

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования

ВЯТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Машины и механизмы деревообрабатывающей промышленности»

**ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИИ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ОТРАСЛИ**

Методические указания для курсового проектирования

Специальность 170400

"Машины и оборудование
лесного комплекса" для всех
форм обучения

Киров 2006

УДК 674.05

Составитель: ст. преподаватель В.В. Серкин

Рецензент: внутреннее рецензирование кафедры ММД

Редактор Е.Г. Козвонина

Подписано в печать

Усл.печ.л. 1,7

Бумага офсетная

Печать копир *Aficio* 1022

Заказ №

Тираж

Бесплатно

Текст напечатан с оригинала-макета, представленного авторами.

610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

Оформление обложки, изготовление – ПРИП ВятГУ

©В.В. Серкин, 2006

© Вятский государственный университет, 2006

Р А З Д Е Л 1

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1. Общие методические указания к выполнению практических работ

Каждая практическая работа выполняется в соответствии с индивидуальным заданием, выдаваемым преподавателем согласно номеру варианта (таблицы 23, 24, 25, 26 приложения).

На практических занятиях студент должен иметь при себе тетрадь для выполнения практических работ, методическое указание, калькулятор, циркуль, линейку, карандаш.

Для изображения кинематических, гидро- или пневматических схем можно пользоваться плакатами.

При вычислениях по формуле должна быть написана сама формула затем в том же порядке числовые значения и единицы измерения величин, составляющих формулу, и после этого - конечный результат. Если какая-либо величина найдена по таблице или графику, следует обязательно сослаться на номер этого источника и указать значение того параметра, по которому величина найдена.

По окончании практического занятия работа предъявляется преподавателю для проверки.

2. Анализ кинематических схем деревообрабатывающих станков

Целью анализа кинематической схемы является определение численных значений параметров, характеризующих рабочие движения исполнительных механизмов станка: скорости резания, подачи и выявления потерь мощности в различных элементах кинематической цепи, свидетельствующих о степени совершенства передаточного механизма.

Выполнению расчетов предшествует изображение кинематической схемы механизма в соответствии с государственными стандартами /9/ с обязательным нанесением численных характеристик кинематических звеньев: мощности и частоты вращения электродвигателей, чисел зубьев зубчатых передач, диаметров шкивов ременных передач и т.п. (рис. 1, а).

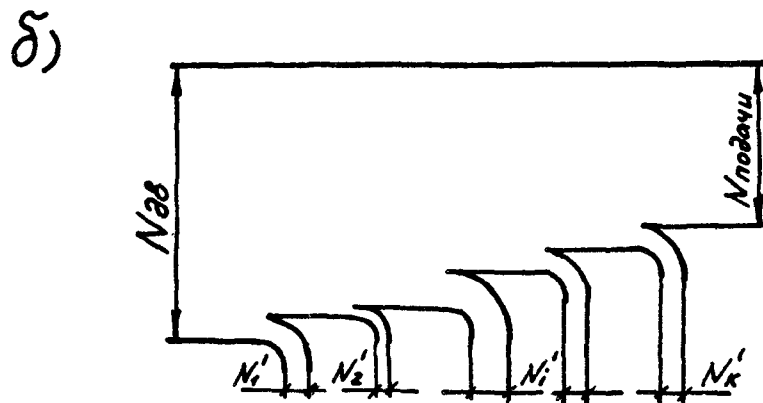
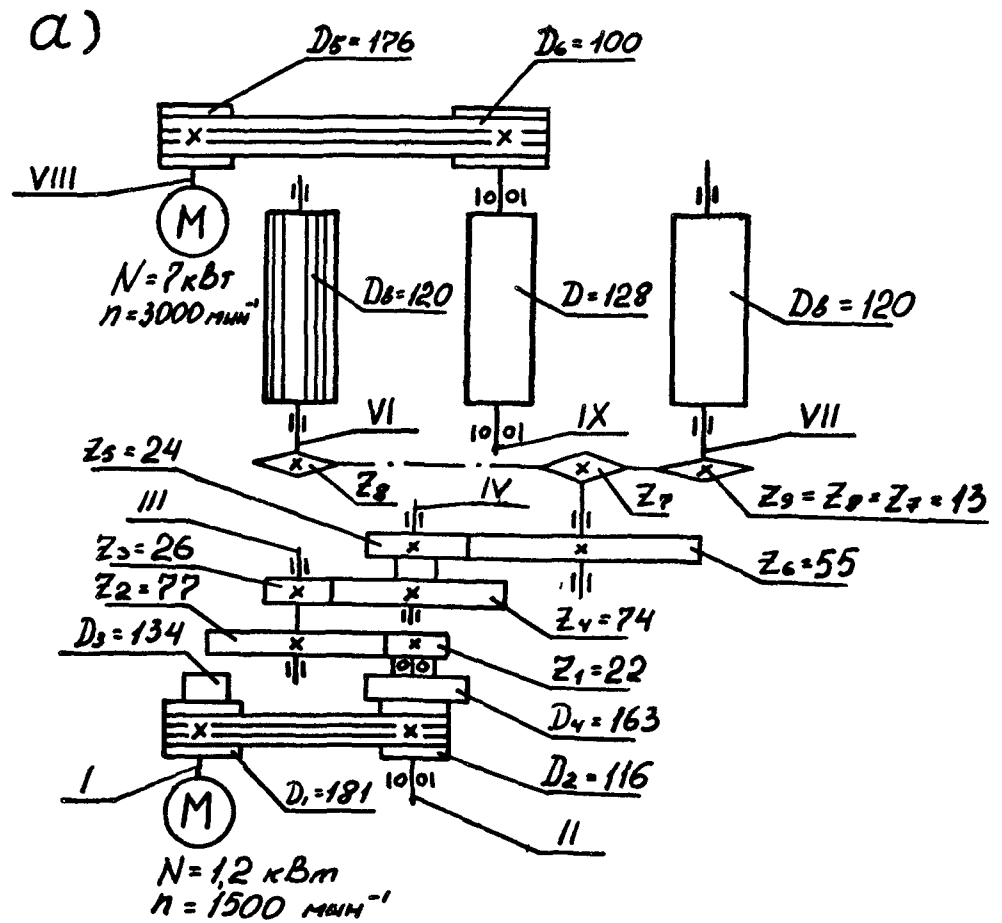


Рис. 1. Схемы для анализа: а) кинематических цепей механизмов резания и подачи рейсмусового станка; б) потерь мощности в механизме подачи

Характеристика элементов кинематической схемы и ее рассчитанные параметры записываются в сводную таблицу (табл. 1).

Наглядную картину потерь мощности в различных элементах кинематической цепи дает ручьева диаграмма потерь (рис. 1, б).

Для построения диаграммы последовательно проводятся расчеты мощности, стводимой после каждого элемента схемы с учетом его к. п. д. (η_i). Затем определяются потери в каждом из них. Расчет проводится в табличной форме (табл. 2). Значения к. п. д. отдельных звеньев и передач приведены в табл. 1 приложения.

Общий коэффициент полезного действия передаточного механизма, состоящего из i элементов равен:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_i \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (1)$$

Мощности на отдельных элементах передаточного механизма уменьшаются пропорционально величинам потерь на трассе кинематической цепи от двигателя до рассматриваемого элемента.

Мощность на валу исполнительного механизма $N_{под}$ составляет:

$$N_{под} = N_{дв} \cdot \eta_{общ} \quad (2)$$

3. Анализ функциональных схем деревообрабатывающих станков

Раскрывая сущность выполняемой на станке технологической операции, функциональная (технологическая) схема показывает взаимодействие обрабатываемой заготовки с режущим, подающими и базирующими элементами станка.

Целью анализа функциональной схемы является определение численных значений параметров, необходимых для выбора скорости подачи на станке, мощности электродвигателей приводов резания и подачи, размеров гидравлических и пневматических исполнительных механизмов. К таким параметрам относятся: окружные касательная и нормальная силы резания, силы сопротивления подаче, силы давления подающих, прижимных и зажимных элементов.

Таблица 1

Характеристика элементов кинематической схемы
Результаты кинематического расчета

NN п/п	Наименование элементов	Характерис- тика эле- ментов		Переда- точное отноше- ние i	Частота вращения вала n , мин^{-1}	Скорость подачи U , м/мин	Ско- рость реза- ния, м/с
		D , мм	Z				
1	Вал I электро- двигателя приво- да подачи				1500		
2	Шкив	D1	181	1,56			
3	Шкив	D2	116	1,56			
4	Вал II				2340		
5	Шестерня	Z1	22	0,286			
6	Зубчатое колесо	Z2	77	0,286			
7	Вал III				668		
8	Шестерня	Z3	26	0,351			
9	Зубчатое колесо	Z4	74	0,351			
10	Вал IV				235		
11	Шестерня	Z5	24	0,436			
12	Зубчатое колесо	Z6	55	0,436			
13	Вал V				102		
14	Звездочка	Z7	13	1			
15	Звездочка	Z8	13	1			
16	Звездочка	Z9	13	1			
17	Вал VI				102	38,4	
18	Вал VII				102	38,4	
19	Вал VIII				3000		
20	Шкив	D5	176	1,76			
21	Шкив	D6	100	1,76			
22	Вал IX		128		5280		35,4

Таблица 2

Расчеты потерь мощности кинематической
цепи привода подачи

п/п	Наименование i-го элемента	к. п. д. i-го элемен.	Мощность, отводимая после i-го элемента, кВт $N_i = N_{i-1} \cdot \eta_i$	Потери мощности в i-м элементе, кВт $N_i' = N_{i-1} - N_i$
1	Ременная передача	0,96	$N_1 = N_{эл} \cdot 0,96 =$ $= 1,2 \cdot 0,96 = 1,15$	$N_{эл} - N_1 =$ $= 1,2 - 1,15 = 0,05$
2	Подшипники качения	0,99	$N_2 = 1,15 \cdot 0,99^2 =$ $= 1,13$	$N_2' = 1,15 - 1,13 =$ $= 0,02$
.
.	Цилиндрическая аубчатая передача	0,98	$N_i = N_{i-1} \cdot 0,98$	$N_i' = N_{i-1} - N_{i-1} \cdot 0,98$ $= N_{i-1} \cdot (1 - 0,98)$
.
.

3.1. Силы резания

Пиление круглой пилой (рис. 2), фрезерование плоское (рис. 3).
Окружные касательная P (H) и нормальная Q (H) силы резания
определяются по формулам:

$$P = \frac{\kappa \cdot B \cdot H \cdot u}{60 \cdot V}, \quad (3)$$

$$Q = m \cdot P, \quad (4)$$

где κ - удельная работа резания, Дж/см³;

B - ширина пропила (фрезерования), мм;

H - высота пропила (глубина фрезерования), мм;

m - отношение нормальной силы к касательной (см. табл. 22);

u - скорость подачи, м/мин;

V - скорость резания, м/с.

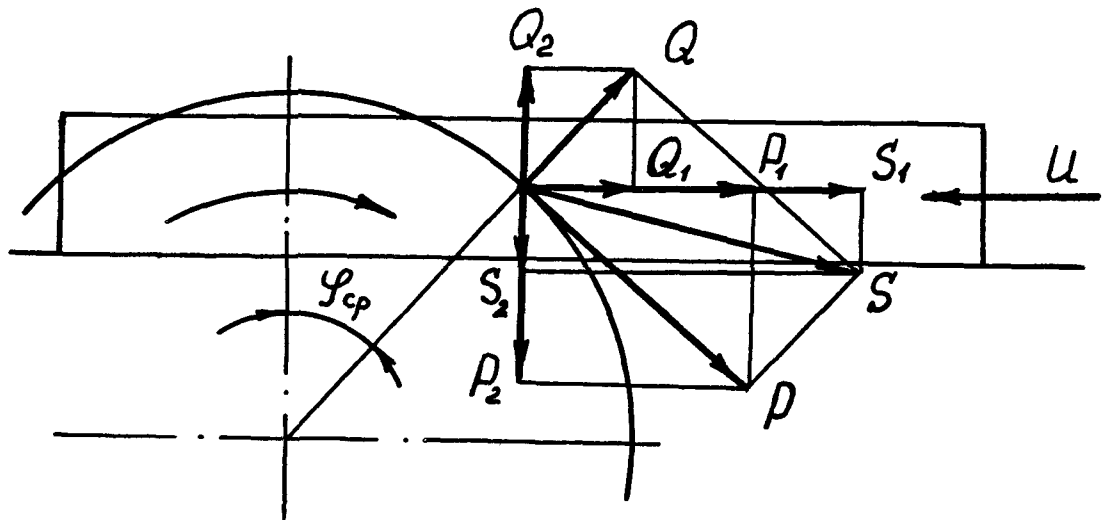


Рис. 2. Силы, действующие на заготовку при пилении
(пиление круглой пилой продольное)

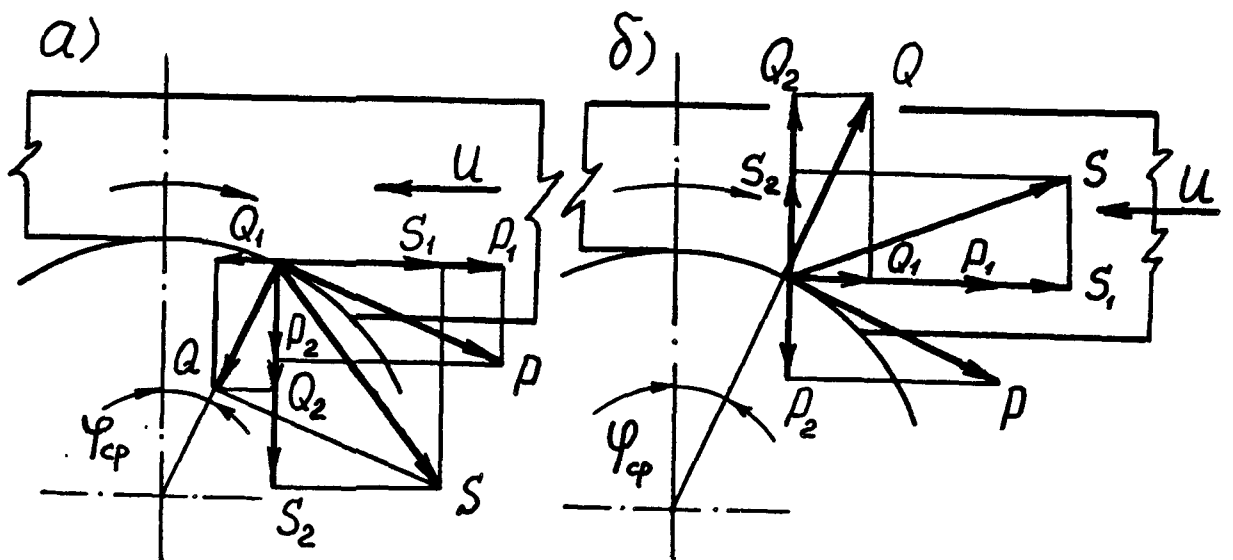


Рис. 3. Силы, действующие на заготовку при фрезеровании:
а) режцы острые; б) режцы тупые.

$$K = K_T \cdot \alpha_{\text{попр.}}, \quad (5)$$

где K_T - табличная удельная работа резания, Дж/см³ (табл. 2,3);
а попр - общий поправочный множитель, учитывающий конкретные условия резания:

для пиления круглой пилой

$$\alpha_{\text{попр.}} = \alpha_n \cdot \alpha_w \cdot \alpha_p \cdot \alpha_s \cdot \alpha_v \cdot \alpha_h, \quad (6)$$

для плоского фрезерования

$$\alpha_{\text{попр.}} = \alpha_n \cdot \alpha_w \cdot \alpha_p \cdot \alpha_s \cdot \alpha_v, \quad (7)$$

где α_n , α_w , α_p , α_s , α_v , α_h - поправочные множители, учитывающие влияние: α_n - породы, α_w - влажности, α_p - затупления резцов, α_s - угла резания, α_v - скорости резания, α_h - глубины пропила.

Значения поправочных множителей приведены в табл. 4-9.

Скорость резания V (м/с) вычисляют по формуле:

$$V = \pi \cdot D \cdot n / 60 \cdot 1000, \quad (8)$$

где D - диаметр режущего инструмента, мм;

n - частота вращения инструмента, мин⁻¹.

Силы по направлению подачи заготовки S_1 (Н) и нормальная к ней S_2 (Н) определяются по формулам:

$$S_1 = P \cdot \cos \varphi_{cp} + Q \cdot \sin \varphi_{cp}, \quad (9)$$

$$S_2 = -P \cdot \sin \varphi_{cp} + Q \cdot \cos \varphi_{cp}, \quad (10)$$

где $\varphi_{cp} = \frac{1}{2} (\varphi_{вх} + \varphi_{вых}),$

$\varphi_{вх}$ - угол входа, град;

$\varphi_{вых}$ - угол выхода, град.

Для верхнего (над столом станка) расположения пилы:

$$\varphi_{cp} = \frac{1}{2} \left(\arccos \frac{a}{R} + \arccos \frac{a-H}{R} \right), \quad (11)$$

где a - расстояние от центра пилы до рабочей поверхности стола, мм;

R - радиус пилы, мм.

Для нижнего расположения пилы:

$$\varphi_{cp} = \frac{1}{2} \left(\arccos \frac{a+H}{R} + \arccos \frac{a}{R} \right). \quad (12)$$

При фрезеровании:

$$\varphi_{\text{ср.}} = \frac{1}{2} \cdot \varphi_{\text{вх.}} = \frac{1}{2} \alpha_z \cos \frac{R-H}{R}. \quad (13)$$

При формировании элементов шиповых соединений (рис. 4 а, б) касательная P (H) и нормальная Q (H) силы резания на главных лезвиях дисковых и торцовых фрез, формирующих проушины и боковые грани шипов, определяются по формулам:

$$P = P_T \cdot \alpha_{\text{норм.}} \cdot \frac{z}{360^\circ} \cdot \alpha_z \cos \frac{R-H}{R}, \quad (14)$$

$$Q = m \cdot P, \quad (15)$$

где P_T - табличная сила, Н/мм, выбираемая по табл. 10, исходя из значения средней толщины стружки $h_{\text{ср.}} = u_z \sqrt{H/(2R)}$, мм, (u_z - подача на резец, мм; H - длина шипа, мм; R - радиус резания, мм); B - ширина фрезерования (ширина проушины и высота заплечика шипа), мм; z - число резцов.

Пазовое фрезерование (рис. 5).

Пазы на сверлильно-пазовальных станках формируются с помощью одно-, двух-, трехрезцовых фрез. Лезвия фрез, расположенные вдоль образующей цилиндра, называют главными.

В основе механизма бокового движения сверлильно-фрезерных станков лежит кривошипно-шатунный механизм. Поэтому скорость бокового движения $U_{\text{бок}}$ неравномерна. Средняя скорость бокового движения $U_{\text{бок. ср}}$ (м/мин) вычисляется по формуле

$$U_{\text{бок. ср}} = 4 \cdot A \cdot n_{\text{бок.}} / 1000, \quad (16)$$

где $A = 0,5 \cdot (L - D)$ - амплитуда бокового движения, мм;

L - длина гнезда, мм;

D - диаметр резания, равный ширине гнезда, мм;

$n_{\text{бок}}$ - частота бокового движения, циклов/мин.

Усредненная толщина стружки при боковом движении $h_{\text{ср. бок}}$ (мм) составляет:

$$h_{\text{ср. бок}} = u_{z \text{ бок. ср.}} \cdot \sin \varphi_{\text{ср}} = u_{\text{бок. ср.}} \frac{1000}{z \cdot n_{\text{ф}}} \cdot 0,71 = n_{\text{бок.}} \frac{4 \cdot A \cdot 0,71}{z \cdot n_{\text{ф}}}, \quad (17)$$

где $u_{z \text{ бок. ср.}}$ - средняя подача на резец при боковом движении, мм;

$\varphi_{\text{ср}} = 45^\circ$ - средний угол ($\sin \varphi_{\text{ср}} = 0,71$);

z - число резцов;

$n_{\text{ф}}$ - частота вращения фрезы, мин⁻¹

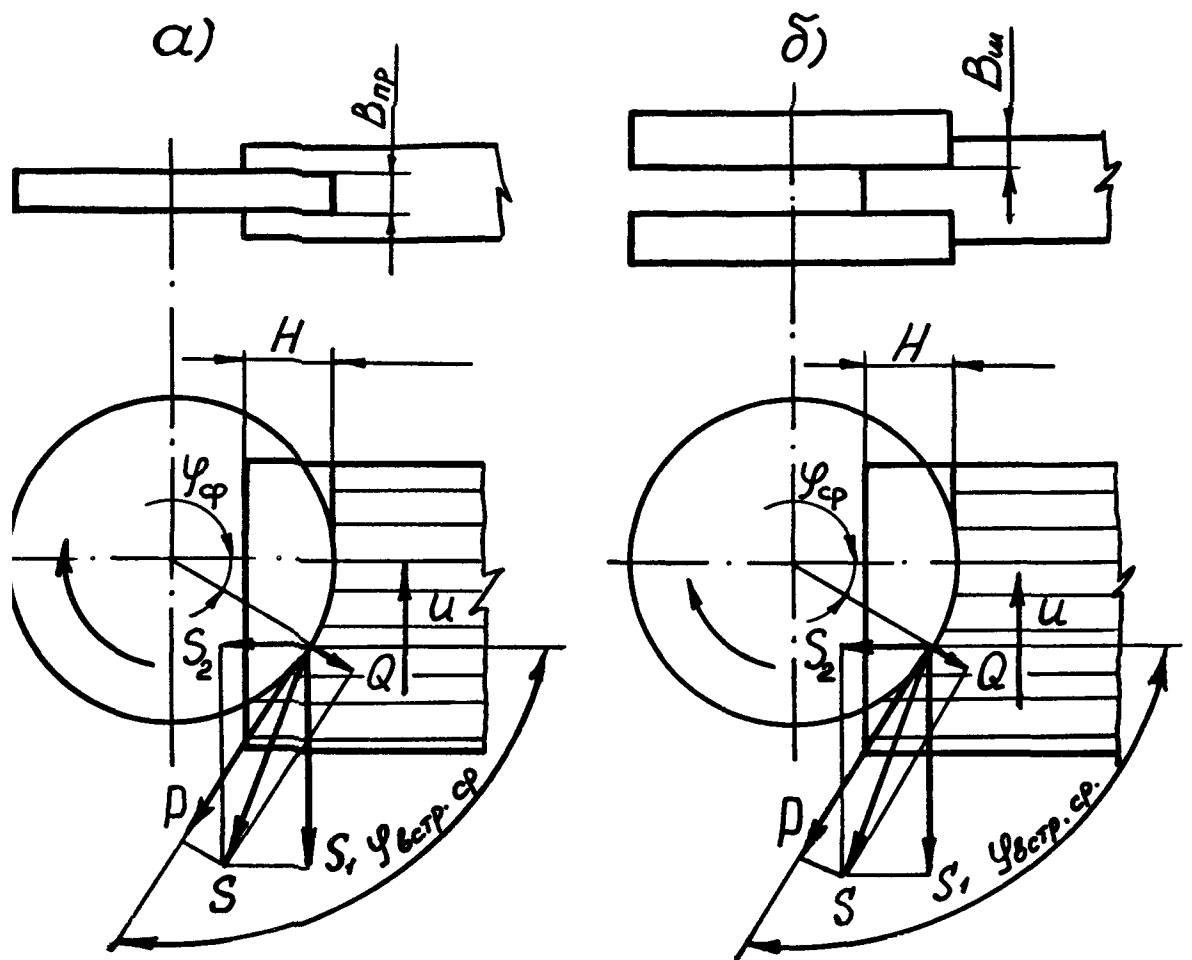


Рис. 4. Силы при формировании элементов шипового соединения методом торцового фрезерования
а) проушины; б) шипа

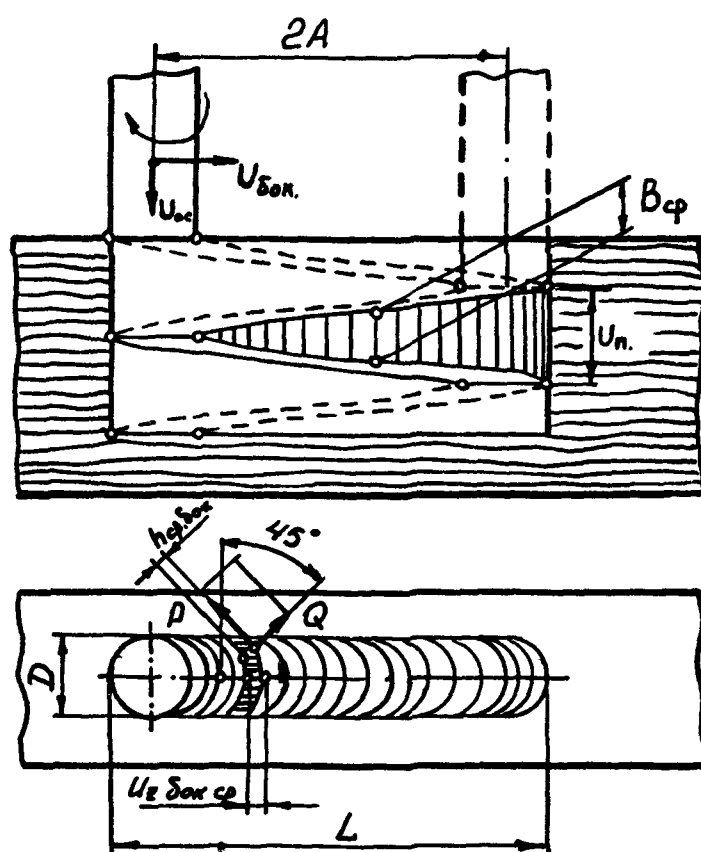


Рис. 5. Схема пазового фрезерования

Среднее значение толщины стружки вычисляется по формуле

$$B_{\text{ср.}} = \frac{1}{2} U_{\text{п. ос.}} = \frac{1}{2} \cdot U_{\text{ос.}} \cdot \frac{1000}{2 \cdot n_{\text{бок}}} \quad (18)$$

где $U_{\text{п. ос.}}$ - подача на цикл для осевой подачи, мм;

$U_{\text{ос.}}$ - скорость осевой подачи фрезы, м/мин;

$n_{\text{бок}}$ - частота бокового движения, циклов/мин.

Окружная касательная P (Н) и нормальная Q (Н) силы резания на главных лезвиях определяются по формулам:

$$P = P_t B_{\text{ср.}} a_{\text{попр.}} z_{\text{рез.}} \quad (19)$$

$$Q = m \cdot P, \quad (20)$$

где P_t - табличная сила, Н/мм, выбираемая по табл. 11, для $h_{\text{ср}} = h_{\text{ср. бок}}$, вычисленной по формуле (17);

$B_{\text{ср.}}$ - среднее значение ширины стружки, мм;

$a_{\text{попр.}} = a_{\text{п.}} \cdot a_{\psi} \cdot a_{\rho}$ - поправочный коэффициент с учетом породы (табл. 4), угла встречи (при $\psi_{\text{встр}} = 45^\circ$, $a_{\rho} = 1,94$) и затупления (табл. 10) (при $\psi_{\text{встр}} = 45^\circ$ и 135°);

$z_{\text{рез.}}$ - число одновременно режущих кромок (для однорезцовой фрезы $z_{\text{рез.}} = 0,5$; для двухрезцовой - 1; для трехрезцовой - 1,5);

$m = 0,1$ - (острые резцы) и $m = 0,6$ - (тупые резцы).

Силами на вспомогательных лезвиях ввиду их малости можно пренебречь.

3.2. Мощность резания

Мощность резания $N_{\text{рез.}}$ (Вт) рассчитывается по формуле:

$$N_{\text{рез.}} = P \cdot V. \quad (21)$$

3.3. Силы сопротивления подаче

Общее сопротивление подаче P_c определяется уравнением:

$$P_c = \sum S_1 + \sum F, \quad (22)$$

где $\sum S_1$ - сумма составляющих сил резания по направлению подачи;

$\sum F$ - суммарная сила трения, противодействующая подаче.

У станков с вальцовой подачей (рис. 6 а, б)

$$\begin{aligned} \sum F_b &= \sum F_1 + \sum F_2 + \sum F_3 + \sum F_4 = \\ &= \sum_{j=1}^m q'_j \cdot f + \sum_{i=1}^n \frac{q''_i \mu}{z_i} + \sum_{k=1}^l \frac{Q_k \mu}{z_k} + \left(\sum_{j=1}^m q'_j + \sum_{i=1}^n q''_i + G_g + S_2 \right) f, \end{aligned} \quad (23)$$

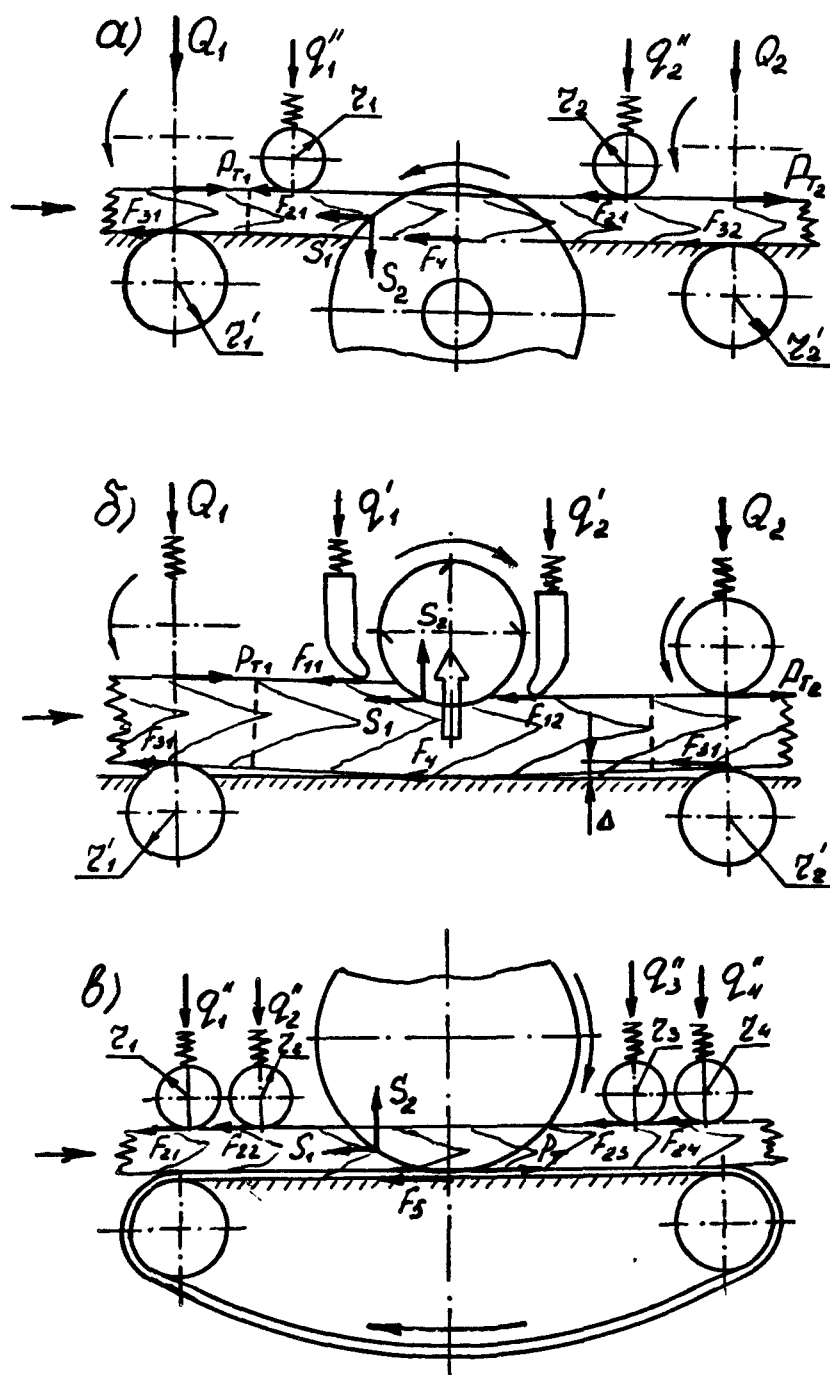


Рис. 6. Функциональные схемы станков: а) круглопильный с вальцовой подачей; б) продольно-фрезерный с вальцовой подачей; в) круглопильный с конвейерно-гусеничной подачей

- где ΣF_v - суммарная сила трения при вальцовой подаче, Н;
 ΣF_1 - суммарная сила трения от воздействия m прижимов с контактирующими элементами скольжения, Н;
 $\Sigma F_1 = F_{11} + F_{12} + \dots + F_{1j}$;
 ΣF_2 - суммарная сила трения от воздействия n прижимов с контактирующими элементами качения, Н;
 $\Sigma F_2 = F_{21} + F_{22} + \dots + F_{2i}$;
 ΣF_3 - суммарная сила трения от воздействия на заготовку 1 неприводных роликов, расположенных в столе станка под подающими вальцами, Н;
 $\Sigma F_3 = F_{31} + F_{32} + \dots + F_{3k}$;
 ΣF_4 - сила трения детали о стол станка, Н;
 g'_j - давление j -го прижима с контактирующим элементом скольжения, Н;
 m - общее число прижимов с контактирующими элементами скольжения;
 g'_i - давление i -го прижима с контактирующим элементом качения, Н;
 n - общее число прижимов с контактирующими элементами качения;
 r_1 - радиус i -го прижима качения (вальца), см;
 Q_k - давление k -го подающего вальца, Н;
 l - общее количество подающих вальцов;
 r'_k - радиус k -го неприводного ролика, расположенного в столе станка, см;
 G_d - сила веса детали, Н;
 f - коэффициент трения скольжения древесины о поверхность стола (табл. 12);
 μ - коэффициент трения качения гладких вальцов по древесине, см (табл. 13).

При наличии в станке прижимов с контактирующими элементами лишь одного типа (например, только элементами скольжения) члены уравнения (23), описывающие воздействие прижимов другой конструкции (в данном примере - прижимов с контактирующими элементами качения), приравниваются нулю.

Обычно принимают:

$$\begin{aligned} q_1' - q_2' - \dots - q_j'; & \quad q_1'' - q_2'' - \dots - q_i''; \\ r_1 - r_2 - \dots - r_l; & \quad r_1' - r_2' - \dots - r_k'. \end{aligned}$$

При одинаковой конструкции подающих вальцов (например, все подающие вальцы рифленые) $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_k$.

С учетом изложенного определим усилие сопротивления подаче у круглопильного станка с вальцовой подачей (рис. 6, а):

$$P_c = S1 + q_1'' \cdot \frac{\mu}{z_1} + q_2'' \cdot \frac{\mu}{z_2} + Q_1 \cdot \frac{\mu}{z_1'} + Q_2 \cdot \frac{\mu}{z_2'} + (q_1'' + q_2'' + G_g + S2) \cdot f.$$

Принимаем
 $q_1'' = q_2'' = q''$; $Q_1 = Q_2 = Q$; $r_1 = r_2 = r$; $r_1' = r_2' = r'$
 Тогда

$$P_c = S1 + 2q'' \cdot \frac{\mu}{z} + 2 \cdot Q \cdot \frac{\mu}{z'} + (2q'' + G_g + S2) \cdot f.$$

У продольно-фрезерного (рейсмусового) станка с вальцовой подачей (рис. 6, б):

$$P_c = S1 + q_1' \cdot f + q_2' \cdot f + Q_1 \cdot \frac{\mu}{z_1'} + Q_2 \cdot \frac{\mu}{z_2'} + (q_1' + q_2' + G_g - S2) \cdot f.$$

Принимаем $r_1' = r_2' = r'$. Тогда

$$P_c = S1 + (q_1' + q_2') \cdot f + (Q_1 + Q_2) \cdot \frac{\mu}{z'} + (q_1' + q_2' + G_g - S2) \cdot f.$$

Суммарная сила трения ΣF_k (Н) у станков с конвейерно-гусеничной подачей (рис. 6, в):

$$\begin{aligned} \Sigma F_k &= \Sigma F_1 + \Sigma F_2 + \Sigma F_5 = \\ &= \sum_{j=1}^m q_j' + \sum_{i=1}^n \frac{q_i'' \cdot \mu}{z_i} + \left(\sum_{j=1}^m q_j' + \sum_{i=1}^n q_i'' + G_g + G_k + S2 \right) \cdot f_k, \quad (24) \end{aligned}$$

где ΣF_5 - сила трения конвейера по направляющим, Н;

f_k - коэффициент трения скольжения конвейера по направляющим (принимается с учетом материала трущихся поверхностей и рода смазки, табл. 14);

G_k - сила веса конвейера, Н.

Усилие сопротивления подаче P_c (Н) у круглопильного прирезного станка с конвейерно-гусеничной подачей (рис. 6, в):

$$P_c = S1 + q_1'' \cdot \frac{\mu}{z_1} + q_2'' \cdot \frac{\mu}{z_2} + q_3'' \cdot \frac{\mu}{z_3} + q_4'' \cdot \frac{\mu}{z_4} + (q_1'' + q_2'' + q_3'' + q_4'' +$$

$$+ G_g + G_k - S_2) \cdot f_k.$$

Принимаем

$$q_1'' = q_2'' = q_3'' = q_4'' = q''; \quad r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r;$$

Тогда

$$\sqrt{P_c} = S_1 + 4 \cdot q'' \cdot \frac{\mu}{2} + (4 \cdot q'' + G_g + G_k - S_2) \cdot f_k.$$

Суммарная сила трения $\Sigma F_{kp}(H)$ в механизмах подачи кареткой (рис. 7,8) зависит от взаимного расположения направляющих и опор качения, обуславливающего условия опирания каретки и, следовательно, величины нормальных реакций N_i в опорах, типа опор и условий смазки. В общем случае

$$\Sigma F_{kp} = N_1 \cdot f_{o1} + N_2 \cdot f_{o2} + \dots + N_i \cdot f_{oi}, \quad (25)$$

где N_1, N_2, \dots, N_i - величины нормальных реакций в 1, 2, ..., i -й опорах, H ;

$f_{o1}, f_{o2}, \dots, f_{oi}$ - коэффициенты трения в подшипниках качения опор (табл. 15).

Величины N_i определяются путем анализа расчетных схем (рис. 10), иллюстрирующих пространственное расположение опор качения. Для фрезерного станка с шипорезной кареткой, выполняющего продольно-торцовое фрезерование (рис. 10, а):

$$P_c = S_1 + \Sigma F_{kp} = S_1 + \sum_{i=1}^i N_i \cdot f_{oi}.$$

Для определения реакций в контакте опор - направляющая составляют уравнение равновесия системы относительно точки O , принятой за начало координат:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma M_o &= G_k \cdot x_2 - N_3 \cdot l - S_2 \cdot x_1 = 0 \\ \Sigma F_x &= N_2 \cdot \sin \alpha + N_3 - N_1 \cdot \sin \alpha - S_2 = 0 \\ \Sigma F_z &= N_1 \cdot \cos \alpha + N_2 \cdot \cos \alpha - G_k = 0 \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

где G_k - сила веса каретки с приспособлениями и заготовками, H ;
 l - расстояние между осями направляющих, мм;

x_1, x_2 - координаты силы резания S_2 и центра масс по оси X .

Решая систему уравнений (26), находят реакции N_1, N_2, N_3 в контакте для плоской схемы:

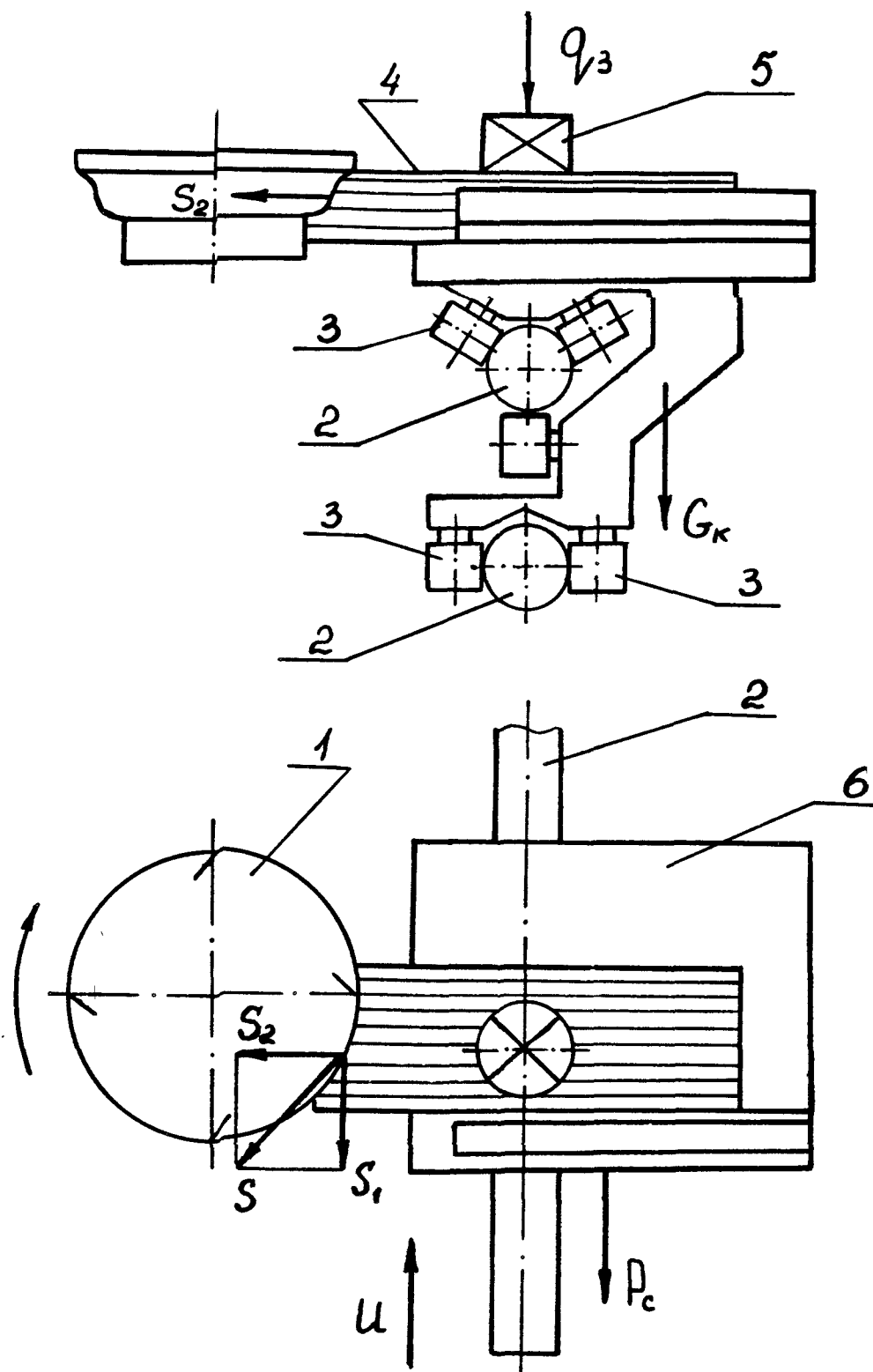


Рис. 7. Функциональная схема фрезерного станка с шипорезной кареткой: 1 - фреза; 2 - направляющая; 3 - опора качения; 4 - заготовка; 5 - зажим; 6 - каретка

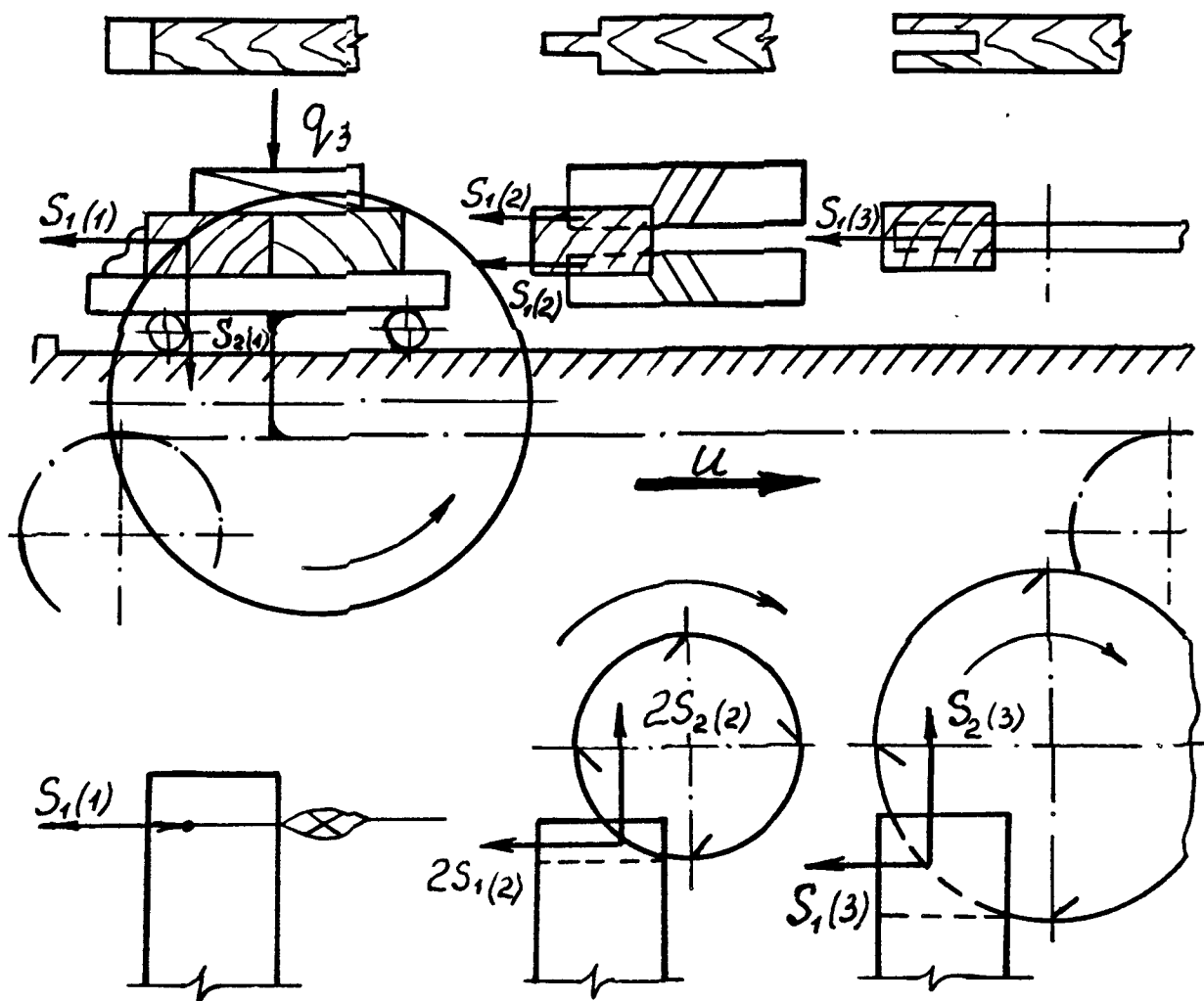


Рис. 8. Силы резания при последовательном формировании элементов шиповых соединений

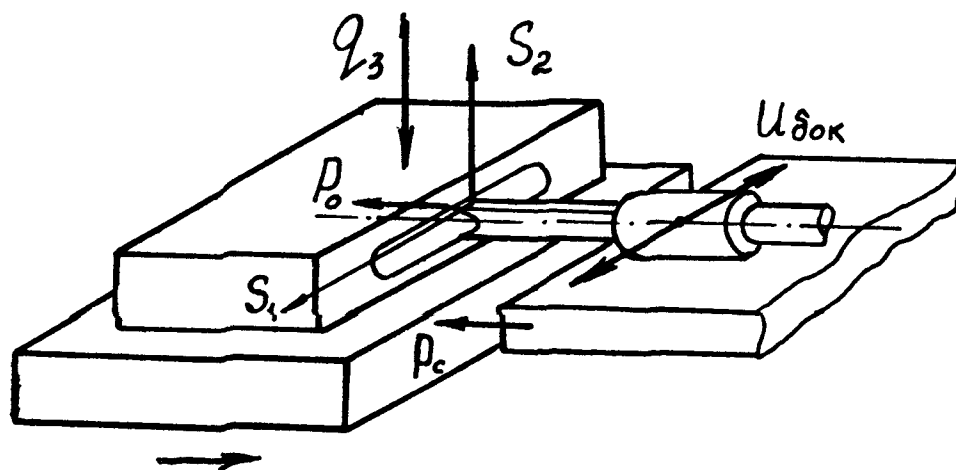


Рис. 9. Функциональная схема сверлильно-пазовального станка

$$N_1 = \frac{G_K \cdot \ell \cdot \sin \alpha + G_K \cdot X_2 \cdot \cos \alpha - S_2 \cdot X_1 \cdot \cos \alpha - S_2 \cdot \ell \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \ell \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha};$$

$$N_2 = \frac{G_K \cdot \ell \cdot \sin \alpha - G_K \cdot X_2 \cdot \cos \alpha + S_2 \cdot X_1 \cdot \cos \alpha - S_2 \cdot \ell \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \ell \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha};$$

$$N_3 = \frac{G_K \cdot X_2 - S_2 \cdot X_1}{\ell}.$$

Для шипорезного одностороннего станка, выполняющего операцию формирования боковых поверхностей шипа двумя торцовыми фрезами (рис. 10, б):

$$P_c = 2 \cdot S_1(2) + \sum_{i=1}^i N_i \cdot f_{oi}.$$

Уравнения равновесия системы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_o &= G_K \cdot X_2 - 2 \cdot S_2 \cdot X_1 - N_3 \cdot \ell = 0 \\ \sum F_x &= N_3 - N_2 \cdot \cos \alpha - 2 \cdot S_2 = 0 \\ \sum F_z &= N_1 - N_2 \cdot \sin \alpha - G_K = 0 \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Решая систему (27) уравнений, находим реакции N_1 , N_2 , N_3 в контакте для плоской схемы:

$$N_1 = \frac{G_K \cdot X_2 - 2 \cdot S_2 \cdot X_1 - 2 \cdot S_2 \cdot \ell}{\ell \cdot \operatorname{ctg} \alpha} + G_K;$$

$$N_2 = \frac{G_K \cdot X_2 - 2 \cdot S_2 \cdot X_1 - 2 \cdot S_2 \cdot \ell}{\ell \cdot \cos \alpha};$$

$$N_3 = \frac{G_K \cdot X_2 - 2 \cdot S_2 \cdot X_1}{\ell}.$$

Суммарная сила трения $\sum F_c$ (Н) в механизме подачи столом

$$\sum F_c = (G_c + G_d - S_2) \cdot f_k, \quad (28)$$

где G_c - сила веса стола (суппорта) с приспособлениями, Н;

G_d - сила веса детали, Н;

f_k - коэффициент трения (табл. 14).

Усилие сопротивления осевой подачи станка, технологическая схема которого представлена на рис. 9, будет равно:

$$P_c = P_o + (G_c + G_d - S_2) \cdot f_k,$$

где P_o - осевая составляющая сила резания, Н (при выполнении расчетов сверлильно-фрезерных станков величиной P_o пренебрегают ввиду ее малости).

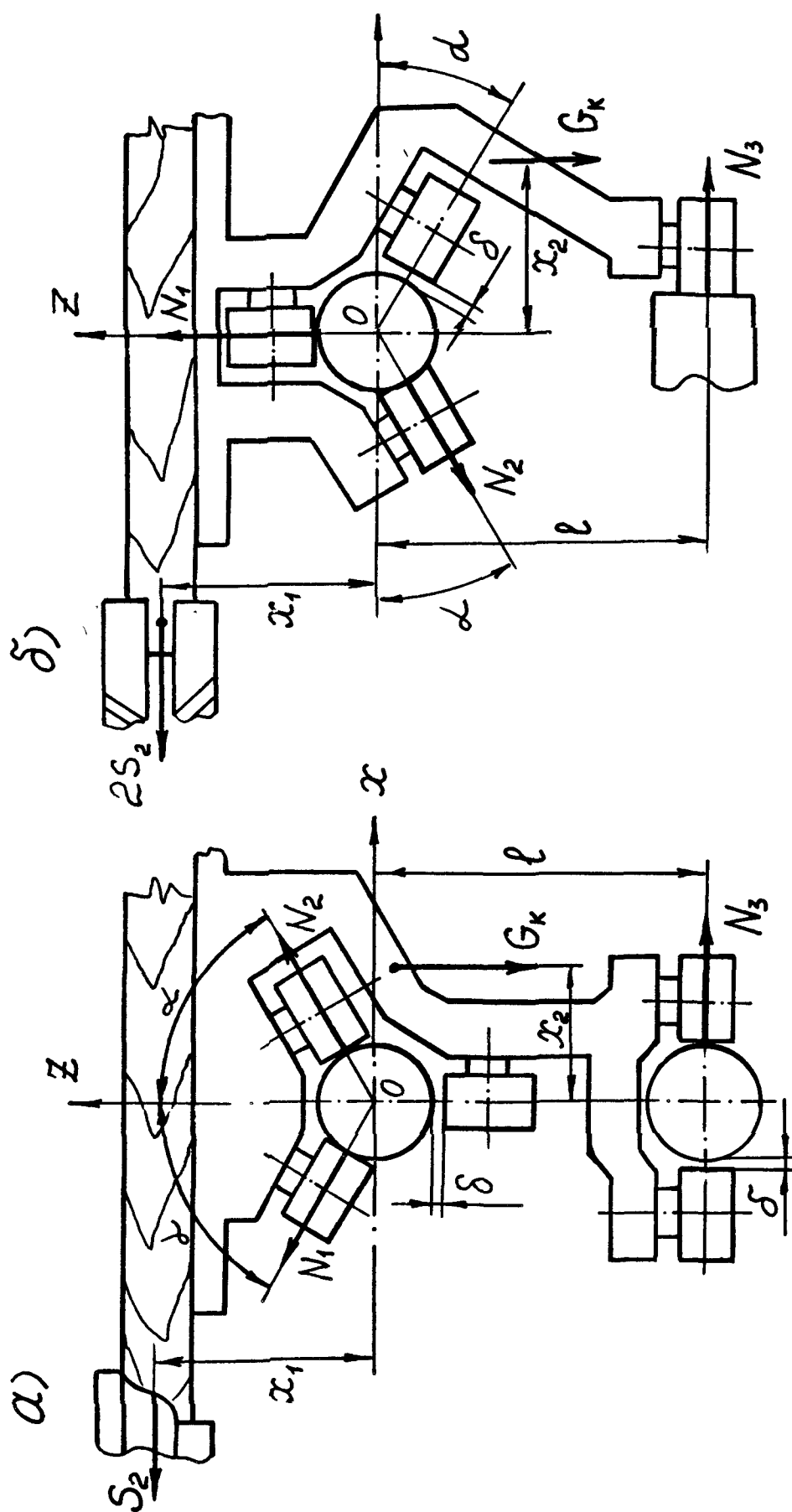


Рис. 10. Расчетные схемы для определения реакций в опорах: а) фрезерного станка с шипорезной кареткой; б) шипорезного одностороннего станка

3.4. Силы давления подающих валцов и прижимных элементов

Давление подающих валцов в станках с вальцовой подачей, так же как и прижимов, обеспечивающих необходимую фрикционную связь с подающими органами (конвейерами, гусеницами) в станках с конвейерно-гусеничной подачей, определяются для условия, когда при наличии усилия резания S_1 , направленного против подачи, тяга осуществляется от воздействия передней (или задней) группы подающих (прижимных) валцов, т.е. в начале резания или в конце его. На рис. 6, а, б, в соответствующее положение конца заготовки обозначено пунктирной линией.

Тяговые усилия, соответствующие этим условиям работы станков, определяются следующим образом.

В станках с вальцовой подачей и рифлеными подающими вальцами

$$\left. \begin{aligned} P_{тв1} &= \sum_{k=1}^p Q_k \cdot \varphi_1 \\ P_{тв2} &= \sum_{k=1}^{l-p} Q_k \cdot \varphi_1 \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

где $P_{тв1}$ - тяговое усилие, развиваемое передней группой p валцов, Н;

$P_{тв2}$ - тяговое усилие, развиваемое задней группой $(l - p)$ валцов, Н;

Q_k - давление k -го рифленого подающего вальца, Н;

φ_1 - коэффициент сцепления рифленого вальца с древесиной (табл. 16).

В продольно-фрезерных станках с задними гладкими подающими вальцами

$$P'_{тв} = \sum_{k=1}^{l-p} Q'_k \cdot \varphi_2, \quad (30)$$

где $P'_{тв}$ - тяговое усилие, развиваемое задней группой $(l - p)$ гладких подающих валцов, Н;

Q'_k - давление k -го гладкого подающего вальца, Н;

φ_2 - коэффициент сцепления (табл. 17).

В станках с конвейерной подачей

$$P_{тк1} = \left(\sum_{j=1}^{p'} q'_j + \sum_{i=1}^{p''} q''_i + \frac{G_g}{2} + S_2 \right) \cdot \varphi_3;$$

$$P_{\text{тк.2}} = \left(\sum_{j=1}^{m-p'} q'_j + \sum_{i=1}^{n-p''} q''_i + \frac{G_g}{2} + S_2 \right) \cdot \varphi_3, \quad (31)$$

где $P_{\text{тк.1}}$ - тяговое усилие от передней группы p' прижимов скольжения и p'' - прижимов качения (роликов), Н;

$P_{\text{тк.2}}$ - тяговое усилие от задней группы $(m - p')$ прижимов скольжения и $(n - p'')$ роликов, Н;

φ_3 - коэффициент сцепления конвейера с древесиной (табл. 13).

При $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_k; \quad Q_1' = Q_2' = \dots = Q_k';$
 $q_1' = q_2' = \dots = q_j'; \quad q_1'' = q_2'' = \dots = q_1''$

и одинаковом количестве подающих вальцов (прижимов), расположенных перед режущим инструментом и позади него, т. е.

$p = 1 - p = 1/2; \quad p' = m - p' = m/2; \quad p'' = n - p'' = n/2,$
уравнения (29), (30) и (31) имеют вид:

$$P_{\text{тв.1}} = P_{\text{тв.2}} = \frac{1}{2} \ell \cdot Q \cdot \varphi_1; \quad (32)$$

$$P_{\text{тв.}}' = \frac{1}{2} \cdot \ell \cdot Q' \cdot \varphi_2; \quad (33)$$

$$P_{\text{тк.1}} = P_{\text{тк.2}} = \left(\frac{1}{2} \cdot m \cdot q' + \frac{1}{2} n \cdot q'' + \frac{G_g}{2} + S_2 \right) \cdot \varphi_3. \quad (34)$$

Усилия сопротивления подаче, соответствующие рассматриваемым условиям работы станков (рис. 6 а, б, в), для различных типов механизмов подачи имеют вид:

$$P_{\text{св}} = S_1 + m \cdot q' \cdot f + n \cdot q'' \cdot \frac{\mu}{2} + \frac{1}{2} \ell \cdot Q \cdot \frac{\mu}{2} + \left(m \cdot q' + n \cdot q'' + \frac{G_g}{2} + S_2 \right) \cdot f \quad (35)$$

(при $q_1' = q_2' = \dots = q_j', \quad q_1'' = q_2'' = \dots = q_1'',$
 $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_k$),

где $P_{\text{св}}$ - сила сопротивления подаче при воздействии на заготовку передней (задней) группы рифленых подающих вальцов, Н;

$$P_{\text{св.}}' = S_1 + m \cdot q' \cdot f + n \cdot q'' \cdot \frac{\mu}{2} + \frac{1}{2} \ell \cdot Q' \cdot \frac{\mu}{2} + \left(m \cdot q' + n \cdot q'' + \frac{G_g}{2} + S_2 \right) \cdot f \quad (36)$$

(при $q_1' = q_2' = \dots = q_j', \quad q_1'' = q_2'' = \dots = q_1'',$
 $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_k$),

где $P'_{св}$ - сила сопротивления подаче при воздействии на заготовку задней группы гладких подающих вальцов, Н;
станки с конвейерно-гусеничной подачей

$$P_{ск} = S1 + \frac{m}{2} \cdot q' \cdot f + \frac{n}{2} \cdot q'' \cdot \frac{\mu}{z} + \left(\frac{m}{2} \cdot q' + \frac{n}{2} \cdot q'' + \frac{G_2}{2} + G_k + S2 \right) \cdot f_k \quad (37)$$

(при $q1' = q2' = \dots = qj'$, $q1'' = q2'' = \dots = qi''$),

где $P_{ск}$ - сила сопротивления подаче при воздействии на заготовку передней (задней) группы прижимных элементов механизма конвейерно-гусеничного типа, Н.

Для обеспечения подачи заготовки необходимо, чтобы тяговое усилие P_t было выше расчетного значения усилия сопротивления подаче P_c , т.е.

$$P_t = \alpha_1 \cdot P_c, \quad (38)$$

где $\alpha_1 = 1,3 \dots 1,5$ - коэффициент запаса.

Решая уравнение (38) относительно Q , Q' , q' , q'' путем подстановки значений P_t и P_c из выражений (32-37), получим после математических преобразований:

станки с вальцовой подачей

$$Q = \frac{2 \cdot \alpha_1 \cdot \left[S1 + n \cdot q'' \cdot \frac{\mu}{z} + \left(2 \cdot m \cdot q' + n \cdot q'' + \frac{G_2}{2} + S2 \right) \cdot f \right]}{\ell \cdot \left(\varphi_1 - \alpha_1 \cdot \frac{\mu}{z} \right)} \quad (39)$$

(при $q1' = q2' = \dots = qj'$, $q1'' = q2'' = \dots = qi''$);

$$Q' = \frac{2 \cdot \alpha_1 \cdot \left[S1 + n \cdot q'' \cdot \frac{\mu}{z} + \left(2 \cdot m \cdot q' + n \cdot q'' + \frac{G_2}{2} + S2 \right) \cdot f \right]}{\ell \cdot \left(\varphi_2 - \alpha_1 \cdot \frac{\mu}{z} \right)} \quad (40)$$

(при $q1' = q2' = \dots = qj'$, $q1'' = q2'' = \dots = qi''$);

станки с конвейерно-гусеничной подачей

$$q' = \frac{2 \cdot \left[\alpha_1 \cdot (S1 + G_k \cdot f_k) + \left(\frac{G_2}{2} + S2 \right) \cdot (\alpha_1 \cdot f_k - \varphi_3) \right]}{m \cdot [\varphi_3 - (f - f_k)]} \quad (41)$$

(при $q1' = q2' = \dots = qj'$);

$$q'' = \frac{2 \cdot \left[\alpha_1 \cdot (S1 + G_k \cdot f_k) + \left(\frac{G_2}{2} + S2 \right) \cdot (\alpha_1 \cdot f_k - \varphi_3) \right]}{n \cdot \left[\varphi_3 - \left(\frac{\mu}{z} + f_k \right) \right]} \quad (42)$$

(при $q1'' = q2'' = \dots = qi''$).

Здесь при определении q' и q'' имеется в виду, что в конкретном станке с конвейерно-гусеничной подачей имеет место, как правило, только один тип прижимов - скольжения или качения.

В отечественных и зарубежных конструкциях станков, получили распространение прижимы 2-х типов: постоянного давления и переменного.

В первом случае давление q_j' обеспечивается за счет собственного веса прижима, причем $q_1' = q_2' = \dots = \text{const}$. Меньшие значения q' соответствуют легким станкам, т.е. станкам с меньшей шириной обработки (у рейсмусового станка СРЗ-6 $q' = 250 \div 300$ Н; у СР6-8 $q' = 450 \div 500$ Н).

Во втором случае давление прижима настраивается посредством регулировки натяжения пружины. Суммарное настроечное давление $\sum_{j=1}^{p'} q'_{j1}$ прижимов, установленных перед режущим инструментом, определяется по формуле:

$$\sum_{j=1}^{p'} q'_{j1} = \alpha'_1 \cdot \beta \cdot \gamma \cdot S_2, \quad (43)$$

где p' - количество прижимов перед режущим инструментом;

q'_{j1} - давление j -го прижима перед инструментом;

α'_1 - коэффициент динамичности силы S_2 ($\alpha'_1 = 2$);

$\beta = 1 + b/B$, b и B ширина сучка и заготовки;

γ - коэффициент влияния пружины ($\gamma = 1$).

При $q'_{11} = q'_{21} = \dots = q'_{j1} = q'_1$,

$$p' \cdot q'_1 = \alpha'_1 \cdot \beta \cdot \gamma \cdot S_2;$$

откуда

$$q'_1 = \frac{\alpha'_1 \cdot \beta \cdot \gamma \cdot S_2}{p'}. \quad (44)$$

Суммарное настроечное давление $\sum_{j=1}^{m-p'} q'_{j2}$ прижимов, установленных позади режущего инструмента, вычисляется по формуле:

$$\sum_{j=1}^{m-p'} q'_{j2} = \alpha'_1 \cdot \beta \cdot S_2, \quad (45)$$

где m - общее количество прижимов с контактирующими элементами скольжения;

q'_{j2} - давление j -го прижима позади режущего инструмента.

При $q'_{21} = q'_{22} = \dots = q'_{j2} = q'_2$,

$$(m - p') \cdot q'_2 = \alpha'_1 \cdot \beta \cdot S_2;$$

откуда

$$q_2' = \frac{\alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2}{m - p'} \quad (46)$$

При серединном положении детали (рис. 6, б) давление прижимов

$$p'q_1' + (m - p')q_2' = \alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2 \cdot (1 + \gamma)$$

должно преодолеть также силу Q_n - реакцию от прогиба детали, т. е.

$$\alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2 \cdot (1 + \gamma) > \alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2 + Q_n. \quad (47)$$

Если правая часть неравенства (47) больше левой, то суммарное давление задних прижимов должно быть увеличено на разность правой и левой частей неравенства, т. е.

$$(m - p')q_2' = \alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2 + [\alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2 + Q_n - \alpha_1' \cdot \beta \cdot S_2 \cdot (1 + \gamma)] = Q_n$$

В этом случае

$$q_2' = \frac{Q_n}{m - p'}. \quad (48)$$

Сила Q_n реакции прогиба детали определяется по формуле:

$$Q_n = \frac{48 \cdot E \cdot J}{L^3} \cdot f_n, \quad (49)$$

где E - модуль упругости древесины, Па;

J - момент инерции поперечного сечения заготовки:

$$J = B h^3 / 12, \text{ см}^4;$$

B - ширина заготовки, см;

h - толщина заготовки, см;

L - расстояние между нижними опорными роликами, см;

f_n - величина прогиба заготовки, см ($f_n = 0,015 \div 0,02$ см).

3.5. Силы давления зажимных устройств

Применяемые в цикло-проходных и цикловых станках для сохранения ориентации заготовки относительно режущего инструмента и базовых поверхностей, зажимные устройства должны обеспечить надежность зажима и высокую скорость срабатывания. Этим условиям отвечают широко распространенные в деревообрабатывающем станкостроении пневматические и гидравлические зажимные устройства.

При расчете усилия зажима q_3 рассматривают условия неподвижности заготовки при воздействии на нее максимально возможных

усилий резания в наиболее неблагоприятной для реализации силового замыкания позиции: значительной длины консольной части детали, участие в замыкании одного (вместо 2-х и более) зажимных устройств и т.п. Эти условия выявляют путем анализа расчетной схемы (рис. 11 а, б).

На рис. 11 а давление зажимного устройства должно исключить смещение детали при формировании элементов шипа на станке с подачей заготовки кареткой. Силы $2S_1$ и $2S_2$ стремятся развернуть деталь относительно точки О (края упорной линейки). Воздействие этих сил должно быть уравновешено силой трения F , доставляемой зажимным устройством. Условие неподвижности заготовки выполняется при равенстве нулю моментов действующих сил относительно точки О, т.е.

$$2 S_1 \cdot b - 2 \cdot S_2 \cdot c - F \cdot a = 0 ,$$

где b и c - расстояния от линий действия сил S_1 и S_2 до края упорной линейки точки О;

a - расстояние от края упорной линейки до оси действия давления зажима q_3 .

Отсюда

$$F = \frac{2 \cdot (S_1 \cdot b + S_2 \cdot c)}{a} . \quad (50)$$

С другой стороны

$$F = F_1 + F_2 = q_3 \cdot f_s + (q_3 + G_d) \cdot f ,$$

где F_1 - сила трения нажимного башмака зажимного устройства о поверхность детали;

F_2 - сила трения детали о поверхность каретки;

f_b - коэффициент трения материала рабочей поверхности башмака по древесине ($f_b = 0,4$).

При расчетах q_3 весом G_d детали можно пренебречь. Поэтому

$$F = q_3 \cdot (f_s + f) . \quad (51)$$

Приравняв правые части уравнений (50) и (51) и решая относительно q_3 , получаем

$$q_3 = \frac{2 \cdot (S_1 \cdot b + S_2 \cdot c)}{a \cdot (f_s + f)} . \quad (52)$$

Фактическое усилие зажима q_3 обычно берется в 2-4 раза больше, чем расчетное. Воздействием силы S_2 при этом пренебрегают, т.е.

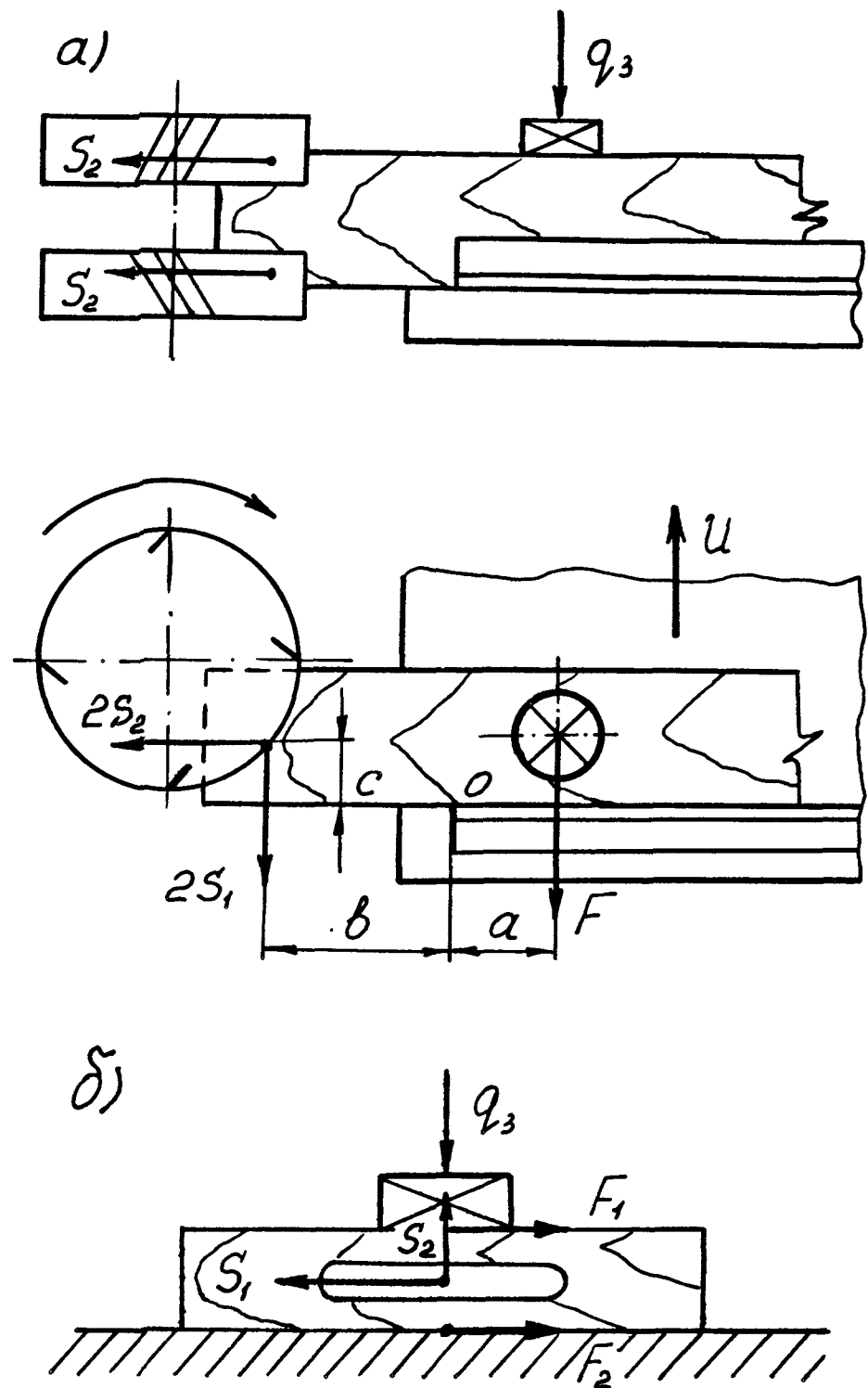


Рис. 11. Расчетные схемы для определения давления зажимного устройства: а - станок с подачей заготовки кареткой; б - станок с подачей заготовки столом

$$q_3 = K \cdot \frac{2 \cdot S1 \cdot b}{\alpha \cdot (f_s + f)} , \quad (53)$$

где $K = 2 \dots 4$ - коэффициент надежности.

На рис. 11 б давление q_3 зажимного устройства должно исключить смещение детали при выработке паза на сверлильно-фрезерном станке под действием составляющих усилия резания $S1$ и $S2$ (действием осевого усилия P_0 пренебрегают ввиду его малости). Условие неподвижности заготовки в этом случае будет выполняться при

$$q_3 \geq S2 \quad \text{и} \quad F_1 + F_2 \geq S1.$$

С учетом коэффициента надежности K , давление q_3 для данного случая составит

$$q_3 = K \cdot S2 , \quad (54)$$

$$q_3 = K \cdot \frac{S1}{f_s + f} . \quad (55)$$

Для расчета диаметра пневмо- или гидродвигателя зажимного устройства рассчитывают q_3 по формулам (54) и (55) и принимают наибольшее значение.

4. Выбор скорости подачи

Методика выбора скорости подачи состоит в следующем. С привлечением справочных материалов рассчитывают наибольшую скорость подачи исходя из условий:

- полного использования мощности привода механизма резания $U_{\text{н}}$;
- обеспечения заданного уровня шероховатости обработанной поверхности по ГОСТ 7016-82 - $U_{\text{н}}$;
- работоспособности инструмента (для пил - из условия нормального заполнения емкости впадины между зубьями) - $U_{\text{з}}$.

К назначению должна рекомендоваться минимальная из полученного ряда расчетных значений скорость подачи. Выбранная скорость подачи U должна находиться в пределах кинематических возможностей станка, т.е. $U_{\text{max}} < U < U_{\text{min}}$, где $U_{\text{max}} \dots U_{\text{min}}$ - диапазон скоростей подачи станка (по кинематическому расчету). Если скорость подачи ограничивается кинематикой станка, делается заключение о целесообразности модернизации механизма подачи.

4.1. Расчет скорости подачи по мощности резания

Для процессов продольного и поперечного пиления круглыми пилами, цилиндрического фрезерования, пиления ленточными пилами, рамного пиления мощность резания $N_{рез}$ (Вт) определяется по "объемной" формуле

$$N_{рез} = k \cdot B \cdot H \cdot u / 60. \quad (56)$$

В "объемную" формулу мощности подставляют вместо скорости подачи ее значение через подачу на резец U_z

$$u = U_z \cdot Z \cdot n / 1000. \quad (57)$$

Затем, учитывая, что $N_{рез} = N_{прив} \cdot \eta_p$ (где $N_{прив}$ - установленная мощность привода механизма резания, η_p - КПД механизма резания), переносят неизвестные величины (табличное значение удельной работы K_t и подачу на резец U_z) в левую часть равенства:

$$K_t U_z = \frac{60 \cdot 1000 \cdot N_{прив} \cdot \eta_p}{\alpha_{нопр} \cdot B \cdot H \cdot Z \cdot n}, \quad (58)$$

где Z - число резцов;

n - частота вращения инструмента, мин^{-1} ;

U_z - подача на резец, мм.

По произведению $K_t U_z$ с помощью таблиц $K_t U_z$ от U_z (табл. 2,3) находят соответствующую ему величину U_z , а по ней - скорость подачи U_v (м/мин)

$$U_v = U_z \cdot Z \cdot n / 1000.$$

Для процесса формирования элементов рамных шиповых соединений мощность резания $N_{рез}$ определяют по формуле (21):

$$N_{рез} = P \cdot V.$$

В формулу мощности подставляют вместо окружной силы P ее значение через табличную силу P_t из формулы (14)

$$N_{рез} = P_t \cdot B \cdot \alpha_{нопр} \cdot \frac{Z}{360^\circ} \cdot \alpha_{гссos} \frac{R-H}{R} \cdot V. \quad (59)$$

Далее, учитывая, что $N_{рез} = N_{прив} \cdot \eta_p$, определяют величину табличной силы P_t (Н/мм):

$$P_t = \frac{N_{прив} \cdot \eta_p \cdot 360^\circ}{B \cdot \alpha_{нопр} \cdot Z \cdot \alpha_{гссos} \frac{R-H}{R} \cdot V}. \quad (60)$$

По найденному значению P_t с помощью таблицы $\eta_{ср}$ от P_t (табл. 10) находят соответствующую ему предельную допускаемую толщину

струи h_{cp} и по ней - искомую величину скорости подачи.

Поскольку

$$u_z = \frac{h_{cp}}{\sqrt{H/2 \cdot R}}, \text{ то } u_n = \frac{u_z \cdot Z \cdot n}{1000} = \frac{h_{cp} \cdot Z \cdot n}{1000 \cdot \sqrt{H/2 \cdot R}}. \quad (61)$$

4.2. Расчет скорости подачи по заданному уровню шероховатости обработанной поверхности

Для определения скорости подачи при пилении пользуются табл. 19, иллюстрирующей зависимость шероховатости поверхности пропила от подачи на зуб U_z при различных углах $\varphi_{вых}$ и способах подготовки инструмента. По найденному в соответствии с заданной шероховатостью R_{zmax} значению U_z определяют скорость подачи

$$U_{\nabla} = U_z \cdot Z \cdot n / 1000. \quad (62)$$

Для фрезерования шероховатость, соответствующая заданному режиму резания, определяется расчетным путем по допустимой глубине $Y1$ (мм) кинематических неровностей (волн) на обработанной поверхности

$$Y1 = R_{z \max} = e_1^2 / 8 \cdot R, \quad (63)$$

где e_1 - длина большей волны (табл. 20), мм;

R - радиус резания, мм.

Если $Y1 < \tau$ ($\tau = R1 - R2$ - неточность установки резцов по радиусу, мм), то

$$u_n = e_1 = \sqrt{8 \cdot R \cdot Y1}, \quad (64)$$

где u_n - подача на один оборот инструмента, мм/об.

Если $Y1 > \tau$, то

$$u_n = e_1 + \sqrt{8 \cdot R \cdot (Y1 - \tau)}. \quad (65)$$

Искомая допустимая скорость подачи по заданной шероховатости определяется по формуле

$$U_{\nabla} = u_n \cdot n / 1000.$$

4.3. Расчет скорости подачи по работоспособности инструмента

Этот расчет проводится только для процессов пиления.

Напряженность работы впадины между зубьями пилы характеризуется коэффициентом напряженности

$$\delta = \Theta \cdot t^2 / u_z \cdot H, \quad (66)$$

где $\Theta = F_b/t^2 = 0,35 \dots 0,55$ - коэффициент формы зуба;

F_b - площадь впадины, мм²;

t - шаг зубьев, мм;

H - высота пропила, мм;

$\delta = 0,5 \dots 2,0$ (для продольного пиления).

Из формулы (66) определяют величину u_z , принимая во внимание, что наибольшая возможная подача на зуб будет при минимальном значении δ :

$$u_z = \Theta \cdot t^2 / \delta \cdot H. \quad (67)$$

Искомая допустимая скорость подачи определяется по формуле

$$U_\delta = u_z \cdot z \cdot n / 1000 = \Theta \cdot t^2 \cdot z \cdot n / 1000 \cdot \delta \cdot H. \quad (68)$$

5. Выбор двигательного механизма

5.1. Выбор мощности электродвигателей приводов резания и подачи

Для большинства типов деревообрабатывающих станков широкого назначения, в которых используются индивидуальный или многодвигательный электроприводы; характерен длительный режим работы с постоянной нагрузкой. Поэтому выбор мощности электродвигателя $N_{эл.}$ (Вт) сводится к расчету статической мощности с учетом к. п. д. передаточного механизма, определяемого путем анализа кинематической схемы:

$$N_{эл. рез.} = P \cdot V / \eta_p, \quad (69)$$

$$N_{эл. под.} = P_T \cdot U / 60 \cdot \eta_n, \quad (70)$$

где η_p и η_n - к. п. д., соответственно передаточных механизмов резания и подачи.

Далее в каталоге находят номинальную мощность двигателя $N_{ном.}$, имея в виду, что она должна быть равна или немного больше рассчитанной.

5.2. Выбор параметров гидравлических и пневматических исполнительных механизмов

Расчет гидроцилиндра. Расчет гидроцилиндра сводится к определению его геометрических параметров: диаметра цилиндра D , диаметра штока d и хода штока h (рис. 12).

Расчету предшествует выбор давления p в гидросистеме в зависимости от предполагаемого тягового усилия поршня T .

Тяговое усилие T , Н	$1 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4 \div 3 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4 \div 10 \cdot 10^4$
Давление в гидросистеме p , МПа	$1,5 \div 2,0$	$3,0 \div 3,5$	$4,0 \div 5,0$	$5,0 \div 6,0$

В гидромеханизмах деревообрабатывающих станков давление с учетом потерь принимают $2,0 \div 5,5$ МПа ($20 \div 55$ кг/см²).

Расчет цилиндра основывается на условии равновесия поршня в рабочем цилиндре:

$$p \cdot F = p_0 \cdot F_0 + T, \quad (71)$$

где p_0 - противодействие в штоковой полости;

$F = \pi \cdot D^2 / 4$ - площадь поршня, см²;

$F_0 = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4$ - площадь поршня со стороны штоковой полости, см²;

T - тяговое усилие поршня (штока), Н

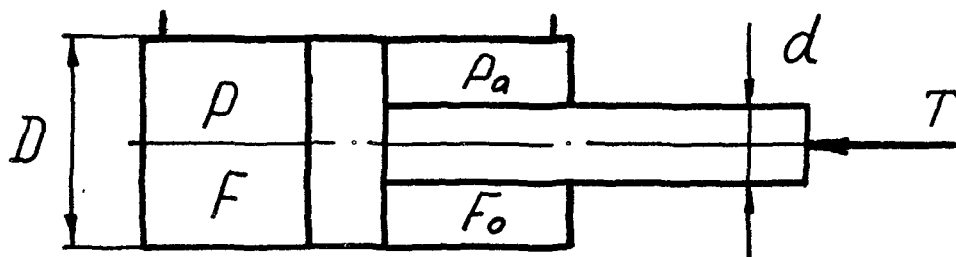


Рис. 12. Схема к расчету гидроцилиндра

Обозначая $\alpha = d/D$ и решая уравнение (71) относительно D (см), определяют

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{T}{\rho - \rho_0 \cdot (1 - \alpha^2)}} , \quad (72)$$

С учетом равномерности хода поршня принимают $\rho_0 = 0,3 \dots 0,5$ МПа. Согласно данным ЭНИМСа параметр α составляет:

$p, \text{ МПа} \dots\dots$	$p \leq 1,5$	$1,5 < p < 5,0$	$5,0 < p < 8,0 \dots 10,0$
$\alpha = d/D \dots\dots$	$0,3 \div 0,35$	$0,5$	$0,7$

Тяговое усилие поршня T (Н) представляется в следующем виде:

$$T = \sum S_1 + \sum F + P_u + \sum F_y , \quad (73)$$

где $\sum S_1$ - сумма технологических усилий (например, сил резания), действующих в плоскости движения рабочего органа;

$\sum F$ - сумма сил трения в направляющих от массы перемещаемого рабочего органа с приспособлениями, детали и составляющих технологических сил, нормальных к подаче;

$\sum F_y$ - сумма сил трения в уплотнениях поршня и штока;

P_u - сила инерции массы, приводимой в движение при пуске системы.

Для дереворежущих станков

$$\sum S_1 + \sum F = P_c . \quad (74)$$

Сила инерции P_u (Н), возникающая в период разгона рабочего органа машины:

$$P_u = m \cdot a = \frac{G \cdot U_{\max}}{g \cdot t} , \quad (75)$$

где G - сила веса движущихся частей, Н;

U_{\max} - наибольшая скорость подачи рабочего органа, м/мин;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

$t = 0,2 \dots 0,5$ - длительность разгона, с.

$$\sum F_y = F_n + F_{ш} , \quad (76)$$

где F_n - сила трения поршня о стенки цилиндра;

$F_{ш}$ - сила трения штока об уплотнения.

Величины F_n и $F_{ш}$ зависят от вида уплотнений, величины уплотняемого диаметра, давления p и т.п. Методика расчетов этих параметров изложена в /5/.

При практических расчетах действие $\sum F_y$ учитывается коэффициентом полезного действия цилиндра $\eta_c = 0,9 \dots 0,95$.

С учетом изложенного

$$T = \frac{P_c + G \cdot u_{\max} / g \cdot t}{\zeta_u} . \quad (77)$$

При наличии ускорительного механизма тяговое усилие поршня T рассчитывается с учетом передаточного отношения i_u ускорителя, ζ_u - общего коэффициента полезного действия ускорителя и коэффициента ускорения K_u ускорителя (см. ниже), определяемых путем анализа кинематической схемы механизма:

$$T = \frac{(P_c + G \cdot u_{\max} / g \cdot t) \cdot i_u \cdot K_u}{\zeta_u \cdot \zeta_y} . \quad (78)$$

Рассчитанный диаметр цилиндра округляют до ближайшего большего стандартного значения: 45, 55, 65, 75, 90, 105, 125, 150, 180, ... мм.

При непосредственном присоединении штока гидроцилиндра к перемещаемому рабочему органу ход штока $h_{ш}$ равен длине перемещения этого органа L . При наличии ускорительного механизма величину $h_{ш}$ определяют из соотношения:

$$h_{ш} = L / K_u \cdot i_u . \quad (79)$$

Расчет пневматических поршневых исполнительных механизмов

Принцип действия гидравлических и пневматических исполнительных механизмов одинаков. В этой связи методика определения их конструктивных параметров не имеет существенных различий.

Пневмоцилиндры одностороннего действия с пружинным возвратом (рис. 13)

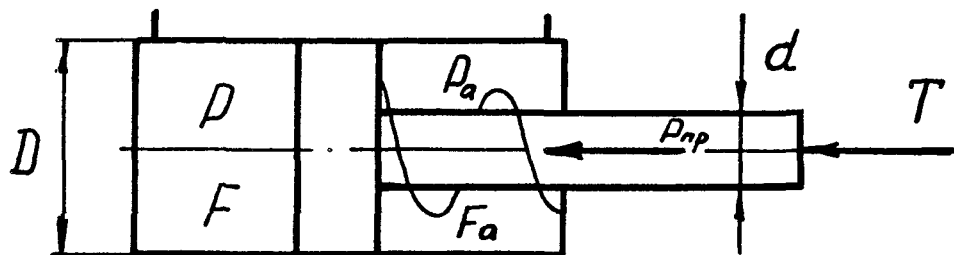


Рис. 13. Схема к расчету пневмоцилиндра одностороннего действия

Диаметр D (см) пневмоцилиндра одностороннего действия (см. рис. 13) с пружинным возвратом определяется по формуле

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{T + P_{np}}{p - p_a (1 - \alpha^2)}}, \quad (80)$$

где p - давление сжатого воздуха в питающей магистрали, МПа;

$p = 0,4 \dots 0,6$ МПа;

p_a - атмосферное давление, МПа;

$\alpha = d/D = 0,25 \dots 0,32$;

P_{np} - усилие возвратной пружины, Н;

$$P_{np} = \frac{\Delta \cdot E \cdot d_{np}^4}{8 D_{np}^3 \cdot Z} \quad - \text{ для цилиндрической пружины,}$$

$$P_{np} = \frac{\Delta \cdot E \cdot d_{np}^4}{16 \cdot Z \cdot (R^2 + r^2)(R + r)} \quad - \text{ для конической пружины,}$$

где Δ - осевая деформация пружины, см;

E - модуль упругости материала пружины, Па;

D - средний диаметр навивки, см;

d_{np} - диаметр пружинной проволоки, см;

Z - число витков;

R - наибольший радиус конической пружины, см;

r - наименьший радиус конической пружины, см.

Поскольку цилиндры одностороннего действия применяются главным образом в зажимных (или прижимных) механизмах, при определении тягового усилия поршня T величинами $\sum F$ и P_i /формула (73)/ пренебрегают ввиду их малости; действие $\sum F_y$ учитывается коэффициентом полезного действия цилиндра ($\eta_c = 0,85 \dots 0,9$); $\sum S_1$ заменяется параметром q_3 - давлением зажимного (или прижимного) устройства.

Тогда

$$T = q_3 / \eta_c. \quad (81)$$

Рассчитанный диаметр цилиндра округляют до ближайшего большего стандартного значения.

Ход штока $h_{ш}$ выбирают из конструктивных соображений. Величина его, как правило, не превышает 30-50 мм.

У пневмоцилиндра двустороннего действия (см. рис. 14 а, б) с толкающим усилием (рабочее движение поршня вправо)

$$D = 1,13 \sqrt{T / (p - p_a (1 - \alpha^2))} \quad (82)$$

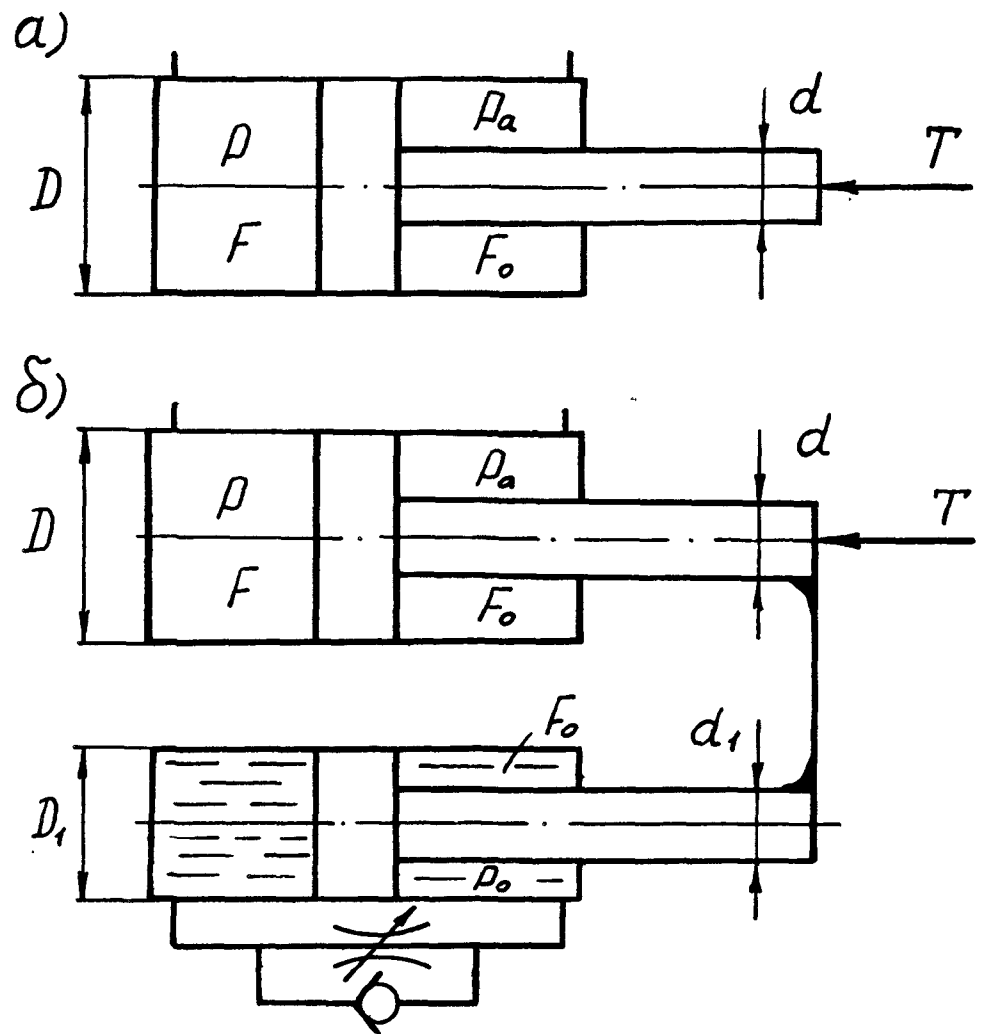


Рис. 14. Расчетные схемы: а - пневмоцилиндра двустороннего действия; б - пневмоцилиндра с гидроцилиндром

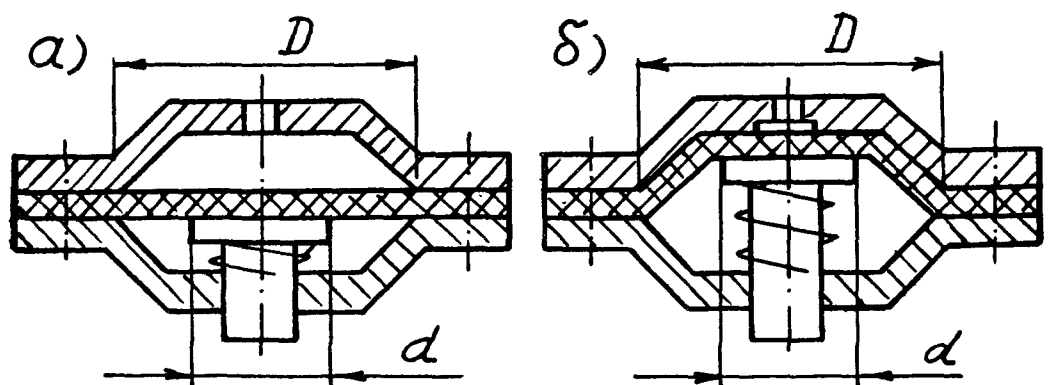


Рис. 15. Схемы диафрагменных механизмов:
а - с плоской диафрагмой;
б - с выпуклой диафрагмой

с тянущим усилием (движение поршня влево)

$$D = \sqrt{[T/\rho - P_a \cdot (1 - \alpha^2)] + d^2}, \quad (83)$$

у пневмогидроцилиндра с толкающим усилием

$$D = \sqrt{T + P_o \cdot F_o / \rho - P_a (1 - \alpha^2)}, \quad (84)$$

где $P_o = 0,2 \dots 0,3$ МПа - противодействие в штоковой полости гидроцилиндра;

F_o - площадь поршня гидроцилиндра со стороны штоковой полости, см²;

$$F_o = \pi \cdot (D_1^2 - d_1^2) / 4,$$

где D_1 - диаметр поршня гидроцилиндра, см;

d_1 - диаметр штока гидроцилиндра, см.

Тяговое усилие поршня рассчитывают по формулам (77) или (78).

При наличии дросселя на выходе пневмоцилиндра в приведенных формулах вместо величины атмосферного давления P_a следует подставлять величину $P_o = 0,15 \dots 0,2$ МПа - противодействие в выпускной магистрали.

Ход штока $h_{ш}$ пневмоцилиндра двустороннего действия определяется так же, как у гидроцилиндра. Максимальная величина хода штока пневмоцилиндра двустороннего действия не должна превышать 8-10 диаметров поршня, т.е. $h_{ш} \leq (8 \dots 10) D$.

Рассчитанную величину диаметра пневмоцилиндра округляют до ближайшего большего стандартного значения: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250 и 320 мм.

Расчет диафрагменных исполнительных механизмов.

Диафрагменные механизмы с плоской (рис. 15 а) или выпуклой (рис. 15 б) диафрагмой применяются для осуществления небольших перемещений вспомогательных механизмов станков и изготавливаются преимущественно одностороннего действия с возвратом штока пружиной.

Тяговое усилие штока T (Н) диафрагменного двигателя определяется по формуле

$$T = K_a \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P - P_{пр}, \quad (85)$$

где K_a - коэффициент активности диафрагм;

$$K_a = (1 + m + m^2) / 3;$$

где $m = d/D$ - коэффициент, характеризующий эластичность диафрагм;
 D - рабочий диаметр диафрагмы, см;
 d - диаметр опорной шайбы, см.

Решая уравнение (85) относительно D , получаем после преобразований

$$D = 1,13 \sqrt{T + P_{np} / K_a \cdot \rho}. \quad (86)$$

Величины T и P_{np} рассчитывают по формулам, приведенным выше.

Рабочий ход штока $h_{ш}$ диафрагменного механизма принимают с учетом допустимого прогиба диафрагмы:

для плоских диафрагм

$$h_{ш} < (0,12 \dots 0,15) D;$$

для штампованных диафрагм тарельчатой формы

$$h_{ш} < (0,2 \dots 0,25) D.$$

6. Производительность деревообрабатывающих станков

Фактическая производительность деревообрабатывающих станков за рабочую смену определяется по формулам:

для проходных машин

$$Q_{np} = U \cdot T \cdot i_o \cdot K_n \cdot K_u / L \cdot i_n, \quad (87)$$

для цикловых

$$Q_u = T \cdot K_n \cdot i_u / t_u, \quad (88)$$

где U - скорость подачи, м/мин;

T - длительность смены, мин;

L - длина детали, м;

i_o - число одновременно обрабатываемых деталей на станке;

i_n - число рабочих ходов для обработки одной детали;

i_u - число деталей, обработанных за время цикла;

K_n - коэффициент производительности, (табл. 21);

K_u - коэффициент использования станка, (табл. 21);

t_u - время цикла, мин.

Время цикла однопозиционных станков и многопозиционных с последовательным выполнением операций составляет:

$$t_u = t_p + t_x + t_y + t_c,$$

где t_p - время рабочего хода (резания); t_x - время холостого хода; t_y - время на загрузку (установку); t_c - время выгрузки (съем).

РАЗДЕЛ II

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

Работа 1

Анализ конструкции и технологические расчеты
круглопильных станков

Наименование станка - прирезной, круглопильный с конвейерно-гусеничной подачей модели ЦДК4-3.

Выполняемая технологическая операция - распиловка досок в заданный размер по длине.

Примечание. Конкретные условия обработки заготовок изложены в индивидуальном задании (табл. 23).

1. Изучить особенности конструкции одно- и многопильных прирезных станков /1/, /8/.

2. Вычертить кинематическую схему станка, рассчитать характеристики всех звеньев; составить техническую характеристику станка (плакат).

3. Произвести кинематический расчет механизма резания: определить скорость резания.

4. Произвести кинематический расчет механизма подачи. Определить частоту вращения всех валов системы, минимальное и максимальное значения скорости подачи.

5. Провести анализ кинематических схем механизмов резания и подачи: рассчитать потери мощности в различных элементах соответствующих кинематических цепей и изобразить ручьевую диаграмму потерь. Определить к. п. д. механизмов.

6. Произвести расчеты скорости подачи U :

- а) по мощности резания;
- б) по заданной шероховатости обработанной поверхности;
- в) по работоспособности инструмента.

Сравнить найденные значения скоростей подачи с данными кинематического расчета. Выбрать значения скорости для дальнейших расчетов.

7. Вычертить функциональную (технологическую) схему станка и изобразить векторы сил, возникающих в процессе взаимодействия заготовки с режущим инструментом, подающими и базирующими элементами /1/, /плакат/.

8. Произвести анализ функциональной схемы станка. С этой целью произвести расчеты:
- а) окружной касательной силы резания P ;
 - б) окружной нормальной силы резания Q ;
 - в) составляющей силы резания S_1 , направленной вдоль подачи;
 - г) составляющей силы резания S_2 , направленной нормально к подаче;
 - д) мощности резания $N_{рез}$, с учетом к. п. д.
- Определить:
- е) потребное давление прижимных элементов q_i ;
 - ж) усилие сопротивления подаче P_c ;
 - з) мощность привода подачи $N_{под}$ с учетом к. п. д.
9. Сравнить полученные мощности двигателей механизмов резания подачи с характеристиками электродвигателей установленных на станке, сделать заключение о степени загрузки последних.
10. Произвести расчет сменной производительности станка при выполнении данной технологической операции.

Примечание. В расчетах принять диаметр пилы $D = 400$ мм; толщину пилы $S = 2$ мм; уширение зубьев на сторону $S' = 0,5$ мм; угол резания $\phi = 55^\circ$; числа зубьев звездочек первой после конвейера цепной передачи z_{15} , z_{16} принять в зависимости от номера индивидуального задания (табл. 23); давления прижимных элементов q_i принять: $q_1 = q_2 = \dots = q_i$; вес детали $G_d = 80$ Н.

Результаты кинематического расчета и потерь мощности оформить в табличной форме (см. табл. 1 и 2).

Работа 2

Анализ конструкции и технологические расчеты продольно-фрезерных станков

Наименование станка - рейсмусовый односторонний СР6-9.

Выполняемая технологическая операция - обработка заготовок в заданный размер по толщине.

Примечание. Конкретные условия обработки заготовок изложены в индивидуальном задании (табл. 24).

1. Изучить особенности конструкции легких, средних и тяжелых рейсмусовых односторонних станков /1/, /8/.

2. Вычертить кинематическую схему станка (рис. 17); проставить характеристики всех звеньев; составить техническую характеристику станка /плакат/, /3/.

3. Произвести кинематический расчет механизма резания. Определить частоту вращения всех валов системы и численное значение скорости резания.

4. Произвести кинематический расчет механизма подачи. Определить частоту вращения всех валов системы при минимальном и максимальном значениях скорости подачи.

5. Произвести анализ кинематических схем механизмов резания и подачи: рассчитать потери мощности в различных элементах соответствующих кинематических цепей и изобразить ручьевые диаграммы потерь.

6. Произвести расчеты скорости подачи U :

а) по мощности привода резания;

б) по заданной шероховатости обработанной поверхности

$$(\zeta = R_1 - R_2 = 0,02 \text{ мм})$$

Сравнить найденные значения скоростей подачи с данными кинематического расчета и сделать заключение о степени пригодности станка для выполнения данной технологической операции, полагая, что точность обработки соответствует предъявляемым требованиям. Выбрать значение скорости для дальнейших расчетов.

7. Вычертить функциональную схему станка и изобразить векторы сил, возникающих в процессе взаимодействия заготовки с режущим инструментом, подающими и базирующими элементами /1/, /плакат/.

8. Провести анализ функциональной схемы станка. С этой целью произвести расчеты:

а) окружной касательной силы резания P ;

б) окружной нормальной силы резания Q ;

в) составляющей силы резания S_1 , направленной против подачи;

г) составляющей силы резания S_2 , направленной нормально к подаче;

д) мощность резания $N_{рез}$ с учетом к. п. д.

Определить:

е) потребное давление прижимных элементов q_i ;

ж) давление переднего Q_1 и заднего Q_2 подающих валцов;

з) усилие сопротивления подаче P_c ;

и) мощность привода подачи $N_{под}$ с учетом к. п. д.

9. Сравнить полученные результаты мощности двигателей механизмов резания и подачи с характеристиками электродвигателей установленных на станке, сделать заключение о степени загрузки последних.

10. Произвести расчет сменной производительности станка при выполнении данной технологической операции.

Примечание. Диаметр окружности резания принять равным $D = 125$ мм; диаметр подающих валцов принять равным 120 мм; параметры звездочек z_{20} , z_{21} первой после подающих валцов цепной передачи и все дополнительные исходные данные принять согласно номеру индивидуального задания (табл. 24); давления прижимных элементов принять $q_1 = q_2 = q$; $G_d = 80$ Н.

Работа 3

Анализ конструкции и технологические расчеты шипорезных рамных односторонних станков с гидравлическим приводом механизма подачи

Наименование станка - шипорезный рамный односторонний модели ШЮ16-4.

Выполняемая технологическая операция - изготовление шипов или проушин в деталях мебельного и столярно-строительного производства.

Примечание. Конкретный вид операции и условия обработки указаны в индивидуальном задании (табл. 25).

1. Изучить особенности конструкции шипорезных рамных односторонних станков /1/.

2. Вычертить кинематическую схему станка (рис. 18); проставить характеристики всех звеньев; составить техническую характеристику станка /плакат/.

3. Определить численные значения скорости резания пильной, шипорезных и проушечной (прорезной) головок.

4. Произвести кинематический расчет механизма подачи (гидроусилителя), (рис. 19).

Определить наибольшую и наименьшую скорости перемещения штока цилиндра гидроусилителя, частоту вращения всех валов системы при наибольшем и наименьшем паспортных значениях скорости

подачи.

5. Произвести анализ кинематической схемы механизма подачи: вычислить передаточное отношение гидроускорителя, коэффициент ускорения, определить к. п. д. передаточного механизма в целом.

6. Произвести расчеты скорости подачи U :

а) по мощности привода резания;

б) по заданной шероховатости обработанной поверхности.

Выбрать значение скорости для дальнейших расчетов.

7. Вычертить функциональную схему станка и изобразить векторы сил, возникающих в процессе взаимодействия заготовки с режущими инструментами, подающим (кареткой) и базирующими (зажимами) элементами станка /1/, /плакат/.

8. Произвести анализ функциональной схемы станка. С этой целью произвести расчеты:

а) окружной касательной силы резания P ;

б) окружной нормальной силы резания Q ;

в) составляющей силы резания S_1 , направленной против подачи;

г) составляющей силы резания S_2 , направленной нормально к подаче;

д) мощности резания $N_{рез}$.

Примечание. Перечисленные параметры определить для каждой режущей головки, участвующей в выполнении заданной технологической операции согласно индивидуальному заданию (табл. 25).

Определить:

е) требуемое усилие зажима заготовки (усилие на штоке диафрагменного гидродвигателя);

ж) усилие сопротивления подаче P_c ;

з) усилие на штоке гидроусилителя.

9. Расчетным путем определить диаметры гидродвигателей гидроускорителя механизма подачи и зажима заготовок, необходимые для выполнения данной технологической операции, и сравнить с установленными на станке.

10. Сравнить найденные в п. 6 значения скоростей подачи с паспортными данными и с учетом п. 9 сделать заключение о степени пригодности станка для выполнения данной технологической операции, полагая, что точность механической обработки на станке соответствует предъявленным требованиям.

11. Произвести расчет сменной производительности станка при

выполнении данной технологической операции.

Примечание. В расчетах принять следующие значения диаметров резания:

пилы	$D_{\text{п}} = 320 \text{ мм};$
шипорезной головки	$D_{\text{ш}} = 220 \text{ мм};$
проушечного диска	$D_{\text{пр}} = 240 \text{ мм};$

параметры звездочки цепной передачи принять $z_5 = 20$; $t_5 = 15,85 \text{ мм}$; числа зубьев звездочек z_3, z_4 имеют варианты значения в соответствии с номером задания (табл. 25); порода обрабатываемой древесины - сосна; поперечное сечение заготовки: толщина $h = 40 \text{ мм}$; ширина $b = 80 \text{ мм}$; расположение шипа (проушины) по высоте заготовки - симметричное; способ формирования шипа (проушины) - фрезерование продольно-торцовое; при формировании проушины принять схему расположения опор каретки согласно рис. 10 а, шипа - согласно рис. 10 б; при расчете реакций в опорах принять следующие значения параметров (рис. 10 а, б): $X_1 = 150 \text{ мм}$; $X_2 = 120 \text{ мм}$; $l = 500 \text{ мм}$; $\alpha = 45^\circ$; $G_k = 1400 \text{ Н}$; $G_d = 20 \text{ Н}$; при расчете усилия зажима принять: $a = 30$; $b = 50$; $c = 40 \text{ мм}$.

Работа 4

Анализ конструкции и технологические расчеты сверлильно-фрезерных станков

Наименование станка - сверлильно-фрезерный модели СВПП-2.

Выполняемая технологическая операция - выборка пазов и сверление отверстий в деталях мебельного и столярно-строительного производства.

Примечание. Конкретный вид операции и условия обработки указаны в индивидуальном задании (табл. 26).

1. Изучить особенности конструкции сверлильно-фрезерных станков /1/, /2/.

2. Вычертить кинематическую схему станка (рис. 20); проставить характеристики всех звеньев; составить техническую характеристику станка /плакат/.

3. Произвести кинематический расчет механизма резания:

- а) определить величину скорости резания V ;
- б) рассчитать частоту качаний (число двойных ходов в мин) шпинделя и бок;
- в) определить скорость бокового движения V бок. ср.

4. Провести анализ кинематической схемы механизма резания: рассчитать потери мощности в различных элементах кинематических цепей и изобразить ручьевую диаграмму потерь.

5. Вычертить функциональную схему станка и изобразить векторы сил, возникающих в процессе взаимодействия заготовки с режущим инструментом, подающим столом и зажимным механизмом /плакат/.

6. Провести анализ функциональной схемы станка. С этой целью произвести расчеты:

- а) окружной касательной силы P на главных лезвиях;
- б) окружной нормальной силы Q на главных лезвиях;
- в) составляющей силы резания S_1 , направленной против боковой подачи;
- г) составляющей силы резания S_2 , направленной нормально к боковой подаче;
- д) мощности резания.

Примечание. Перечисленные параметры рассчитывать для максимального (по скорости) значения осевой подачи $U_{ос}$.

Определить:

- е) требуемое усилие зажима заготовки (усилие на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия);
- ж) усилие сопротивления осевой подаче P_c (усилие на штоке пневмоцилиндра механизма осевой подачи).

7. Рассчитать диаметры пневмодвигателей механизмов осевой подачи и зажима заготовки и сравнить с установленными на станке.

8. Произвести расчет сменной производительности станка при скорости осевой подачи $U_{ос} = 1,84$ м/мин.

Примечание. Исходные данные для расчетов принять согласно номеру индивидуального задания (табл. 26); диаметры шкивов D_3 и D_4 первой после двигателя клиноременной передачи, а также шкива D_6 привода кривошипного вала принять: $D_3 = 63$ мм; $D_4 = 160$ мм; $D_6 = 250$ мм; диаметр фрезы $D = 12$ мм; силу веса стола $G_c = 500$ Н, а детали - $G_d = 15$ Н.

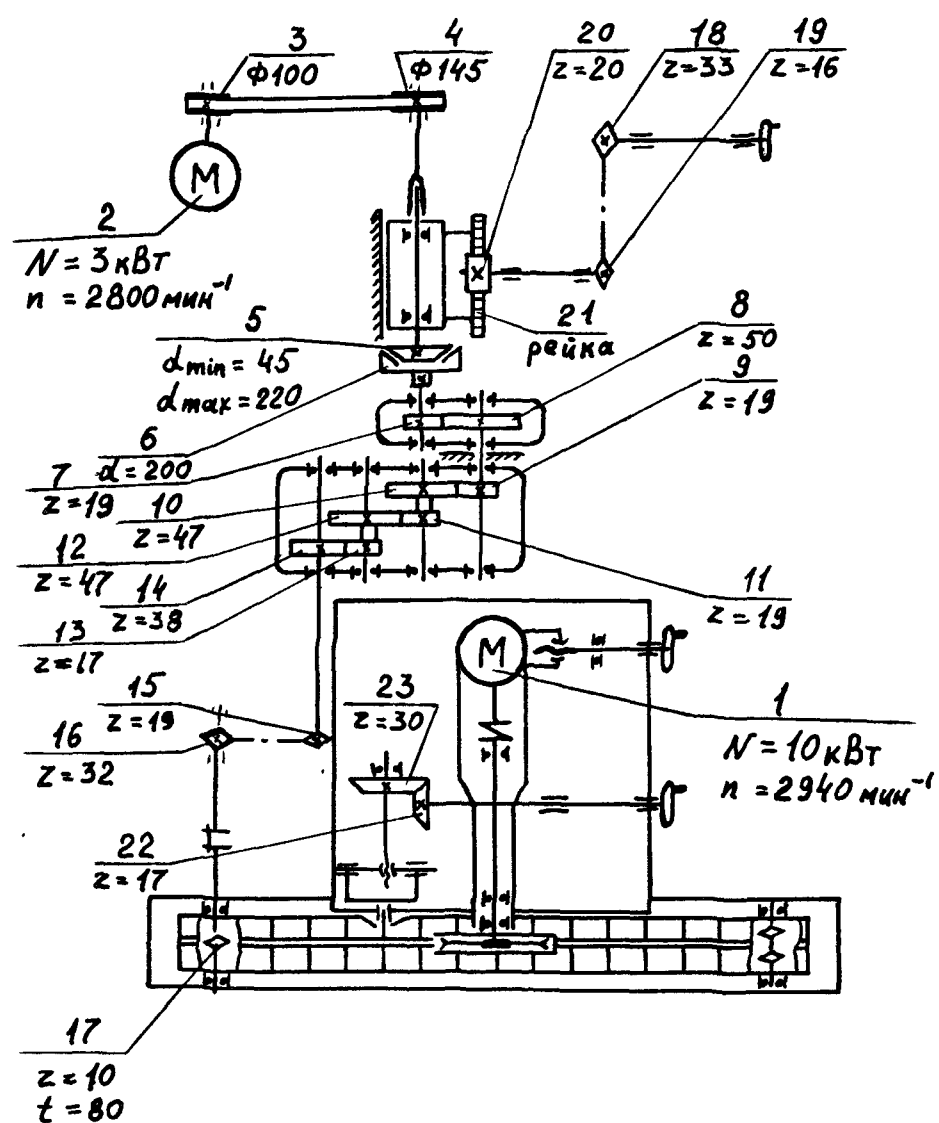
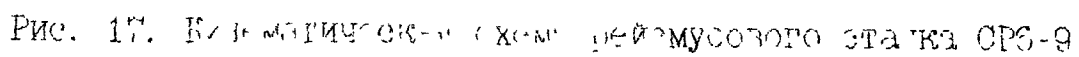


Рис. 16. Кинематическая схема станка модели ЦДК4-3



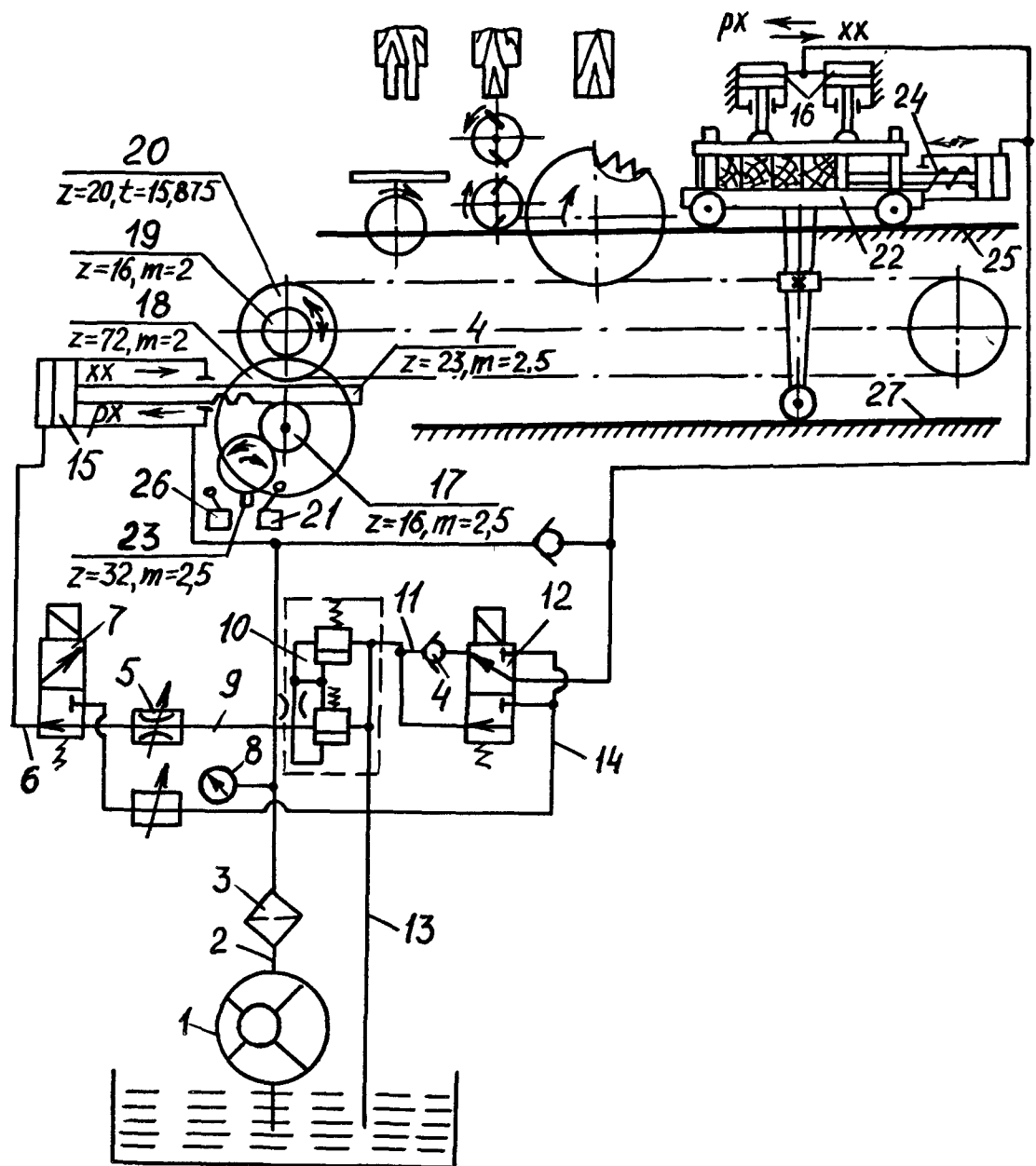


Рис. 18. Гидрокинематическая схема одностороннего рамного шипорного станка ШО16-4

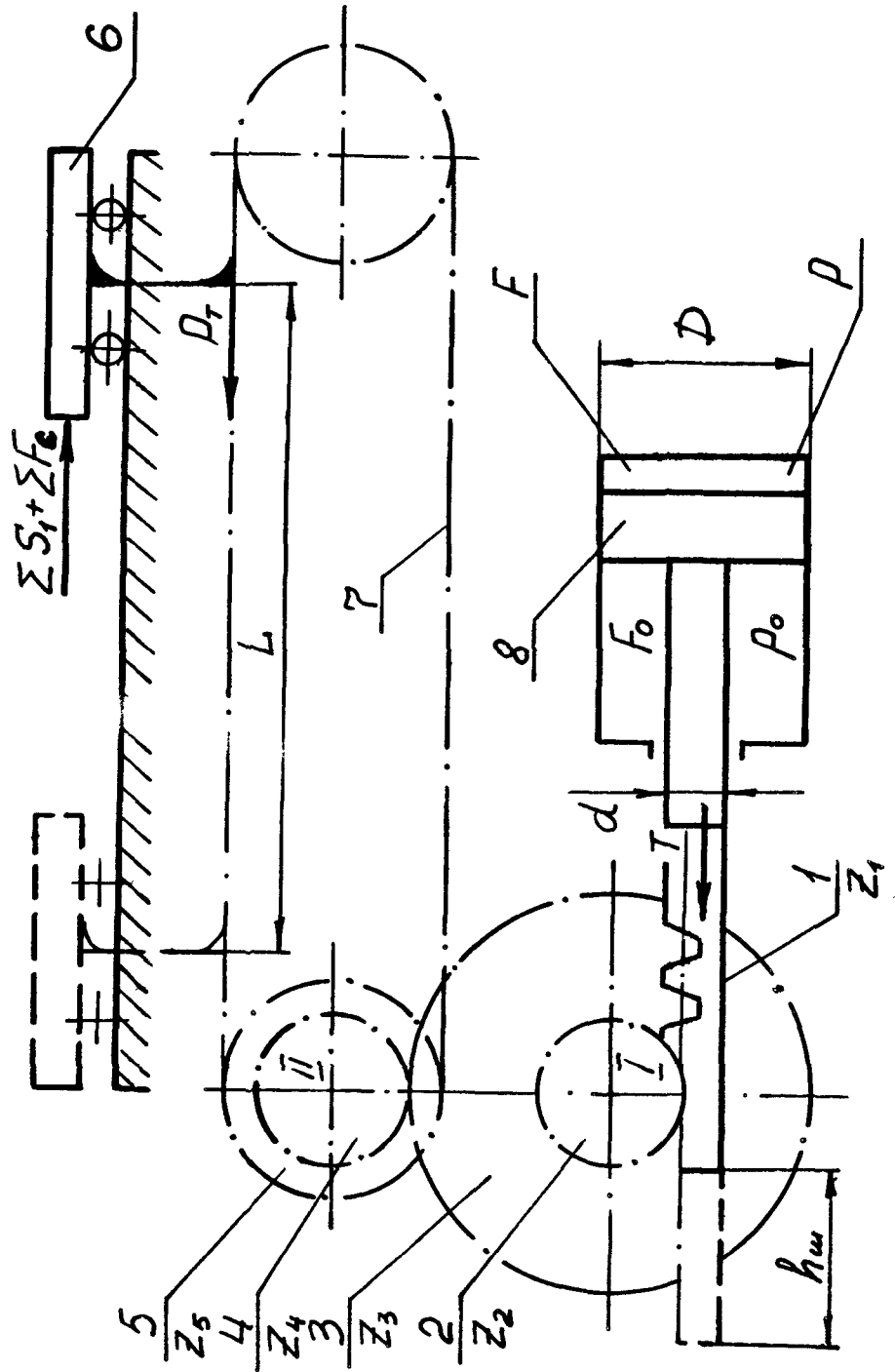


Рис. 19. Кинематическая схема механизма подачи заготовки кареткой с приводом от гидродвигателя (станок ШО16-4)

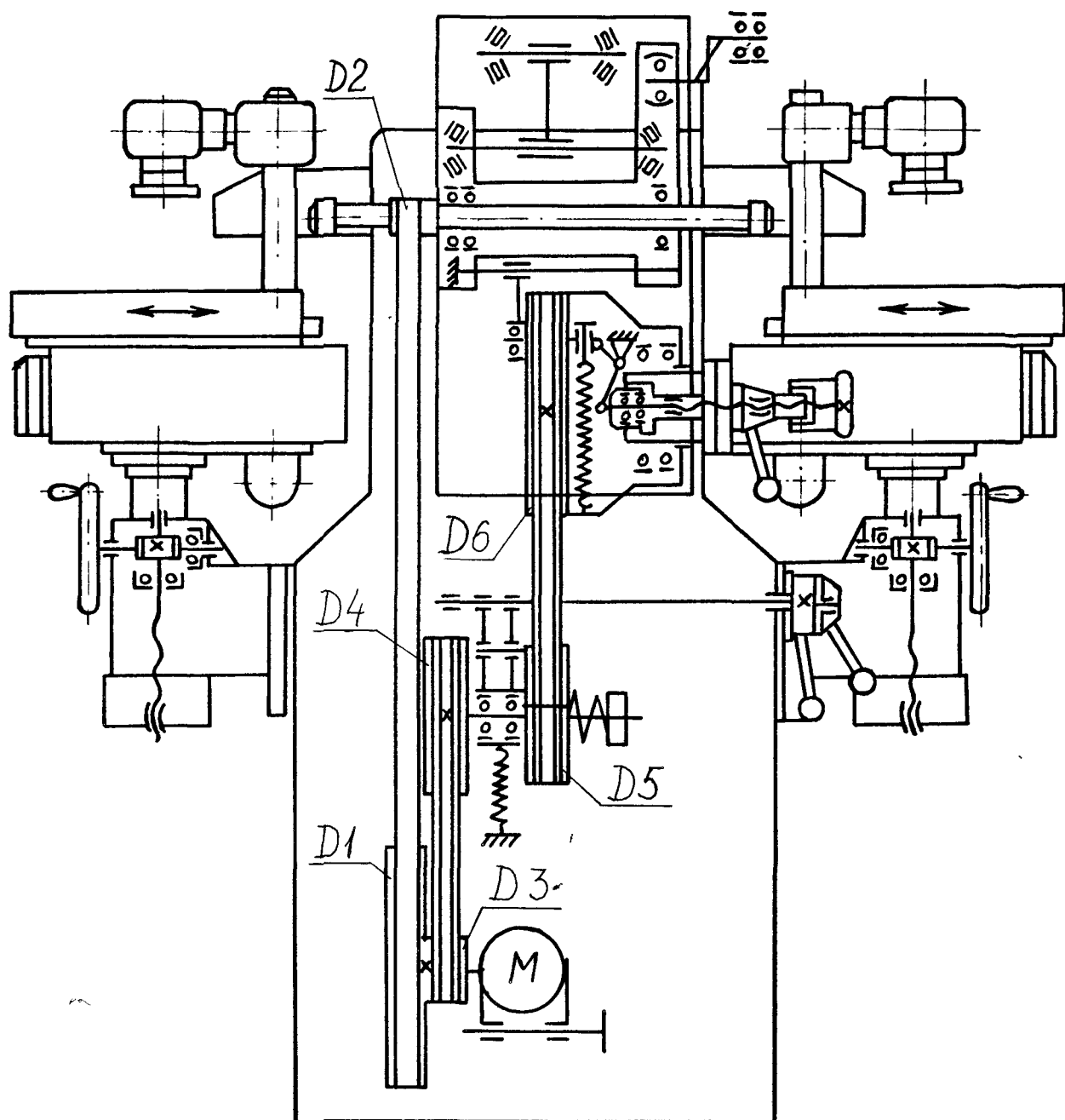


Рис. 20. Кинематическая схема станка СВІТ-2

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1

Значения к. п. д. кинематических элементов

Наименование элементов	Численные значения к. п. д.
Ременная передача:	
плоскоремennая	0,97
клиноремennая	0,96
Зубчатая передача:	
цилиндрическая	0,98
коническая	0,97
Цепная передача	0,96
Червячная передача:	
самотормозящаяся	0,3 - 0,5
несамотормозящаяся	0,6 - 0,85
Фрикционная передача	0,7 - 0,85
Кулиса и ползун	0,9
Подшипники качения	0,99
Подшипники скольжения	0,98

Таблица 2

Значения K_t и $K_t U_z$ для продольного пиления круглыми пилами сосны ($W = 10-15\%$; $U = 40$ м/с; $H = 50$ мм; $\delta = 60^\circ$; зубья разведенные острые)

U_z , мм	K_t , Дж/см ³	$K_t U_z$, Н/мм	U_z , мм	K_t , Дж/см ³	$K_t U_z$, Н/мм
0,05	110	5,5	0,5	40,5	20,2
0,1	80	8,0	0,6	38,0	22,8
0,15	68	10,2	0,8	34,5	27,6
0,2	60	12,0	1,0	31,5	31,5
0,25	54	13,5	1,2	29,0	34,8
0,3	49	14,7	1,4	27,5	38,5
0,4	44	17,4	1,6	26,5	42,5

Таблица 3

Значения K_t и $K_t U_z$ для цилиндрического продольного
фрезерования сосны ($W = 10-15\%$; $U = 20-40$ м/с;
 $\delta = 55-60^\circ$; резцы острые)

Uz, мм	Kт, Дж/см ³			KтUz, Н/мм		
	Для глубины фрезерования H, мм					
	1	3	5	1	3	5
0,1	37,5	31,5	28,5	3,7	3,1	2,9
0,2	34,0	29,0	26,5	6,8	5,8	5,3
0,3	31,5	27,0	24,5	9,4	8,1	7,3
0,4	29,0	25,5	23,0	11,6	10,2	9,2
0,5	27,5	24,0	21,5	13,7	12,0	10,7
0,6	26,0	22,5	20,5	15,6	13,5	12,3
0,7	24,5	21,5	19,5	17,2	15,1	13,6
0,8	23,5	20,0	18,5	18,8	16,0	14,8
0,9	22,0	19,0	17,5	19,8	17,1	15,7
1,0	21,0	18,0	17,0	21,0	18,0	17,0
1,2	19,5	17,0	16,0	23,4	20,4	19,2
1,4	18,0	16,0	15,0	25,2	22,4	21,0
1,6	17,0	15,0	14,0	27,2	24,0	22,4
1,8	16,0	14,0	13,0	28,8	25,2	23,4
2,0	15,0	13,0	12,0	30,0	26,0	24,0
2,5	13,5	11,0	10,0	33,8	27,6	26,0
3,0	12,0	10,0	8,0	36,0	30,0	27,0

Таблица 4

Поправочный коэффициент на породу а п

Порода	Ель	Сосна	Лиственница	Береза	Бук	Дуб	Ясень
а п	0,95	1,0	1,10	1,25	1,4	1,55	1,75

Таблица 5

Поправочный коэффициент на влажность a_w

Вид резания	Влажность, %				
	5÷8	10÷15	25÷30	50÷70	>70
Пиление	0,9	1,0	1,5	1,1	1,15
Фрезерование цилиндрическое	1,0	1,0	0,95	0,9	0,55

Таблица 6

Поправочный коэффициент на затупление

Вид резания	Длительность работы инструмента, мин.						
	0	60	120	180	240	300	360
Пиление круглой пилой продольное	1,0	1,3	1,5	1,8	2,2	2,5	2,8
Фрезерование цилиндрическое	1,0	1,2	1,3	1,42	1,5	1,57	1,6

Таблица 7

Поправочный коэффициент на угол резания

δ°	50	55	60	65	70	75	80	85
a_δ	0,78	0,86	1,00	1,16	1,34	1,55	1,80	2,10

Таблица 8

Поправочный коэффициент на скорость резания

Вид резания	Скорость резания, м/с								
	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Пиление	1,07	1,08	1,00	0,98	1,02	1,06	1,16	1,23	1,34
Фрезерование	1,10	1,04	1,00	1,00	1,08	1,17	1,25	1,33	1,42

Таблица 9

Поправочный коэффициент на высоту пропила a_n

H	20	30	40	50	60	70	80
a_n	0,84	0,90	0,95	1,00	1,03	1,07	1,11

Таблица 10

Значения табличной силы P_t и поправки на затупление α_p для продольно-торцового фрезерования

P_t , Н/мм	$h_{ср}$ мм	α_p при $\varphi_{встр.}$, град.			Длительность работы инст- румента, мин
		0 и 180	45 и 135	90	
0,9	0,025	1,00	1,00	1,00	0
1,6	0,05	1,10	1,14	1,20	30
2,5	0,1	1,20	1,24	1,30	60
3,4	0,2	1,30	1,40	1,52	120
3,9	0,3	1,42	1,55	1,73	180
4,6	0,4	1,50	1,65	1,88	240
5,3	0,5	1,57	1,78	2,00	300
6,0	0,6	1,60	1,86	2,10	360
6,6	0,7	-	-	-	-

Таблица 11

Значения табличной силы P_t , поправки на затупление α_p
и переходного множителя m для продольного
фрезерования

P_t , Н/мм	$h_{ср}$, мм	α_p	T , мин
0,9	0,025	1,00	0
1,6	0,05	1,00	0
2,5	0,1	1,10	30
3,	0,2	1,20	60
4,	0,3	1,30	120
5,6		1,42	180
5,3	0,5	1,50	240
6,0	0,6	1,56	300
6,6	0,7	1,60	360

Таблица 12

Коэффициенты трения скольжения древесины по
некоторым материалам

Трущиеся поверхности	Коэффициент трения	
	в начале движения	во время движения
Дерево по металлу, сухие	0,6	0,4
Чугун по дубу: сухие.....	0,65	0,49
влажные.....	0,35	0,25
Сталь по дубу, сухие	0,65	0,26

Таблица 13

Коэффициенты трения качения гладких вальцов
по древесине μ , см

Порода древе- сины	Влаж- ность, %	Коэффициент трения гладких вальцов по древесине при диаметре вальцов, мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,45	0,50	0,55	0,58	0,60	0,63	0,65	0,69
	65	0,58	0,63	0,67	0,71	0,76	0,80	0,84	0,89
Береза	12	0,52	0,56	0,64	0,68	0,70	0,73	0,75	0,77
	65	0,60	0,67	0,73	0,78	0,81	0,84	0,87	0,90
Дуб	12	0,23	0,25	0,26	0,27	0,29	0,31	0,34	0,37
	65	0,35	0,37	0,39	0,41	0,44	0,47	0,50	0,53

Таблица 14

Коэффициенты трения скольжения в направляющих

Материалы трущихся поверхностей	Условия смазки поверхности	Коэффициент трения скольжения в зависимости от конструкции направляющих		
		обе плос- кие	обе приз- матические	плоская и приз- матическая
Сталь-чугун	непрерывная	0,05	0,07	0,06
	периодическая	0,10	0,14	0,12
	сухое трение	0,20	0,28	0,24
Сталь-текстолит, фибра, ДСП	непрерывная	0,10	0,14	0,12
	периодическая	0,20	0,28	0,24
	сухое трение	0,30	0,42	0,36

Таблица 15

Коэффициенты трения f_0 в подшипниках качения

Нагрузка (нормаль- ная реак- ция), Н	Значения f_0 в подшипниках качения при наружном диаметре, мм						
	20	40	60	80	100	150	200
200	0,018	0,012	0,009	0,007	0,005	0,004	0,003
400	0,020	0,015	0,011	0,009	0,007	0,006	0,005
600	0,027	0,017	0,013	0,011	0,009	0,008	0,007
800	0,029	0,019	0,014	0,012	0,010	0,009	0,008
1000	0,032	0,021	0,015	0,013	0,012	0,010	0,009
2000	0,040	0,025	0,020	0,014	0,013	0,013	0,012
3000	0,046	0,029	0,022	0,018	0,015	0,014	0,013
4000	0,050	0,032	0,024	0,020	0,017	0,016	0,015
5000	0,054	0,034	0,026	0,021	0,019	0,017	0,016

Таблица 16

Коэффициенты сцепления φ рифленых подающих валцов
с древесиной

Порода древе- сины	Влаж- ность, %	Диаметр подающих валцов, мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,48	0,46	0,44	0,42	0,40	0,38	0,36	0,34
	65	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,44	0,41	0,39
Береза	12	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35
	65	0,56	0,54	0,52	0,49	0,47	0,45	0,42	0,40
Дуб	12	0,43	0,41	0,39	0,37	0,36	0,34	0,32	0,31
	65	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35

Таблица 17

Коэффициенты сцепления φ_2 гладких подающих вальцов
с древесиной

Порода древе- сины	Влаж- ность, %	Диаметр подающих вальцов, мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,20	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,29	0,29
	65	0,26	0,27	0,29	0,30	0,32	0,34	0,35	0,35
Береза	12	0,23	0,24	0,25	0,27	0,29	0,30	0,30	0,27
	65	0,27	0,31	0,34	0,36	0,37	0,37	0,35	0,33
Дуб	12	0,25	0,28	0,32	0,35	0,35	0,34	0,31	0,27
	65	0,29	0,35	0,39	0,41	0,41	0,40	0,37	0,33

Таблица 18

Коэффициенты сцепления гусеничных конвейеров с древесиной

Геометри- ческая форма выступов	Коэффициент φ_3 при угле наклона боковых граней рифлей, град.									
	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Клеточные	0,46	0,43	0,41	0,39	0,37	0,34	0,32	0,30	0,27	0,25
Продольные	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,28	0,27	0,26	0,25

Таблица 19

Зависимость шероховатости поверхности пропила от подачи на зуб при продольном пилении круглыми пилами

Высота неров- ностей Rz max, мкм	Максимальная допустимая подача на зуб U_z , мм, для углов φ вых. град., при зубьях пил											
	плоских						разведенных					
	20	30	40	50	60	70	20	30	40	50	60	70
1200	1,8	1,8	1,8	1,8	1,5	1,5	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
800	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2	1,2	1,0	1,0	1,0	1,0	0,8	0,8
500	1,2	1,2	1,2	1,2	0,75	0,75	0,8	0,8	0,8	0,8	0,5	0,5
320	0,45	0,45	0,45	0,45	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1
200	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
100	0,15	0,15	0,15	0,15	-	-	0,1	0,1	0,1	0,1	-	-

Таблица 20

Допустимые длины волн на обработанной поверхности при продольном фрезеровании

Высота неров- ностей Rz max, мкм	Предельная длина волны λ , мм, при диаметре резания D, мм							
	60	80	100	120	140	160	180	200
16	2,0	2,4	2,7	2,9	3,2	3,4	3,6	3,8
32	2,8	3,3	3,7	4,0	4,3	4,7	4,9	5,2
60	4,0	4,7	5,2	5,6	6,2	6,6	7,0	7,4
100	5,2	6,0	6,7	7,3	7,9	8,5	9,0	9,5
200	7,2	8,5	9,5	10,3	11,0	12,0	12,6	13,6

Таблица 21

Значения коэффициентов использования станка $K_{и}$
и производительности $K_{п}$

Наименование оборудования	$K_{и}$	$K_{п}$
Лесопильные рамы	$0,8 \div 0,9$	$0,93 \div 0,97$
Ленточнопильные бревнопильные	$0,9$	$0,8$
Круглопильные и ленточнопильные:		
проходные	$0,9 \div 0,95$	$0,8 \div 0,9$
цикловые	$0,8 \div 0,9$	$0,2 \div 0,6$
Продольно-фрезерные:		
фуговальные с ручной подачей	$0,8 \div 0,93$	$0,5 \div 0,9$
фуговальные с механической подачей	$0,85 \div 0,9$	$0,8 \div 0,9$
рейсмусовые	$0,88 \div 0,99$	$0,8 \div 0,9$
четырёхсторонние	$0,88 \div 0,92$	$0,8 \div 0,9$
Фрезерные	$0,9 \div 0,93$	$0,5 \div 0,8$
Шипорезные:		
рамные односторонние	$0,9 \div 0,95$	$0,5 \div 0,6$
рамные двусторонние	$0,7 \div 0,8$	$0,7 \div 0,75$
ящичные односторонние	$0,9$	$0,5 \div 0,6$
Сверлильные (вертикальные)	$0,93$	$0,3 \div 0,6$
Сверлильно-фрезерные	$0,9$	$0,6 \div 0,7$
Цепно-долбежные	$0,9$	$0,75 \div 0,8$
Шлифовальные:		
ленточные	$0,9$	$0,85$
цилиндрические	$0,85 \div 0,95$	$0,7 \div 0,75$
дисковые	$0,9$	$0,7$

Таблица 22

Множитель m для перехода от касательной силы резания P
к нормальной Q

Процесс резания	Подача на один зуб U_z	Толщина стружки $h_{ср}$, мм	Диаметр сверла D , мм	Значение m для зубьев	
				острых	тупых
Продольное					
пиление	0,2			0,25	0,75
круглой и	0,6			-0,11	0,19
рамной	1,0			-0,16	0,07
пилами					
Продольное					
цилиндри-		0,05		-0,07	1,05
ческое		0,10		-0,13	0,77
фрезерова-		0,15		-0,16	0,58
ние		0,20		-0,18	0,47
		0,30		-0,22	0,34
		0,50		-0,25	0,24
		0,70		-0,27	0,20
Поперечное					
цилиндри-		0,05		0,20	0,64
ческое		0,10		0,08	0,42
фрезерова-		0,15		0,02	0,31
ние		0,20		-0,02	0,24
		0,30		-0,07	0,14
		0,40		-0,11	0,08
Сверление					
			5...8	0,5...0,9	
			9...12	0,7...1,2	
			13...16	1,0...1,5	
			17...25	1,3...2,0	

ВАРИАНТЫ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ

Таблица 23

Варианты заданий к работе N 1

N вари- антов	Исходные данные для расчетов					
	Число зубьев		порода древе- сины	толщина детали Н, мм	число зубьев пилы z	высота неровностей Rz max, мкм
	z15	z16				
1	15	13	сосна	50	36	320
2	15	13	--"---	70	36	200
3	15	13	--"---	90	36	100
4	15	13	--"---	40	48	500
5	15	15	--"---	50	48	320
6	16	15	--"---	60	48	200
7	16	15	--"---	70	48	200
8	16	15	--"---	80	48	800
9	16	15	--"---	90	48	500
10	16	16	дуб	40	60	320
11	17	16	--"---	60	60	200
12	17	16	--"---	70	60	500
13	17	16	--"---	80	60	320
14	17	16	--"---	90	48	320
15	17	17	--"---	50	48	200
16	18	17	--"---	60	48	500
17	18	17	--"---	80	48	320
18	18	18	--"---	90	48	320
19	19	18	сосна	60	36	800
20	19	18	--"---	80	36	500
21	19	18	--"---	90	36	320
22	19	19	--"---	90	48	320
23	20	19	--"---	50	48	500
24	20	19	--"---	90	48	200
25	20	20	--"---	40	60	320

Таблица 24

Варианты заданий к работе N 2

N вари- антов	Исходные данные для расчетов						
	Число зубьев		порода древе- сины	ширина обработ- ки В, мм	толщина припуска Н, мм	число резцов z	высота неровностей Rz max, мкм
	z20	z21					
1	13	24	сосна	300	2,0	2	32
2	13	26	--"---	300	2,5	2	60
3	13	28	--"---	400	1,0	2	100
4	13	30	--"---	400	1,5	2	32
5	13	32	--"---	400	2,0	4	60
6	14	26	--"---	500	1,0	4	100
7	14	28	--"---	500	1,5	4	32
8	14	30	--"---	500	2,0	4	60
9	14	32	береза	300	1,0	2	100
10	14	34	--"---	300	1,5	2	32
11	16	28	--"---	300	2,0	2	60
12	16	30	--"---	300	2,5	2	100
13	16	32	--"---	400	1,0	4	32
14	16	34	--"---	400	1,5	4	60
15	16	36	--"---	400	2,0	4	100
16	16	38	--"---	400	2,5	4	32
17	16	40	--"---	400	2,7	4	60
18	18	32	дуб	200	1,0	2	100
19	18	34	--"---	200	1,5	2	32
20	18	36	--"---	200	1,8	2	60
21	18	38	--"---	200	2,0	2	100
22	18	40	--"---	300	1,0	4	32
23	18	42	--"---	300	1,5	4	60
24	18	44	--"---	300	1,8	4	100
25	18	46	--"---	300	2,0	4	32

Таблица 25

Варианты заданий к работе N 3

N ва- ри- ан- тов	Исходные данные для расчетов								
	Число зубьев эвездочек		Размеры элементов шипового соединения			Число резцов			Высота неров- ностей Rz max, мкм
	z3	z4	ширина проуши- ны Вп, мм	ширина заплечи- ка шипа Вш, мм	глубина проушины длина ши- па L, мм)	пилы зп	торц. фрезы зф	прорез- ного диска зд	
1	58	13	10	-	100	36	-	4	32
2	60	13	15	-	80	38	-	6	60
3	62	14	20	-	80	40	-	8	100
4	64	14	20	-	70	44	-	4	32
5	66	15	20	-	60	36	-	6	60
6	68	15	20	-	50	38	-	8	100
7	70	16	15	-	90	40	-	4	32
8	72	16	15	-	80	44	-	6	60
9	74	16	15	-	70	36	-	8	100
10	58	13	15	-	60	38	-	4	32
11	64	14	10	-	90	40	-	6	60
12	70	16	10	-	80	44	-	8	100
13	60	14	10	-	70	36	-	4	32
14	66	15	-	15	100	38	4	-	60
15	74	16	-	15	90	40	6	-	100
16	72	16	-	15	80	44	8	-	32
17	68	15	-	15	70	36	4	-	60
18	60	13	-	15	60	38	6	-	100
19	70	16	-	15	50	40	8	-	32
20	64	14	-	15	40	44	4	-	60
21	58	13	-	10	100	36	6	-	100
22	60	13	-	10	90	38	8	-	32
23	66	15	-	10	80	40	4	-	60
24	74	16	-	10	70	44	6	-	100
25	72	16	-	10	60	36	8	-	32

Таблица 26

Варианты заданий к работе N 4

N вари- антов	Исходные данные для расчетов					
	Диаметр шкивов, мм			Размеры гнезд		Число резцов z
	D1	D2	D5	длина L, мм	глубина H, мм	
1	280	40	70	40	30	1
2	280	45	80	60	40	2
3	280	50	90	80	50	3
4	280	55	100	50	30	1
5	280	60	110	70	40	2
6	280	65	120	40	50	3
7	280	70	130	60	30	1
8	280	75	140	80	40	2
9	300	40	70	50	50	3
10	300	45	80	40	30	1
11	300	50	90	60	40	2
12	300	55	100	80	50	3
13	300	60	110	50	30	1
14	300	65	120	70	40	2
15	300	70	130	40	50	3
16	300	75	140	60	30	1
17	300	80	80	80	40	2
18	320	40	90	50	50	3
19	320	45	110	70	30	1
20	320	50	100	40	40	2
21	320	55	70	60	50	3
22	320	60	140	80	30	1
23	320	65	130	50	40	2
24	320	70	120	70	50	3
25	320	75	110	40	30	1

Литература

1. Маковский Н.В. и др. Теория и конструкции деревообрабатывающих машин. М., 1990.
2. Амалицкий В.В., Амалицкий В.В. Деревообрабатывающие станки и инструменты: Учеб. для сред. проф. образования. – М.: Академия, 2002. – 400с.
3. Ганapolьский С.Г., Копылов В.В. Определение мощности механизмов резания и подачи деревообрабатывающего станка: Метод. указания к лаб. раб.. – Киров: ВятГУ, 2004. – 26с.