**

Размеры, мм				Грузоподъёмность С, кН		Момент холостого хода $T_{хх}$ , Н·м	
$d_0$	$P$	$d_{ш}$	Радиальный зазор $\Delta_r$	$C_a$	$C_{a0}$	$min$	$max$
25	5	3	0,067...0,093	28,1	16,58	0,08	0,32
32	5	3	0,064...0,096	37,5	17,71	0,18	0,56
40	5	3	0,064...0,096	49,4	19,17	0,30	0,84
40	6	3,5	0,059...0,101	56,4	23,70	0,32	0,83
40	10	6	0,119...0,161	85,9	54,70	0,45	0,95
50	5	3	0,059...0,101	62,8	20,64	0,50	1,35
50	10	6	0,117...0,163	112,5	57,75	0,48	1,23
50	12	7	0,137...0,183	119,9	65,40	0,49	1,09
63	10	6	0,115...0,165	149,7	62,03	0,75	2,03
80	10	6	0,113...0,167	197,7	66,88	1,23	3,25
80	20	10	0,193...0,247	297,6	143,40	2,30	3,88
100	10	6	0,110...0,170	251,1	71,84	2,04	5,20
100	20	10	0,180...0,250	386,4	151,80	2,75	5,23

Таблица 3.4

**Значения коэффициента твёрдости**

HRC <sub>э</sub>	≥ 61	58	56	54	52	50	45	40
$K_H$	1	0,86	0,76	0,69	0,60	0,45	0,41	0,28
$K_{H0}$	1	0,80	0,67	0,57	0,47	0,40	0,26	0,15
При $n < 10 \text{ мин}^{-1}$								

### 3.2 Базовые задачи (модули) к расчёту передач винт-гайка качения

*Проектировочный расчёт передачи (первая задача).*  
Сначала по формуле (3.1) определяем внутренний диаметр резьбы винта и выполняем проверку условия (3.2).

В зависимости от  $d_1$  из таблицы 3.2 выбираем геометрические параметры винтовой пары:

$$d_0, d_{ш}, P, D_2, r_n, \psi.$$

Для определения остальных размеров назначаем глубину профиля резьбы у винта и гайки

$$h = (0,30 \dots 0,35)d_w. \quad (3.3)$$

При этом диаметр отверстия в гайке

$$D = D_2 - 2h \quad (3.4)$$

и наружный диаметр резьбы винта

$$d = d_1 + 2h. \quad (3.5)$$

Находим коэффициент  $\chi$  по формуле

$$\chi = \frac{2r_n(d_w \cos \alpha_\kappa + d_1)}{d_1(2r_n - d_w)} \quad (3.6)$$

и по таблице 3.5 выбираем коэффициент  $\beta$ .

Таблица 3.5

Значения коэффициента  $\beta$

$\chi$	1	2	3	4	5	7	10	20	30	40	50	70	100
$\beta$	0,36	0,47	0,53	0,60	0,67	0,82	0,97	1,20	1,45	1,60	1,80	2,10	2,30

Рассчитываем допускаемую нормальную силу на шарик

$$[F_n] = \frac{d_w^2 r_n^2 [\sigma_H]^3}{\beta^3 E_{np}^2 (2r_n - d_w)^2}, \quad (3.7)$$

причём здесь  $E_{np}$  — приведенный модуль упругости материала шарика и ходового винта, МПа.

Ориентировочно эту величину можно определить по формуле

$$[F_n] = (20 \dots 24)d_w^2. \quad (3.8)$$

Определяем минимальное число рабочих шариков из условия обеспечения контактной прочности

$$z = \frac{F_a}{[F_n]k_w \sin \alpha_\kappa \cos \psi} \leq 125, \quad (3.9)$$

где  $k_w$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шариками,  $k_w = 0,7 \dots 0,8$ .

Если  $z > 125$ , необходимо увеличить диаметры винта и шариков.

Вычисляем минимальное число рабочих витков гайки

$$i_{min} = z d_w \cos \psi / (\pi d_0), \quad (3.10)$$

а из таблицы 3.6 выбираем общее число витков  $i_{общ}$ .

Таблица 3.6

Общее число витков гайки

$i_{min}$	1,5	2,5	3,5	4,0
$i_{общ}$	3,0	4,5	5,5	6,0

Затем определяем высоту гайки

$$H_r = [i_{общ} + (1 \dots 1,15)] P. \quad (3.11)$$

**Проверочные расчёты ШВМ (вторая задача).** При частоте вращения винта (гайки)  $n_1 > 10$  мин<sup>-1</sup> необходимо выполнять расчёт на долговечность с учётом динамической грузоподъёмности.

Долговечность ШВМ рассчитывается по методике для шарикоподшипников.

Расчётный ресурс определяем по формуле

$$L_h = \left( \frac{[C_a]}{F_a} \right)^3 \frac{10^6}{60 n_1}, \quad (3.12)$$

где  $[C_a]$  — допускаемая динамическая грузоподъёмность при проектных параметрах;

$F_a, n_1$  — действующая нагрузка и частота вращения винта.

Величину  $[C_a]$  определяем по формуле

$$[C_a] = [C_a]_0 \prod K_i, \quad (3.13)$$

причём здесь  $[C_a]$  — допускаемая динамическая грузоподъёмность при базовых параметрах;

$\prod K_i$  — произведение корректирующих коэффициентов

$$\prod K_i = K_p K_a K_H K_m, \quad (3.14)$$

где  $K_p, K_a, K_H, K_m$  — коэффициенты, учитывающие вероятность безотказной работы (табл. 3.7), точность передачи (табл. 3.8), твёрдость поверхностей качения (табл. 3.4) и качество материала; как правило,  $K_m = 1$ .

Таблица 3.7

Значения коэффициента  $K_p$  вероятности безотказной работы

Вероятность безотказной работы, %	90	95	96	97	98	99
$K_p$	1	0,85	0,8	0,75	0,68	0,57

Таблица 3.8

Значения коэффициентов  $K_a$  и  $K_{a0}$  точности передач

Коэффици- ент	Класс точности					
	П1, Т1	П3, Т3	П5, Т5	П7, Т7	Т9	Т10
$K_a$	1,0	0,98	0,95	0,90	0,85	0,80
$K_{a0}$	1,0	0,95	0,90	0,85	0,80	0,70
При $n < 10 \text{ мин}^{-1}$ .						

Величину  $[C_a]_0$  находим по формуле

$$[C_a]_0 = 410d_0^{0,45}d_{ur}^{1,4}(ik_z)^{0,7}, \quad (3.15)$$

где  $k_z$  — коэффициент, учитывающий неполноту рабочего витка (часть шариков находится в перепускном канале)

$$k_z = 1 - 3\sin\psi. \quad (3.16)$$

При  $n < 10 \text{ мин}^{-1}$  проверяем условие обеспечения *статической прочности* поверхностей качения, имеющее следующий вид:

$$F_{a\Sigma} \leq [C_{a0}], \quad (3.17)$$

где  $F_{a\Sigma}$  — суммарная осевая сила с учётом нагрузки  $F_a$  и натяга  $F_n$

$$F_{a\Sigma} = 0,65F_a + F_H; \quad (3.18)$$

$[C_{a0}]$  — допускаемая статическая грузоподъёмность при проектных параметрах

$$[C_{a0}] = 155d_0 d_w i k_2 K_{a0} K_{H0}, \quad (3.19)$$

причём здесь  $K_{a0}$ ,  $K_{H0}$  — коэффициенты, учитывающие точность передачи (табл. 3.8) и твёрдость поверхности качения (табл. 3.4).

Принимаем величину

$$F_u = (0,10 \dots 0,15)[C_u]. \quad (3.20)$$

Для исключения вибраций необходима следующая проверка:

$$n_1 \leq n_{1\text{кр}} = \frac{10^8 d_0}{(\mu l)^2}, \text{ мин.}^{-1}, \quad (3.21)$$

где  $n_1$  — фактическая частота вращения винта;  $n_{1\text{кр}}$  — критическая частота, при которой возможна потеря устойчивости движения (появление вибраций).

**Определение КПД винтовой пары (третья задача).** КПД винтовой пары без учёта натяга находим по известной формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho'_\kappa)}, \quad (3.22)$$

где  $\rho'_\kappa$  приведённый угол трения качения

$$\rho'_\kappa = \operatorname{arctg}[k / (d_w \cos \alpha_\kappa)]; \quad (3.23)$$

$k$  — коэффициент трения качения в шариковинтовой паре,  $k = 0,01 \dots 0,015$  мм.

Угол  $\psi$  определяем по развертке винтовой линии

$$\psi = \operatorname{arctg}[P / (\pi d_0)] \quad (3.24)$$

Действительный КПД тяжело нагруженной винтовой пары

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + k_c \rho'_\kappa)}, \quad (3.25)$$

где  $k_c$  — коэффициент, которым учитываем, что наряду с трением качения упругие деформации элементов вызывают

их скольжение. В зависимости от нагрузки и твердости деталей можно принять

$$k_c = 1,5 \dots 3.$$

### 3.3 Примеры расчётов

**Пример проекторочного расчёта ШВМ.** Выполним такой расчёт при следующих исходных данных:

- действующая осевая сила  $F_a = 12 \text{ кН};$
- длина сжатого участка винта  
(расстояние между гайкой и опорой)  $l = 540 \text{ мм};$
- материал:
  - винта сталь ХВГ с объёмной закалкой;
  - гайки сталь 9ХС с объёмной закалкой;
  - шариков сталь ШХ15 с объёмной закалкой;
- твердость поверхностей контакта  $H_{min} = 58 \text{ HRC}_9;$
- допускаемое контактное напряжение  $[\sigma_H] = 2750 \text{ МПа};$
- модуль упругости  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа};$
- винт горизонтальный;
- тип опор винта шарнирные.

Из таблицы 2.7 допускаемый коэффициент устойчивости  $[S_y] = 4$ . При известном типе опор по таблице 2.6 находим коэффициент приведения  $\mu = 1$ .

Внутренний диаметр резьбы винта находим по формуле (3.1) при  $K_F = 1$

$$d_1 \geq 1,2 \sqrt[4]{K_F F_a [S_y] (\mu l)^2 / E} =$$

$$= 1,2 \sqrt[4]{1 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 4 (1 \cdot 540)^2 / (2,15 \cdot 10^5)} = 19,17 \text{ мм}.$$

Согласно условию (3.2) получаем

$$d_1 \geq l/25 = 540/25 = 21,6 \text{ мм.}$$

Из таблицы 3.2  $d_1 = 21,8$  мм и соответствующие этому значению геометрические параметры:  $d_0 = 25$  мм;  $D_2 = 28,2$  мм;  $d_w = 3,175$  мм;  $P = 5$  мм;  $r_n = 1,68$  мм;  $\psi = 5^\circ 06'$ .

Согласно рекомендации (3.3) назначаем глубину профиля резьбы у винта и гайки

$$h = (0,30 \dots 0,35)d_w = (0,3 \dots 0,35) \cdot 3,175 = 0,95 \dots 1,11 \text{ мм.}$$

Примем  $h = 1$  мм.

При этом по формуле (3.4) диаметр отверстия в гайке

$$D = D_2 - 2h = 28,2 - 2 \cdot 1 = 26,2 \text{ мм,}$$

а по формуле (3.5) наружный диаметр резьбы винта

$$d = d_1 + 2h = 21,8 + 2 \cdot 1 = 23,8 \text{ мм.}$$

Окончательно устанавливаем  $D = 26$  мм и  $d = 24$  мм.

При угле контакта  $\alpha_k = 45^\circ$  (при полукруглом профиле резьбы) находим коэффициент  $\chi$  по формуле (3.6)

$$\chi = \frac{2r_n(d_w \cos \alpha_k + d_1)}{d_1(2r_n d_w)} = \frac{2 \cdot 1,68(3,175 \cos 45^\circ + 21,8)}{21,8(2 \cdot 1,68 - 3,175)} = 20,03$$

и по таблице 3.5 выбираем коэффициент  $\beta = 1,2$ .

Рассчитываем допускаемую нормальную силу на шарик по формуле (3.7)

$$\begin{aligned} [F_n] &= \frac{d_w^2 r_n^2 [\sigma_H]^3}{\beta^3 E_{np}^2 (2r_n - d_w)^2} = \\ &= \frac{3,175^2 \cdot 1,68^2 \cdot 2751^3}{1,2^3 (2,15 \cdot 10^5)^2 (2 \cdot 1,68 - 3,175)^2} \approx 218 \text{ Н.} \end{aligned}$$

По формуле (3.8) имеем

$$[F_n] = (20 \dots 24)d_w^2 = (20 \dots 224)3,175^2 = 201 \dots 242 \text{ Н.}$$

Определяем минимальное число рабочих шариков по формуле (3.9) при коэффициенте  $k_w = 0,7$

$$z = \frac{F_a}{[F_n] k_w \sin \alpha_\kappa \cos \psi} = \frac{12 \cdot 10^3}{218 \cdot 0,8 \sin 45^\circ \cos 5^\circ 06'} \approx 99.$$

Примем  $z = 100$ , что соответствует рекомендации (3.9).

По формуле (3.10) вычисляем минимальное число рабочих витков гайки

$$i_{min} = z d_w \cos \psi / (\pi d_0) = 100 \cdot 3,175 \cdot \cos 5^\circ 06' / (3,14 \cdot 25) = 4,029,$$

из таблицы 3.6 общее число витков  $i_{общ} = 6$ .

Чтобы обеспечить ресурс ШВМ, согласно таблице 3.2 увеличиваем её основные параметры:  $d_1 = 25,20$  мм,  $d_0 = 30$  мм,  $d_w = 4,763$  мм,  $P = 7$  мм,  $r_n = 2,45$  мм,  $\psi = 4^\circ 15'$ .

Тогда

$$[F_n] = (20 \dots 24) d_w^2 = (20 \dots 24) 4,463^2 = 454 \dots 545 \text{ Н.}$$

Примем  $[F_n] = 480$  Н. При этом минимальное число рабочих шариков

$$z = \frac{F_a}{[F_n] k_w \sin \alpha_\kappa \cos \psi} = \frac{12 \cdot 10^3}{480 \cdot 0,8 \sin 45^\circ \cos 4^\circ 15'} = 45$$

и минимальное число рабочих витков гайки

$$i_{min} = z d_w \cos \psi / (\pi d_0) = 45 \cdot 4,763 \cdot \cos 4^\circ 15' / (3,14 \cdot 30) = 2,27.$$

Назначаем  $i_{min} = 2,5$ . Из таблицы 3.6 общее число витков  $i_{общ} = 4,5$ .

Затем определяем высоту гайки по формуле (3.11)

$$H_r = [i_{общ} + (1 \dots 1,15)] P = [4,5 + (1 \dots 1,15)] \cdot 7 = 38,5 \dots 39,55 \text{ мм.}$$

Устанавливаем  $H_r = 40$  мм.

**Пример расчёта ШВМ на долговечность.** Оценим долговечность ШВМ, спроектированного в предыдущем примере. Дополнительно принимаем  $n_1 = 50 \text{ мин}^{-1}$ .

Коэффициент  $k_z$ , учитывающий неполноту рабочего витка, находим по формуле (3.16)

$$k_z = 1 - 3 \sin \psi = 1 - 3 \sin 4^\circ 15' = 0,77.$$

По выражению (3.15) рассчитываем допускаемую динамическую грузоподъёмность при базовых параметрах

$$\begin{aligned} [C_a]_0 &= 410 d_0^{0,45} d_{ш}^{1,4} (i k_z)^{0,7} = \\ &= 410 \cdot 30^{0,45} 4,763^{1,4} (4,5 \cdot 0,77)^{0,7} = 40190 \text{ Н}. \end{aligned}$$

При вероятности безотказной работы  $P = 90 \%$  из таблицы 3.7  $K_p = 1,0$ .

Назначая класс точности передачи Т7, из таблицы 3.8 имеем  $K_a = 0,9$ .

При минимальной твёрдости поверхностей качения 58 HRC, согласно таблице 3.4  $K_H = 0,86$ .

При  $K_m = 1,0$  согласно выражению (3.14) будем иметь

$$\prod K_i = K_p K_a K_H K_m = 1,0 \cdot 0,9 \cdot 0,86 \cdot 1,0 = 0,774$$

и по формуле (3.13) допускаемая динамическая грузоподъёмность при проектных параметрах

$$[C_a] = [C_a]_0 \prod K_i = 40190 \cdot 0,774 \approx 31100 \text{ Н}.$$

Расчётный ресурс определяем по формуле (3.12)

$$L_h = \left( \frac{[C_a]}{F_a} \right)^3 \frac{10^6}{60 n_1} = \left( \frac{31100}{12000} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 50} \approx 5800 \text{ ч}.$$

**Пример расчёта винтовой передачи на статическую прочность.** Передачу рассчитываем с использованием исходных данных:

- геометрические параметры передачи  $d_0 = 30$  мм;  
 $d_w = 4,763$  мм;
- допускаемая динамическая грузоподъёмность  $[C_a] = 31100$  Н;
- частота вращения винта  $n_1 = 8$  мин<sup>-1</sup>.

Поскольку  $n_1 < 10$  мин<sup>-1</sup>, проверяем условие (3.17) обеспечения *статической прочности* поверхностей качения.

По рекомендации (3.20) назначаем силу  $F_n$ , обеспечивающую натяг,

$$F_n = 0,15[C_a] = 0,15 \cdot 31100 = 4665 \text{ Н.}$$

Суммарная осевая сила  $F_{a\Sigma}$  согласно формуле (3.18)

$$F_{a\Sigma} = 0,65F_a + F_H = 0,65 \cdot 12000 + 4665 = 12465 \text{ Н.}$$

Из таблиц 3.8 и 3.4 находим

$$K_{a0} = 0,85 \text{ и } K_{H0} = 0,80.$$

Тогда допускаемая статическая грузоподъёмность  $[C_{a0}]$  при проектных параметрах по формуле (3.19)

$$\begin{aligned} [C_{a0}] &= 155d_0d_w i k_z K_{a0} K_{H0} = \\ &= 155 \cdot 30 \cdot 4,763 \cdot 4,5 \cdot 0,77 \cdot 0,85 \cdot 0,80 = 52184 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Следовательно, статическая прочность поверхностей качения обеспечена.

**Проверка обеспечения вибростойкости ШВМ.** По формуле (3.21) находим критическую частоту для передачи, спроектированной в первом примере,

$$n_{1 \text{ кр}} = \frac{10^8 d_0}{(\mu l)^2} = \frac{10^8 \cdot 30}{(1 \cdot 540)^2} \approx 10^4 \text{ мин}^{-1}.$$

**Пример оценки КПД винтовой пары ШВМ.** Расчет выполняем при следующих *исходных данных*:

- геометрические параметры передачи  $d_0 = 36$  мм;  
 $d_w = 6,35$  мм;

$$P = 8,5 \text{ мм};$$

$$\alpha_{\kappa} = 45^{\circ};$$

$$k = 0,01 \text{ мм.}$$

• коэффициент трения качения в ШВМ

КПД определяем по формуле (3.22). Найдём величины, входящие в неё.

В соответствии с формулой (3.23) приведённый угол трения качения

$$\rho'_{\kappa} = \arctg[k / (d_{\text{ш}} \cos \alpha_{\kappa})] = \arctg[0,01 / (6,35 \cos 45^{\circ})] = 0,12^{\circ}.$$

Находим угол подъёма по формуле (3.24)

$$\psi = \arctg[P / (\pi d_0)] = \arctg[8,5 / (3,14 \cdot 36)] = 4^{\circ}18'.$$

Отсюда искомый КПД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho'_{\kappa})} = \frac{\operatorname{tg} 4^{\circ}18'}{\operatorname{tg}(4^{\circ}18' + 0^{\circ}7')} = 0,973.$$

Для случая тяжело нагруженного ШВМ при коэффициенте скольжения  $k_c = 3$  действительный КПД винтовой пары согласно формуле (3.25)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + k_c \rho'_{\kappa})} = \frac{\operatorname{tg} 4^{\circ}18'}{\operatorname{tg}(4^{\circ}18' + 3 \cdot 0^{\circ}7')} = 0,924.$$

### 3.4 Задача для самостоятельной работы

Определить КПД шарико-винтового механизма (ШВМ) по следующим исходным данным: коэффициент трения качения в механизме  $k = 0,01$  мм; диаметр шариков  $d_{\text{ш}} = 6,35$  мм; угол контакта  $\alpha_{\kappa} = 45^{\circ}$ ; средний диаметр  $d_0 = 40$  мм и шаг резьбы  $P = 8,5$  мм.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Анурьев, В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т./ В.И. Анурьев. — 8-е. изд. — М.: Машиностроение, 2000.
2. *Жуков, К.П.* Детали машин/К.П. Жуков, Ю.Е. Гуревич. — М.: МГТУ «Станкин», 2000.
3. Основы расчётов и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов/Н.А. Алексеева, Л.А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин и др. — М.: Машиностроение, 1989.
4. *Решетов, Д.Н.* Детали машин/Д.Н. Решетов. — 4-е. изд. — М.: Машиностроение, 1989.
5. *Ряховский, О.А.* Детали машин/О.А. Ряховский. — М.: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2002.
6. Современное машиностроение. Ч. 5. Основы машиноведения. Конструкция, параметры и основы конструирования. Кн. 2. Типовые изделия машиностроения: атлас/П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров [и др.]; Под общ. ред. П.Н. Учаева. — 4-е изд., исправл. — М.: Высш. шк., 2006.
7. *Тарабасов, Н.Д.* Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций/ Н.Д. Тарабасов, П.Н. Учаев. — М.: Машиностроение, 1983.
8. Машиностроение. Энциклопедия. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. Т. IV-1/ Под общ. ред. Д.Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1995.