

Глава VI

РАСЧЕТ ЗАЖИМАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

ЭЛЕМЕНТАРНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЗАЖИМАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Принятые обозначения:

- f_0 — коэффициент трения на оси;
- f — коэффициент трения на зажимаемой поверхности, $f = \operatorname{tg} \varphi$;
- $\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на участке прихвата (скос клина) воспринимающем усилие Q ;
- $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f$ — угол трения;
- $\operatorname{tg} \varphi_{1np} = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{d}{D}$ — приведенный коэффициент трения на скосе клина при наличии ролика. Здесь d — диаметр оси, D — диаметр ролика,
- $\varphi_{1np} = \operatorname{arctg} f_{1np}$ — приведенный угол трения.

РЫЧАЖНЫЕ (КУЛАЧКОВЫЕ) ПРИХВАТЫ, ВОСПРИНИМАЮЩИЕ УСИЛИЕ ОТ ТОЛКАЮЩЕГО (ТЯНУЩЕГО) ПЛУНЖЕРА

Для прихвата, показанного на рис. 1. Из равенства моментов сил, действующих на прихват, относительно оси вращения O имеем

$$\Sigma M_o = Ql_1 - Pl - Q'rf_0 = 0$$

или

$$Ql_1 = Pl + Q'rf_0,$$

но

$$Q' = Q + P,$$

тогда

$$Ql_1 = Pl + (Q + P)rf_0 = Pl + Qrf_0 + Prf_0;$$

$$Ql_1 - Qrf_0 = Pl + Prf_0,$$

$$Q(l_1 - rf_0) = P(l + rf_0),$$

из равенства следует

$$Q = P \frac{l + rf_0}{l_1 - rf_0}.$$

Для прихватов, показанных на рис. 2 и 3. Учитывая дополнительно силы трения Qf_1 и Pf в точках, воспринимающих и передающих усилие получили

$$Q = P \frac{l + hf + rf_0}{l_1 - h_1f_1 - rf_0}.$$

При $l_1 \geq l$, $P \geq Q$.

Для прихватов, показанных на рис. 4—6. Для случая I (рис. 4 и 5):

при $l_1 \geq l$

$$Q = P \frac{l + l_3f + 0,96rf_0}{l_1 - l_2f_1 - 0,4rf_0};$$

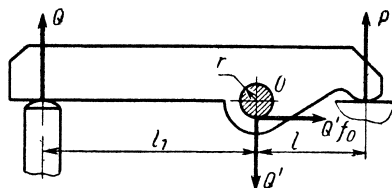


Рис. 1

при $l_1 = l$

$$Q = P \frac{l + l_3 f + 1,41 r f_0}{l - l_2 f_1}$$

Для случая 2 (рис. 6):

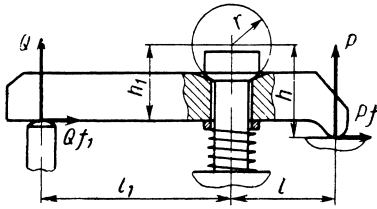


Рис. 2

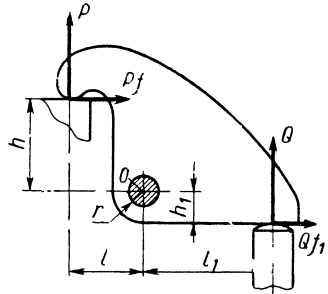


Рис. 3

при $l_1 \geq l$

$$Q = P \frac{l + 0,96 r f_0}{l_1 - 0,4 r f_0};$$

при $l_1 = l$

$$Q = P \frac{l + 1,41 r f_0}{l_1}$$

Для прихвата, показанного на рис. 7, при $l = l_1$

$$Q = P \frac{l + r f + 1,41 r_0 f_0}{l_1 - r_1 f_1}$$

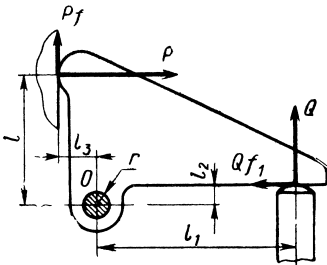


Рис. 4

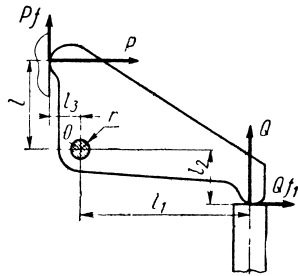


Рис. 5

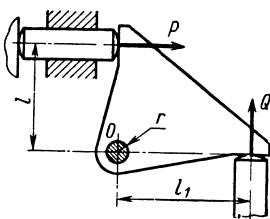


Рис. 6

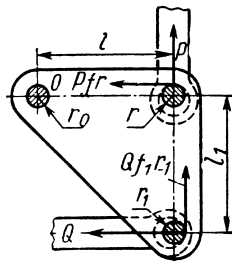


Рис. 7

1. Значения исходного усилия Q в кгс при силе зажима $P = 1$ кгс (см. рис. 1—9)

А. Для прихватов с конструктивным исполнением по рис. 1—7

Коэффициент, учитывающий потери от трения η	$\frac{l_1}{l}$														
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
0,95	0,88	0,75	0,66	0,585	0,525	0,48	0,44	0,405	0,375	0,350	0,33	0,31	0,29	0,28	0,265
0,90	0,925	0,795	0,695	0,62	0,555	0,505	0,465	0,43	0,40	0,37	0,35	0,33	0,31	0,29	0,28
0,85	0,98	0,84	0,735	0,655	0,59	0,535	0,49	0,45	0,42	0,39	0,37	0,35	0,33	0,31	0,295
0,80	1,04	0,895	0,78	0,695	0,625	0,57	0,52	0,48	0,445	0,415	0,39	0,37	0,35	0,33	0,31

Б. Для прихватов с конструктивным исполнением по рис. 8 и 9

Коэффициент, учитывающий потери от трения η	$\frac{l_1}{l}$										
	3	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0
0,95	1,40	1,43	1,45	1,49	1,53	1,58	1,63	1,71	1,80	1,93	2,12
0,90	1,48	1,51	1,54	1,57	1,63	1,67	1,73	1,80	1,90	2,04	2,22
0,85	1,57	1,60	1,63	1,67	1,71	1,76	1,83	1,91	2,02	2,16	2,36
0,80	1,67	1,70	1,73	1,77	1,82	1,88	1,95	2,03	2,14	2,29	2,50

При определении значений исходного усилия Q приняты формулы $Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$ (для рис. 1—7) и $Q = \frac{l+l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$ (для рис. 8 и 9).
Для любого другого значения P табличные данные умножаются на заданную величину силы P .

При практических расчетах исходной величины усилия Q для рассмотренных конструкций (рис. 1—7) может быть применена приближенная и общая для всех случаев формула, в которую введен коэффициент η , учитывающий потери от трения на оси и на участке, воспринимающем и передающем усилие:

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Для прихвата, показанного на рис. 8,

$$Q = P \frac{(l + l_1) + \left(\frac{l + l_1}{l_1} - 1 \right) f_0 r}{l_1 - h f_1},$$

здесь f_1 — коэффициент трения на сферической головке болта.

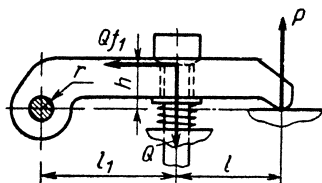


Рис. 8

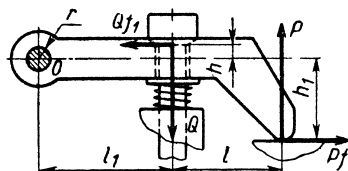


Рис. 9

Для прихвата, показанного на рис. 9,

$$Q = P \frac{(l + l_1) + \left(\frac{l + l_1}{l_1} - 1 \right) f_0 r + h_1 f}{l_1 - h f_1}.$$

Для случаев, показанных на рис. 8 и 9, при заданном коэффициенте η

$$Q = P \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Зажимающая сила P будет всегда меньше исходного усилия Q . Значения Q при силе зажима $P = 1$ кгс приведены в табл. 1.

РЫЧАЖНЫЕ (КУЛАЧКОВЫЕ) ПРИХВАТЫ, ВОСПРИНИМАЮЩИЕ УСИЛИЕ ОТ СКОШЕННОЙ (КЛИНОВОЙ) ПОВЕРХНОСТИ ПЛУНЖЕРА (ШТОКА)

Для прихватов, показанных на рис. 10. Определяя сумму моментов относительно оси, будем иметь

$$\Sigma M_0 = Pl + Pf l_3 + Q l_1 - Q_1 l_2 + Q' f_0 r = 0;$$

$$Q_1 l_2 = Q l_1 + Q' f_0 r + Pl + Pf l_3;$$

$$Q_1 = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi).$$

При $l_2 > l$

$$Q = P \frac{l + l_3 f + 0,96 r f_0}{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) (l_2 - 0,4 r f_0) - l_1}.$$

При $l_2 = l$

$$Q = P \frac{l + l_3 f + 1,41 r f_0}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - l_1}.$$

При практических расчетах исходного усилия Q может быть применена формула

$$Q = P \frac{l}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) - l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Для прихватов, изображенных на рис 11 и 12,

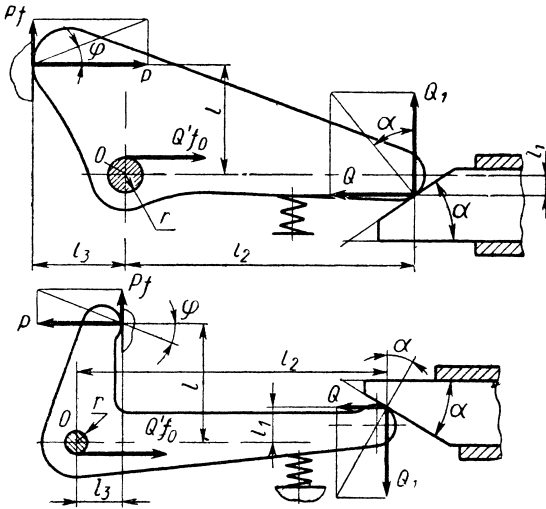


Рис. 10

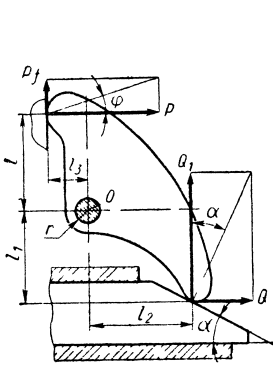


Рис 11

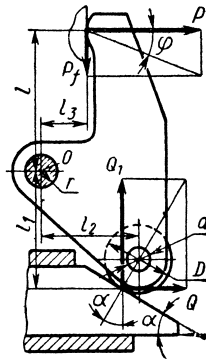


Рис. 12

$$Q_1 = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1).$$

При $l_2 \geq l$

$$Q = P \frac{l + l_3 l + 0,96 r f_0}{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) (l_2 - 0,4 r f_0) + l_1};$$

при $l_2 = l$

$$Q = P \frac{l + l_3 l + 1,41 f_0 r}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + l_1}.$$

Общая упрощенная формула для обоих случаев

$$Q = P \frac{l}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) + l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

(для рис. 12 φ_{1np} — вместо φ_1).

Для прихвата, изображенного на рис. 13,

$$Q_1 = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}); \quad Q' = Q_1 + P_1; \quad P_0 = P \cos \alpha_1 \text{ и } P_1 = P \sin \alpha_1.$$

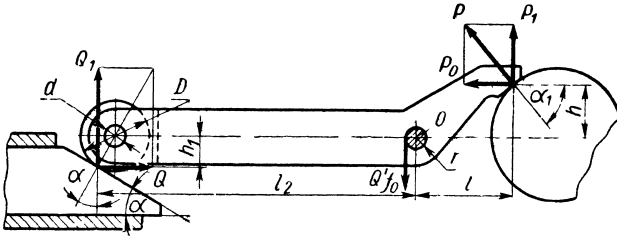


Рис. 13

После подстановки значений Q_1 , Q' , P_0 и P_1

$$Qh_1 = Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) l_2 - (Q_1 + P_1) r f_0 - P \cos \alpha_1 h - P \sin \alpha_1 l;$$

$$Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) l_2 - Q \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) r f_0 - Qh_1 = P \sin \alpha_1 l + P \cos \alpha_1 h + P \sin \alpha_1 r f_0;$$

$$Q [\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) l_2 - \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) r f_0 - h_1] = P (l \sin \alpha_1 + r \sin \alpha_1 f_0 + h \cos \alpha_1);$$

$$Q = P \frac{(l + r f_0) \sin \alpha_1 + h \cos \alpha_1}{\operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) (l_2 - r f_0) - h_1}.$$

Для безроликовой конструкции приведенный угол трения φ_{1np} следует заметить на основной угол трения φ_1 .

Для практического расчета усилия Q можно применить формулу

$$Q = P \frac{l \sin \alpha_1 + h \cos \alpha_1}{l_2 \operatorname{ctg} \alpha - h_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Значения усилия Q при силе зажима $P = 1$ кгс для конструкций, показанных на рис. 10—13, находят по табл. 2.

2. Значения исходного усилия Q (кгс) при силе зажима $P = 1$ кгс

Рис.	Коэффициент, учитывающий потери от трения η	Формула определения значения Q	$\frac{l_2}{l}$					
			2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0
10	0,95—0,90	$P \frac{l}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) - l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$ $l_1 = 0,2l$	0,10	0,11	0,12	0,14	0,165	0,20
	0,85—0,80		0,11	0,12	0,14	0,16	0,185	0,22
11	0,95—0,90	$P \frac{l}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_1) + l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$	$l = l_1 = l_2$					
	0,85—0,80		0,16 кгс 0,18 кгс					

Рис.	Коэффициент, учитывающий потери от трения η	Формула определения значения Q	$\frac{l_2}{l}$					
			2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0
12	0,95—0,90 0,85—0,80	$P \frac{1}{l_2 \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_{1np}) + l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$	$l = l_1 = l_2$					
			0,13 кгс 0,14 кгс					
13	0,95—0,90 0,85—0,80	$P \frac{l \sin \alpha_1 + h \cos \alpha_1}{l_2 \operatorname{ctg} \alpha - h_1} \cdot \frac{1}{\eta}$ $h = h_1 = \frac{l}{2}$	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14
			0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,16

Примечание. При расчетах принято: угол скоса $\alpha = 5^\circ$; угол трения на скосе клина $\varphi_1 = 5^\circ$; приведенный угол трения $\varphi_{1np} = 0,5\varphi_1$ $\alpha_1 = 30^\circ$. Для другого значения силы P данные из таблицы умножают на заданную величину силы P .

Г-ОБРАЗНЫЙ ПРИХВАТ

Зависимость между силой зажима P (рис. 14) и осевым усилием Q определяют из равенства моментов относительно точки O , т. е. $Ql = \frac{2}{3}NH$. В этом равенстве нормальные силы (реакции) N представляют собой равнодействующие сил, стремящихся перекосить прихват под действием осевого усилия Q .

По закону силовых треугольников, равнодействующие N приложены к прихвату на расстоянии, равном $\frac{H}{3}$ от вершины треугольника.

Таким образом, из указанного равенства моментов следует $N = \frac{3}{2} \cdot \frac{l}{H} Q$. С другой стороны, усилие $Q = P + F$, где F — сила трения, относящаяся к направляющей части прихвата.

В рассматриваемом случае $F = 2Nf$, f — коэффициент трения на направляющей поверхности прихвата. Подставляя в это равенство значения N , получим $F = 3Q \frac{l}{H} f$, но $P = Q - F$, следовательно, $P = Q \left(1 - 3 \frac{l}{H} f\right)$. С учетом сопротивления q пружины

$$P = (Q - q) \left(1 - 3 \frac{l}{H} f\right).$$

Для достижения необходимого осевого усилия Q с применением затягивающей гайки необходимый момент составит

$$M = \frac{Q + q}{2} \left[d_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} f_r \right],$$

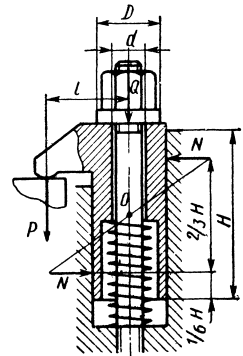


Рис. 14

$$\text{Здесь } Q = \frac{P}{1 - 3 \frac{l}{H} f};$$

d_{cp} — средний диаметр резьбы;
 α — угол наклона резьбы;

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi d_{cp}};$$

$\operatorname{tg} \varphi$ — коэффициент трения в резьбе;

f_T — коэффициент трения на торце гайки.

Зависимость между Q и P показана на графике рис. 15.

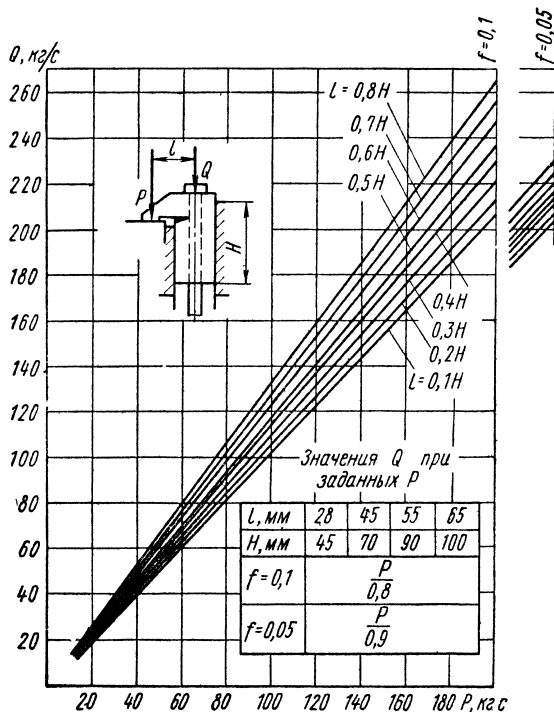


Рис. 15. Зависимость между заданной силой прижима P и усилием Q , приложенным к захвату

ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЕ КУЛАЧКИ

Требуемая величина осевого усилия P , стягивающего кулачки (рис. 16)

$$P = M_{\kappa} \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + 1,07f \cos \frac{\alpha}{2}}{\left(1 + 1,07 \cos \frac{\alpha}{2}\right) D_0 f} + q, \quad (1)$$

где M_{κ} — крутящий момент, сообщаемый заготовкой;
 f — коэффициент трения на зажимаемой поверхности;
 q — сопротивление пружины.

Момент M_2 , приложенный к гайке, необходимый для получения осевого усилия P , будет

$$M_2 = P \left[R_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} f_T \right], \quad (2)$$

где R_{cp} — средний радиус резьбы,
 φ — угол трения в резьбе;
 f_T — коэффициент трения на торце гайки.

Подставляя значение P , выраженное через момент M_2 , из формулы (2) в формулу (1) и преобразовывая формулу (1), находят зависимость между моментами M_K и M_2 :

$$M_2 = \left[M_K \frac{\sin \frac{\alpha}{2} + 1,07 \cos \frac{\alpha}{2}}{\left(1 + 1,07 \cos \frac{\alpha}{2}\right) D_0 f} + q \right] \times \left[R_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} f_T \right].$$

При угле обхвата $\alpha = 30^\circ$ и коэффициенте трения $f = 0,1$

$$M_2 = \left(1,78 \frac{M_K}{D_0} + q \right) \left[R_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} f_T \right].$$

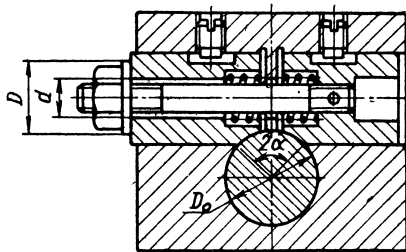


Рис. 16

КЛИНОВЫЕ УСТРОЙСТВА

С клином одностороннего действия. Элементарная зависимость между усилием Q , приложенным к клину, и давлением P клинового скоса (рис. 17) без учета сил трения составит

$$Q = P \operatorname{tg} \alpha.$$

Для реального механизма (рис. 18) величина усилия Q , обеспечивающая

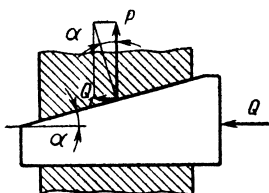


Рис. 17

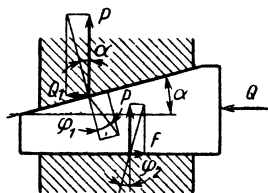


Рис. 18

силу P , с учетом трения (на направляющей поверхности и на скосе) составит

$$Q = Q_1 + F, \quad (3)$$

где Q_1 — усилие приложенное к клину, учитывающее трение на скосе;
 F — сила трения, возникающая на направляющей поверхности клина.

Из схемы следует $Q_1 = P \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$; $F = P \operatorname{tg} \varphi_2$. После подстановки в равенство (3) получаем

$$Q = P [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]. \quad (4)$$

В этом равенстве $\operatorname{tg} \varphi_1$ характеризует коэффициент трения на наклонной поверхности клина, а $\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на его направляющей части.

При $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ допускается принимать

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi).$$

С клином двустороннего действия (рис. 19). Усилие Q , необходимое для получения на каждом скосе зажимающей силы P , составит:

без учета силы трения на скосах клиньев при $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$

$$Q = 2P \operatorname{tg} \alpha;$$

при $\alpha_1 \neq \alpha_2$

$$Q = P (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2);$$

с учетом силы трения на скосах при $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$

$$Q = 2P \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

при $\alpha_1 \neq \alpha_2$

$$Q = P [\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi)],$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} f$ — угол трения;

f — коэффициент трения на скосах клиньев.

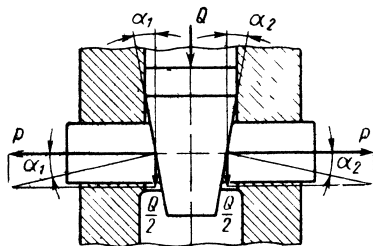


Рис. 19

КЛИНОПЛУНЖЕРНЫЕ УСТРОЙСТВА

С двухопорным плунжером. Из статического равновесия системы (рис. 20) следует

$$Q_1 = N'; \quad P' = P - F'; \quad F' = N' \operatorname{tg} \varphi'_s,$$

заменяя во втором равенстве F' его выражением, получим

$$P' = P - N' \operatorname{tg} \varphi'_s$$

или

$$P' = P - Q_1 \operatorname{tg} \varphi'_s. \quad (5)$$

По аналогии из формулы (4) следует, что $P = Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_1) + \operatorname{tg} \varphi'_2}$, но $Q_1 = P \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_1)$.

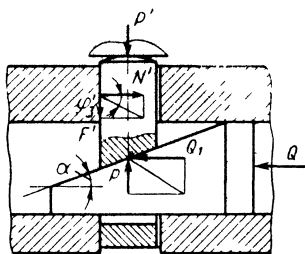


Рис. 20

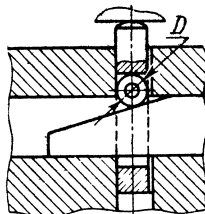


Рис. 21

После замены P и Q_1 их значениями и преобразования найдем

$$Q = P' \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_1) + \operatorname{tg} \varphi'_2}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_1) \operatorname{tg} \varphi'_2}, \quad (6)$$

где N' — нормальная сила, образованная действием усилия Q_1 ;
 F' — сила трения на направляющей поверхности плунжера;
 $\varphi'_s = \operatorname{arctg} f'_s$ — угол трения, а f'_s — коэффициент трения.

Случай с применением опорного ролика на плунжере (рис. 21). Расчетная формула (6) примет вид

$$Q = P' \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi'_2}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_{1no}) \operatorname{tg} \varphi'_3}, \quad (7)$$

где

$$\operatorname{tg} \varphi'_{1np} = \operatorname{tg} \varphi'_i \frac{d}{D}; \quad \varphi'_{1np} = \operatorname{arctg} f' \frac{d}{D}.$$

Случай с применением двух опорных роликов (рис. 22):

$$Q = P' \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi'_{2np}}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_{1np}) \operatorname{tg} \varphi'_3}; \quad (8)$$

$$\operatorname{tg} \varphi'_{2np} = \operatorname{tg} \varphi'_j \frac{d}{D}; \quad \varphi'_{2np} = \operatorname{arctg} f' \frac{d}{D}.$$

С одноопорным плунжером. Рассуждая, как и в предыдущем случае, будем иметь (рис. 23):

$$Q_1 = 2N''; \quad P'' = P - 2F''; \quad F'' = N'' \operatorname{tg} \varphi''_3.$$

В последнем равенстве через $\operatorname{tg} \varphi''_3$ выражен коэффициент трения направляющей поверхности плунжера, следовательно $P'' = P - Q_1 \operatorname{tg} \varphi''_3$.

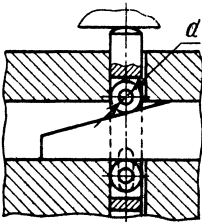


Рис. 22

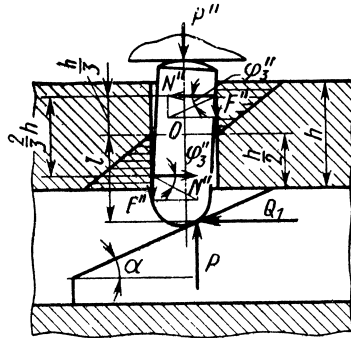


Рис. 23

После подстановки в это равенство значений P и Q_1 получим

$$P'' = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_i) \operatorname{tg} \varphi''_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_i) + \operatorname{tg} \varphi''_3}. \quad (9)$$

Учитывая реальные условия работы одноопорного плунжера—его перекося под действием силы Q_1 , следует при определении действительной величины выходного усилия P'' ввести в формулу (9) поправочный коэффициент K , учитывающий влияние перекося, после чего формула примет следующий вид:

$$P'' = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_i) \operatorname{tg} \varphi''_3}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_i) + \operatorname{tg} \varphi''_3} K$$

или

$$Q = P'' \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_i) + \operatorname{tg} \varphi''_3}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'_i) \operatorname{tg} \varphi''_3 K}. \quad (10)$$

Выражение $\operatorname{tg} \varphi''_3 K$ характеризует приведенный коэффициент трения. Он определяется из условия, при котором под действием силы Q_1 плунжер, передающий

усилие, перекашивается, стремясь повернуться вокруг точки O . Равнодействующие этих сил N'' от действующих на плунжер нормальных сил по закону силовых треугольников будут располагаться каждая на расстоянии $\frac{h}{3}$ от вершин треугольников.

При условии $Q_1 = 2N''$, их моменты относительно точки O будут равны, т. е. $Q_1 l = 2N'' \frac{h}{3}$, заменив N'' силой трения F'' , получим

$$Q_1 l = 2 \frac{F''}{\operatorname{tg} \varphi_s''} \cdot \frac{h}{3},$$

откуда

$$2F'' = Q_1 \frac{3l}{h} \operatorname{tg} \varphi_s''$$

или

$$\frac{3l}{h} \operatorname{tg} \varphi_s'' = 2 \frac{F''}{Q_1}.$$

Выражение $\frac{3l}{h} \operatorname{tg} \varphi_s''$ является приведенным коэффициентом трения, в котором в целях упрощения $\frac{3l}{h}$ обозначим буквой K [см. формулу (10)].

С применением опорного ролика на плунжере (рис. 24) расчетная формула (10) примет вид

$$Q = P'' \frac{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}'') + \operatorname{tg} \varphi_s''}{1 - \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}'') \operatorname{tg} \varphi_s'' K} \quad (11)$$

В этом равенстве значение $\operatorname{tg} \varphi_{1np}''$ то же, что $\operatorname{tg} \varphi_{1np}'$ в формуле (7).

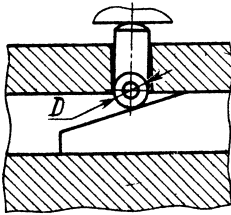


Рис 24

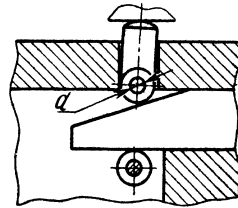


Рис 25

С применением двух опорных роликов (рис. 25)

$$Q = P'' \frac{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}'') + \operatorname{tg} \varphi_{snp}''}{1 - \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}'') \operatorname{tg} \varphi_{snp}''} \quad (12)$$

Значение $\operatorname{tg} \varphi_{snp}''$ то же, что $\operatorname{tg} \varphi_{snp}'$ в формуле (8).

Для упрощения расчета силы Q по формулам (6), (7), (8), (10) и (11), (12) значения знаменателей в этих формулах могут быть выражены через коэффициент η . В этом случае они могут быть заменены формулой с подстановкой конкретных углов

$$Q = P [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] \frac{1}{\eta}.$$

Значения коэффициента η приведены в табл. 3.

3. Значение η

α°	$\text{tg } \varphi_s; \text{ tg } \varphi_{сп}; \text{ tg } \varphi_{сК}$			
	0,05	0,10	0,20	0,30
3 5	0,99	0,99—0,97	0,98—0,95	0,98—0,94 0,97—0,92
10 15	0,99—0,98	0,98—0,97 0,97—0,96	0,96—0,93 0,94—0,91	0,94—0,90 0,91—0,87
20	0,98—0,97	0,96—0,94	0,92—0,89	0,89—0,84

ЭКСЦЕНТРИК КРУГЛЫЙ

Эксцентрикковые зажимы по сравнению с резьбовыми являются быстродействующими, хотя по силе зажима значительно уступают им. Эксцентрикковые зажимы с обычными стандартными рукоятками развивают силу зажима, превышающую усилие, приложенное на рукоятке, в 10—15 раз.

Отношение длины рукоятки к радиусу эксцентрика не превышает 5—6; в винтовых зажимах с применением ключа оно достигает 12—15-кратной величины среднего диаметра резьбы. Благодаря простоте изготовления круглые эксцентрики широко применяют в зажимающих механизмах приспособлений.

К недостаткам круглого эксцентрика (рис. 26) относится непостоянство угла α , подъема его кривой, вследствие чего зажимающее усилие возрастает непропорционально углу поворота. Зажимающий ход круглого эксцентрика при повороте на 90° равняется величине эксцентриситета.

Допуск δ на размер заготовки не должен превышать величину эксцентриситета e . Для надежного закрепления заготовки рекомендуется принимать эксцентриситет $e \geq 1 - 1,5\delta$.

Круглые эксцентрики следует проектировать самотормозящими во избежание отхода в процессе зажима. Это условие может быть соблюдено при правильном соотношении диаметра эксцентрика и эксцентриситета. Отношение диаметра D к эксцентриситету e является характеристикой эксцентрика. В зависимости от величины коэффициента трения характеристика может изменяться.

В практике проектирования эксцентриков принято считать, что при коэффициенте трения $f=0,1$ (угол трения $5^\circ 43'$) $\frac{D}{e} \geq 20$, при $f=0,15$ (угол трения $8^\circ 30'$) $\frac{D}{e} \geq 14$. Таким образом, самоторможение обеспечивается условием, при котором f всегда должно быть больше $\text{tg } \alpha$.

При одинаковых размерах эксцентрика с характеристикой $\frac{D}{e} \geq 14$ обеспечивают больший зажимающий ход, чем при $\frac{D}{e} \geq 20$. Самоторможение у таких эксцентриков начинается при угле $\beta = 40^\circ$, если $f \geq 0,1$.

Величина усилия зажима Q , развиваемого круглым эксцентриком, зависит от диаметра эксцентрика, угла подъема α (в момент зажима), величины момента на рукоятке и коэффициентов трения на участке зажима и на оси эксцентрика.

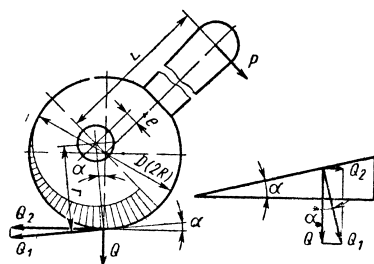


Рис. 26

Рассматривая систему эксцентрика в статическом состоянии (при зажиме), получим равенство моментов

$$PL = Q_1 r; \quad r = \frac{R + e \sin \beta}{\cos \alpha}; \quad \alpha^\circ = \arctg \frac{e \cos \beta}{R + e \sin \beta},$$

где Q_1 — усилие, развиваемое эксцентриком под действием силы P , приложенной к рукоятке, направленное перпендикулярно к прямой, опущенной из центра вращения к точке зажима.

Составляющими этого усилия являются сила зажима Q и сила Q_2 , стремящаяся сдвинуть заготовку: $Q_2 = Q_1 \cos \alpha$; после замены в равенстве моментов Q_1 через Q_2 выражение примет вид

$$PL = Q_2 \frac{1}{\cos \alpha} r, \quad \text{откуда} \quad Q_2 = P \frac{L}{r} \cos \alpha.$$

Рассматривая действие эксцентрика, как действие одностороннего клина, получим силу зажима Q без учета потерь от трения

$$Q = Q_2 \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Если учесть потери от трения на участке зажима и на оси вращения и выразить их соответственно через тангенсы углов трения, то сила зажима будет

$$Q = Q_2 \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

Заменяя Q_2 его выражением получим следующее равенство

$$Q = P \frac{L}{r} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \cos \alpha.$$

Учитывая, что значение $\cos \alpha$ при наибольшем угле подъема кривой ($\alpha = 5^\circ 43'$, $\operatorname{tg} \alpha = 0,1$) будет равно 0,995, т. е. почти единице, им можно пренебречь. Тогда

$$Q = PL \frac{1}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r},$$

откуда необходимый момент ($M = PL$) на рукоятке составит

$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где r — расстояние от оси вращения до точки соприкосновения эксцентрика с зажимаемой поверхностью;

R — радиус эксцентрика;

β — угол поворота эксцентрика при зажиме;

$\operatorname{tg} \varphi_1$ и $\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициенты трения соответственно на зажимающей поверхности и оси эксцентрика.

Величины моментов на рукоятке эксцентрика, необходимых для получения заданной силы зажима, приведены в табл. 4.

4. Моменты (в кгс·мм) на рукоятке эксцентрика, требуемые для получения силы зажима Q^*

D в мм	Сила зажима Q в кгс						
	50	75	100	125	150	175	200
40	270	405	550	680	815	955	1085
50	340	510	680	855	1020	1200	1365
60	410	615	815	1020	1220	1430	1680
70	480	720	960	1200	1435	1680	1915

* При $\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = 0,2$ и $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0,05$.

После подстановки значения J равенство примет вид

$$P_1 = 0,375 \frac{ED^3 S f z}{l^3} \left(0,0174 \frac{\alpha_1}{2} + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 - 229,88 \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right),$$

где α_1 — угол сегмента лепестка цанги (в град);

D — наружный диаметр лепестков цанги;

S — толщина лепестка цанги.

При существенно различных по величине диаметрах заготовки на участке зажима и на участке приложения силы резания сила зажима P_2 выразится зависимостью

$$P_2 = \frac{1}{f} \sqrt{\frac{M^2}{r^2} + q^2 K},$$

где $M = P_z r_1$ — момент резания;

r_1 — расстояние от оси до точки приложения силы резания;

r — радиус заготовки на участке зажима;

P_z — сила резания, стремящаяся повернуть заготовку относительно цанги;

q — составляющая часть усилия, приложенного при резании, сдвигающая заготовку вдоль оси;

$K = 1,5 \div 2,0$ — коэффициент запаса.

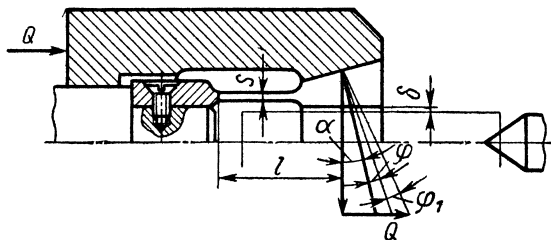


Рис. 29

Установка заготовки с осевым упором (рис. 29). Осевое усилие Q , необходимое для затягивания цанги, обеспечивающее силу зажима P_2 , составит

$$Q = (P_1 + P_2) [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

Значения P_1 , P_2 и $\operatorname{tg} \varphi$ те же, что и в предыдущем случае; $\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения для поверхности цанги, соприкасающейся с заготовкой.

В случае упора торца цанги в неподвижную плоскость K (рис. 30), появляется сила трения $Q f_2^*$ или $Q \operatorname{tg} \varphi_2$. В этом случае в формулу подставляют $\operatorname{tg} \varphi_2$ вместо $\operatorname{tg} \varphi_1$. Значение $\operatorname{tg} \varphi_2$ можно принять равным $\operatorname{tg} \varphi_1$.

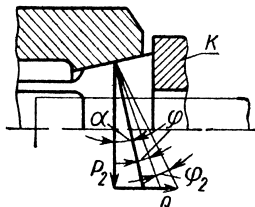


Рис. 30

ВТУЛКА КОНИЧЕСКАЯ РАЗРЕЗНАЯ

Зависимость между зажимающей силой P и затягивающим усилием Q (рис. 31) та же, что и для соответствующих сил клина одностороннего действия, т. е.

$$Q = P [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1],$$

здесь φ — угол трения на конусной поверхности;

φ_1 — угол трения на зажимающей поверхности.

* f_2 — коэффициент трения на торце цанги

Для определения необходимой величины осевого усилия Q в зависимости от силы резания P_z надо, чтобы момент резания M_p был не более момента

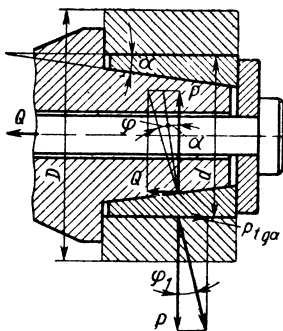


Рис. 31

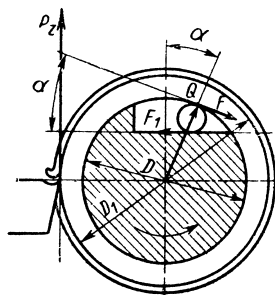


Рис. 32

кручения M_k , образованного зажимом заготовки, т. е. $M_p \leq M_k$ или $P_z \frac{D}{2} \leq P \frac{d}{2}$, откуда $P = P_z \frac{D}{d}$, следовательно,

$$Q = P_z \frac{D}{d} [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

Введя в равенство коэффициент надежности K , учитывающий повышение силы резания P_z в случае затупления инструмента, получим следующую формулу:

$$Q = P_z \frac{D}{d} K [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

ОПРАВКА С ЗАКЛИНИВАЮЩИМСЯ РОЛИКОМ

Требуемый момент для закрепления при заданном усилии P_z :

$$M = P_z \frac{D_1}{2}.$$

Усилие зажима, сообщаемое одним роликом в момент закрепления, будет

$$Q = 2 \frac{M}{D \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

следовательно,

$$Q = P_z \frac{D_1}{D \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

При нескольких зажимающих роликах

$$Q = P_z \frac{D_1}{D \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} n},$$

где n — число роликов.

При заклинивании образуются две силы трения: F — в месте касания ролика с заготовкой и F_1 — в месте соприкосновения ролика с плоскостью оправки (рис. 32). Следовательно, условию заклинивания должно отвечать равенство, при котором угол заклинивания

$$\alpha < \varphi + \varphi_1.$$

где ϕ — угол трения между роликом и заготовкой;

ϕ_1 — угол трения между роликом и оправкой.

Практически можно принимать $\phi = \phi_1$, значение угла α выбирают в пределах $5-7^\circ$; D — диаметр оправки; D_1 — диаметр заготовки.

ОПРАВКА С ЗАКРЕПЛЕНИЕМ ТОРЦОВ

Момент M_1 на зажимающем торце шайбы (рис. 33), исключая проверку заготовки под действием силы резания P_z , должен быть больше момента M_2 , возникающего от силы резания, т. е. $M_1 \geq M_2$, где $M_1 = Q \frac{D+d}{4} f$;

$M_2 = P_z \frac{D_1}{2}$, следовательно, $Q \frac{D+d}{4} f \geq P_z \frac{D_1}{2}$.

Из этого выражения получим необходимое условие затягивания

$$Q = 2P_z \frac{D_1}{(D+d)f}.$$

Для обеспечения надежного закрепления в формулу введем коэффициент запаса K , учитывающий затупление инструмента:

$$Q = 2P_z K \frac{D_1}{(D+d)f}$$

или

$$Q = 4P_z K \frac{R}{(D+d)f},$$

здесь f — коэффициент трения между шайбой и заготовкой;

D_1 — диаметр обрабатываемой заготовки;

$K = 1,5 \div 2,0$.

РЕЗЬБОВЫЕ ЗАЖИМЫ

Резьбовое звено. Момент, приложенный к винту, необходимый для сообщения зажимающей силы Q :

$$M_p = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}),$$

где d_{cp} — средний диаметр резьбы;

α — угол подъема резьбы, $\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi d_{cp}}$;

t — шаг резьбы;

$\operatorname{tg} \varphi_{np}$ — приведенный коэффициент трения для заданного профиля резьбы,

$$\operatorname{tg} \varphi_{np} = \frac{f}{\cos \beta};$$

здесь f — коэффициент трения на плоскости;

β — половина угла при вершине профиля витка резьбы.

Для треугольной резьбы (ГОСТ 9150—59) $\beta = 30^\circ$, для трапецидальной резьбы (ГОСТ 9484—60) $\beta = 15^\circ$.

Значения M_p при заданных коэффициентах трения приведены в табл. 5.

б. Значения моментов M_p при заданных коэффициентах трения $\operatorname{tg} \varphi_{np}$

d_H	d_{cp}	t	α	$\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np})$		$M_p = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np})$	
				$\operatorname{tg} \varphi_{np} = 0,1$	$\operatorname{tg} \varphi_{np} = 0,15$	$\operatorname{tg} \varphi_{np} = 0,1$	$\operatorname{tg} \varphi_{np} = 0,15$
в мм							
8	7,188	1,25	3°10'	0,1536	0,2071	0,552Q	0,744Q
12	10,863	1,5	2°56'	0,1521	0,2028	0,826Q	1,10 Q
16	14,701	2,0	2°30'	0,1444	0,1950	1,061Q	1,433Q
20	18,376	2,5	2°30'	0,1444	0,1950	1,327Q	1,791Q

Обозначения: d_H — номинальный диаметр резьбы.

Дополнительный момент M_T , приложенный к винту, необходимый для преодоления трения на торце винта. Торец винта плоский кольцевой (рис. 34).

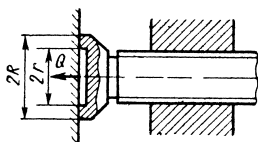


Рис. 34

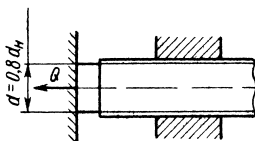


Рис. 35

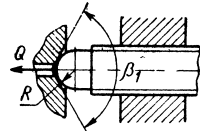


Рис. 36

Момент M_T , преодолевающий трение на торце, определяют через давление q , действующее на зажимаемую поверхность:

$$q = \frac{Q}{\pi (R^2 - r^2)}.$$

Момент силы трения на кольцевой элементарной площади шириной dr :

$$dM_{T1} = 2\pi q f \rho^2 dr;$$

$$M_{T1} = 2\pi q f \int_r^R \rho^2 d\rho = 2\pi q f \frac{R^3 - r^3}{3};$$

$$M_{T1} = \frac{2}{3} Q \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f.$$

Торец винта плоский сплошной (рис. 35). В этом случае принимают $r=0$, тогда из предыдущего равенства будем иметь

$$M_{T2} = \frac{2}{3} QRf,$$

где f — коэффициент трения на торце винта.

Торец винта сферический. Момент трения, вызываемый давлением сферического торца на конусное гнездо, составит (рис. 36)

$$M_{T3} = NBf,$$

здесь $N = Q \frac{1}{\sin \frac{\beta_1}{2}}$ — нормальное давление на поверхность гнезда от осевого усилия Q ;

$B = R \cos \frac{\beta_1}{2}$ — расстояние (плечо) от оси винта до линии контакта сферического торца с поверхностью гнезда; f — коэффициент трения на торце. Подставляя в формулу момента значения N и B , последняя примет вид

$$M_{T_3} = QR \frac{\cos \frac{\beta_1}{2}}{\sin \frac{\beta_1}{2}} f$$

или

$$M_{T_3} = QR \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} f.$$

Полный момент $M_{об}$, приложенный к винту, необходимый для передачи заданной силы.

Для винта с плоским кольцевым торцом

$$M_{об} = M_p + M_{T_1} = Q \left[\frac{d_{ср}}{2} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right].$$

Для винта с плоским сплошным торцом

$$M_{об} = M_p + M_{T_2} = Q \left[\frac{d_{ср}}{2} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + \frac{d}{3} f \right].$$

Для винта со сферическим торцом, опирающимся на конусное гнездо

$$M_{об} = M_p + M_{T_3} = Q \left[\frac{d_{ср}}{2} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{np}) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} f \right].$$

Для винта со сферическим торцом потери от трения (на торце) практически малы. В этом случае полный момент $M_{об}$ будет равен моменту M_p , приложен-

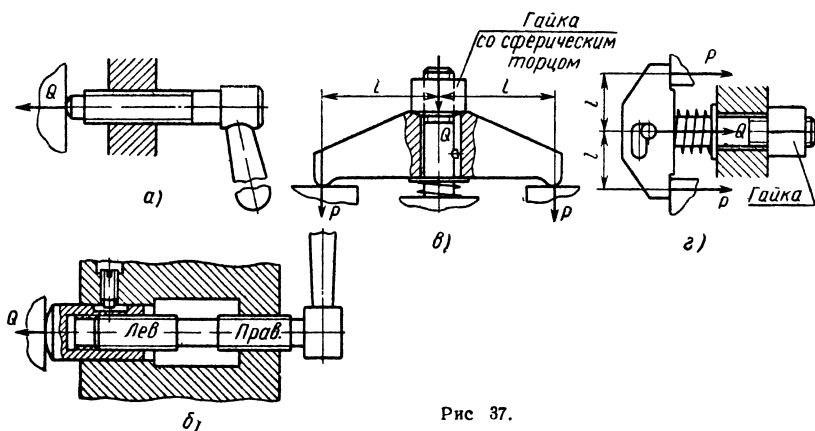


Рис 37.

ному к резьбовому звену, так как касание с зажимаемой поверхностью будет происходить только в месте контакта (по кольцу). С приработкой площадь касания будет возрастать и увеличивать потери на трение.

Значения полных моментов $M_{об}$ для резьбовых зажимов приведены в табл. 6, а формулы для их определения — в табл. 7.

6. Значения полных моментов $M_{об}$ в кгс·мм для резьбовых зажимов (с метрической резьбой по ГОСТу 9150—59)

Коэффициент трения f	рис. 34								рис. 35								рис. 36		
	$M_{об} = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right]$								$M_{об} = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{d}{3} f \right]$								$M_{об} = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta_1'}{2} f \right]$ (при $\beta_1 = 120^\circ$ и $R = 1,2d_H$)		
	8		12		16		20		8		12		16		20		8	12	16
	$R - r$								d								R		
7-4	9-5	9-6	12-7	12-8	15-9	15-10	19-12	2	3	5	8	8	10	10	15	5	7	8,5	
0,1	1,12Q	1,26Q	1,58Q	1,80Q	2,10Q	2,28Q	2,59Q	2,90Q	0,62Q	0,65Q	0,99Q	1,09Q	1,33Q	1,39Q	1,66Q	1,83Q	0,84Q	1,23Q	1,55Q
0,15	1,40Q	1,61Q	1,96Q	2,28Q	2,58Q	2,90Q	3,22Q	3,69Q	0,65Q	0,70Q	1,07Q	1,23Q	1,46Q	1,56Q	1,83Q	2,08Q	0,99Q	1,43Q	1,80Q

7. Формулы для определения полных моментов $M_{об}$ для резьбовых зажимов прямого действия

Рис	Формула	Рис.	Формула
37, а	$M_{об} = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$	37, в	$M_{об} = (2P + q) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta_1'}{2} f \right]$ $P = \frac{Q - q}{2}$
37, б	$M_{об} = Q d_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})$	37, г	$M_{об} = (2P - q) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right]$ $P = \frac{Q - q}{2}$
Обозначения: q — сопротивление пружины			

МНОГОЗВЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЗАЖИМАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

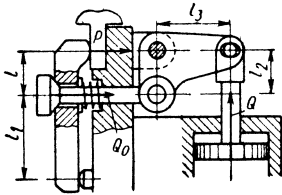
ЗАЖИМАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА С СИЛОБРАЗУЮЩИМИ ЗВЕНЬЯМИ ТОЛКАЮЩЕГО (ТЯНУЩЕГО) ДЕЙСТВИЯ

Обозначения: q — сопротивление пружины в кгс;

$$T = 1 - \frac{3l_0}{H} f_2$$

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

Передача зажимающего усилия через промежуточные звенья (прихваты и кулачки)



$$Q = \left(P \frac{l + l_1}{l_1} + q \right) \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = Q_0 \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где

$$Q_0 = P \frac{l_1}{l + l_1} + q,$$

здесь η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звеньях зажимающего прихвата.

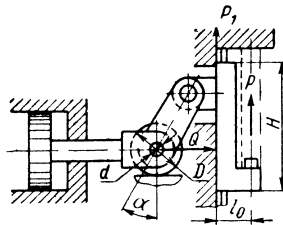
Для условия, при котором $Q \leq P$, надо, чтобы

$$l_1 \geq l \text{ и } \frac{l_2}{l_3} \geq 2.$$

Коэффициенты передачи усилия при $\frac{l_2}{l_3} = 2$ имеют следующие значения

$\frac{l_1}{l}$	1	1,5	2
$\frac{P}{Q}$	1	0,8	0,67

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = \frac{P}{T} \left[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \frac{d}{D} \right]$$

или

$$Q = P_1 \left[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \frac{d}{D} \right],$$

где

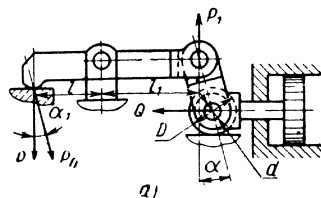
$$P_1 = P \frac{1}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2}$$

$\beta = \arcsin f_0$ — дополнительный угол к углу α , учитывающий потери от трения на осях;

f_0 — коэффициент трения;

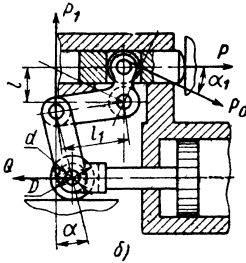
$\operatorname{tg} \varphi$ — коэффициент трения на опорной поверхности ролика;

f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности ползуна



а)

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = P \left[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \frac{d}{D} \right] \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = P_1 \left[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \frac{d}{D} \right],$$

где

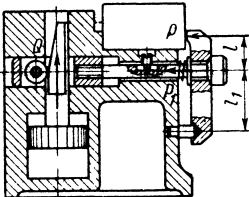
$$P_1 = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

При заданном усилии P_0

$$Q = P_0 \left[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi \frac{d}{D} \right] \times \\ \times \frac{l}{l_1} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\eta};$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене рычага (эскиз а), или для промежуточного рычага (эскиз б).

Значения β и $\operatorname{tg} \varphi$ те же, что и в предыдущем случае



$$Q = \left(P \frac{l}{l_1 \eta} + q \right) \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = P_1 \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \frac{1}{\eta},$$

где

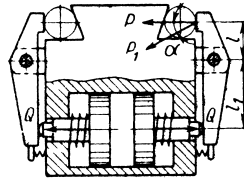
$$P_1 = P \frac{l}{l_1} + q;$$

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирах прихвата:

$$\operatorname{tg} \varphi_{1np} = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{d}{D};$$

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения в направлении штока

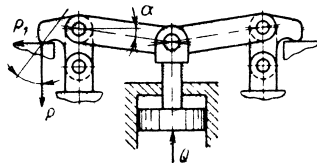


$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta} + 2q$$

или при заданном значении P_1

$$Q = P_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{\cos \alpha}{\eta} + 2q,$$

где η — коэффициент, учитывающий потери от трения на осях прихватов



$$Q = 2P \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \operatorname{tg} \alpha_1$$

или

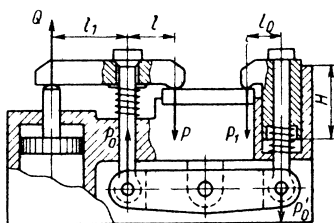
$$Q = 2P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta),$$

где

$$P_1 = P \operatorname{tg} \alpha_1;$$

$\beta = \arcsin f_0$ — дополнительный угол к углу α , учитывающий потери от трения на осях

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad P_0 = P \frac{l+l_1}{l_1} - q$$

или, выражая через Q , получим $P_0 = Q \frac{l+l_1}{l} \eta - q$. С другой стороны, $P'_0 = P_0 \eta_H$ (при равенстве плеч нижнего коромысла), тогда

$$Q = \left(\frac{P'_0}{\eta_H} + q \right) \frac{l}{l+l_1} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где

$$P'_0 = P_1 \frac{1}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2} + q,$$

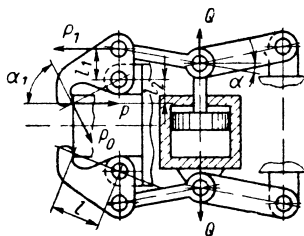
откуда

$$l_0 = \left(1 - \frac{P_1}{P'_0 - q_1} \right) \frac{H}{3f_2};$$

q и q_1 — сопротивление пружин, f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности Г-образного прихвата;

η_H — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирах коромысла;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене верхнего прихвата



$$Q = P \frac{l_2}{l_1} \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \frac{1}{\eta}$$

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

или

$$Q = P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta),$$

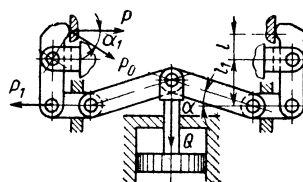
где

$$P_1 = P \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

При заданном усилии P_0

$$Q = P_0 \frac{l_2}{l_1} \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \frac{\cos \alpha_1}{\eta},$$

где η — коэффициент, учитывающий потери от трения



$$Q = 2P \frac{l}{l_1} \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = 2P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta),$$

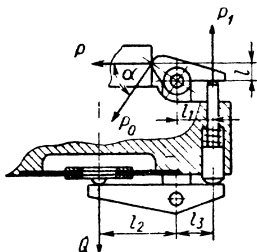
где

$$P_1 = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

При заданном усилии P_0

$$Q = 2P_0 \frac{l}{l_1} \cos \alpha_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \frac{1}{\eta},$$

где η — коэффициент, учитывающий потери от трения на осях прихватов



Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

$$Q = \left(P \frac{l}{l_1 \eta} + q \right) \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta_1}$$

или

$$Q = (P_1 + q) \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta_1},$$

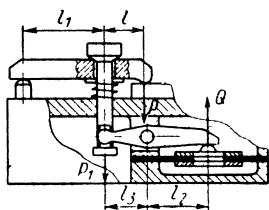
где

$$P_1 = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

При заданном P_0

$$Q = \left(P_0 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{\cos \alpha}{\eta} + q \right) \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta_1},$$

здесь $\eta = \eta_1$ — коэффициенты, учитывающие потери от трения на осях кулачка и рычага



$$Q = \left(P \frac{l+l_1}{l_1 \eta} + q \right) \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta_1}$$

или

$$Q = (P_1 + q) \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta_1},$$

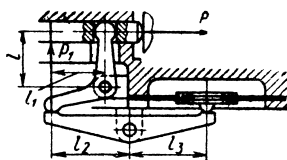
где

$$P_1 = P \frac{l+l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнире верхнего прихвата;

η_1 — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирах нижнего прихвата

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = P \frac{l_1}{l} \cdot \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{1}{\eta^2}$$

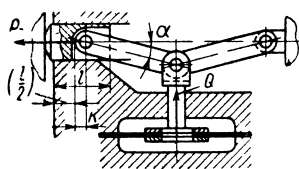
или

$$Q = P_1 \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{1}{\eta_1},$$

где

$$P_1 = P \frac{l}{l_1};$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в обоих звеньях зажимающего устройства



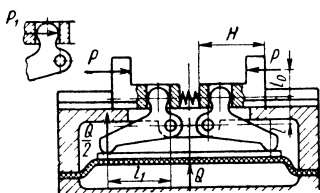
$$Q = \frac{2P}{\operatorname{ctg}(\alpha + \beta) - \operatorname{tg} \varphi_3} \frac{3k}{l},$$

где β — дополнительный угол к углу α , учитывающий потери от трения на осях;

k — расстояние от оси шарнира ползуна до середины направляющей поверхности ползуна;

$\operatorname{tg} \varphi_3$ — коэффициент трения на направляющей поверхности ползуна

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = 2 \left(\frac{P}{1-T} + q \right) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

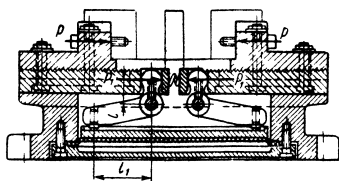
или

$$Q = 2 (P_1 + q) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где

$$P_1 = \frac{1}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2};$$

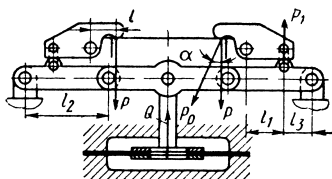
f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности ползунов,
 η — коэффициент, учитывающий потери от трения на переднем кулачке



$$Q = 2 (P + q) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Как и в предыдущем случае, $Q = 2 \times (P_1 + q) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$, но вследствие жесткой связи зажимающих губок с ползунами $P_1 = P$.
 Значение η — то же

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = 2P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = 2P_1 \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta},$$

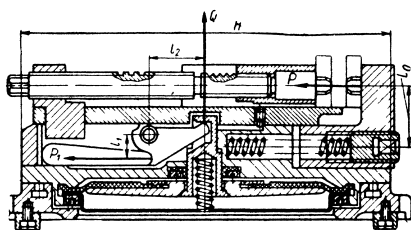
где

$$P_1 = P \frac{l}{l_1}.$$

При заданном усилии P_0

$$Q = 2P_0 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\eta},$$

здесь η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирных сочленениях зажимающего кулачка и рычага, сообщающего усилие кулачкам



$$Q = \left(\frac{P}{T} + q_2 \right) \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta} + q_1$$

или

$$Q = P_1 \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta} + q,$$

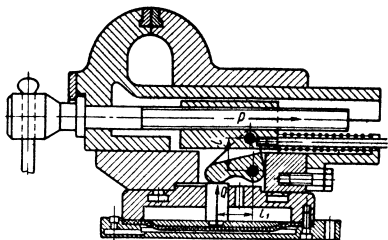
где

$$P_1 = \frac{P}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2};$$

q_1 — сопротивление пружины возврата кулачка;

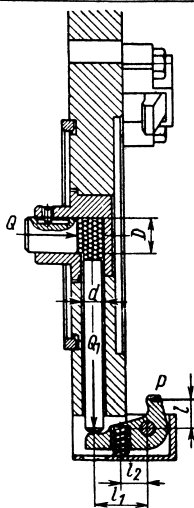
Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

q_2 — сопротивление пружины возврата зажимающей губки тисков;
 f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности подвижной губки;
 η — коэффициент, учитывающий потери от трения в кулачке, передающем усилие. В формуле для получения правильного расчетного результата имеет большее значение принятая величина f_2 ;
 H — длина направляющей части подвижной (зажимающей) губки



$$Q = (P + q) \frac{l}{l_1 \eta}$$

$\eta = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий потери от трения в передающем кулачке



$$Q = 3 \frac{Pl + ql_2}{l_1} \times \frac{D}{d} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = 3Q_1 \frac{D}{d},$$

где

$$Q_1 = \frac{Pl + ql_2}{l_1},$$

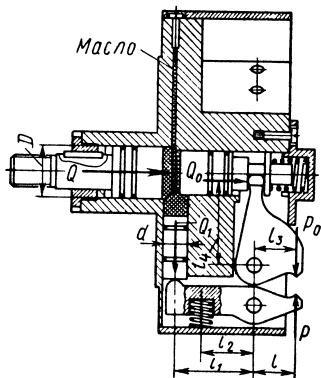
так как

$$Pl + ql_2 = Q_1 l_1;$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения на оси зажима кулачка

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

Для нормальной передачи силы Q на плунжеры шарики должны иметь диаметр не более 3—5 мм и быть смазанными (солидолом или другой консистентной смазкой)



1. Требуемое осевое усилие Q для верхнего кулачка:

$$Q = \frac{D}{d} \left(3P_0 \frac{l_3}{l_4} + T_{np} + q \right) \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = \left(Q_0 + \frac{T_{np} + q}{\eta} \right) \frac{D}{d},$$

где

$$Q_0 = 3P_0 \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{1}{\eta},$$

T_{np} — сила трения в уплотнении поршня для одного уплотняющего кольца. Выбирают по табл. 2 гл. V;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения при передаче усилия через верхний кулачок.

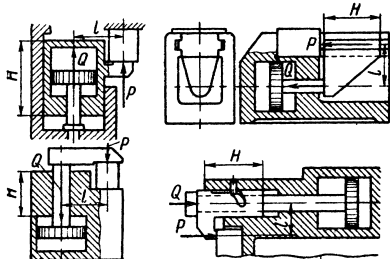
2. Требуемое осевое усилие Q для нижнего кулачка определяется по формуле, выведенной для кулачкового патрона.

3. Крутящий момент M_k для заготовки:

$$M_k = 3(PR + P_0r),$$

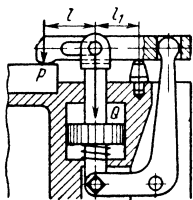
где R — наружный радиус заготовки;
 r — внутренний радиус заготовки

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



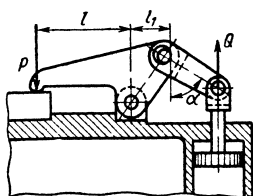
$$Q = \frac{P}{1 - 3 \frac{l}{H} f}$$

где f — коэффициент трения на направляющей поверхности зажимающего звена



$$Q = (P + q) \frac{l + l_1}{l_1} \frac{1}{\eta}$$

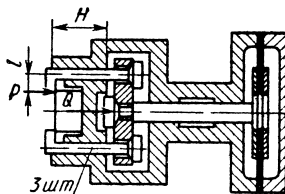
где η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирах



$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{\cos \alpha}{\eta}$$

где η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирных сочленениях прихвата

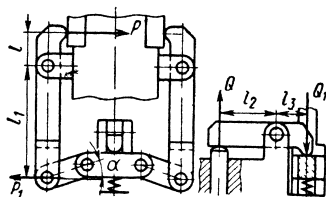
Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P



$$Q = 3 \frac{P}{1 - 3 \frac{l}{H} f} \cdot \frac{1}{\eta}$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирах.

Величину l следует выбирать наименьшую во избежание деформирования костьля, вызывающего уменьшение зажимающей силы от трения в направлении костьлей



$$Q = 2P \frac{l l_3}{l_1 l_2} \operatorname{tg} \alpha \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = Q_1 \frac{l_3}{l_2} \cdot \frac{1}{\eta}$$

где

$$Q_1 = 2P_1 \operatorname{tg} \alpha;$$

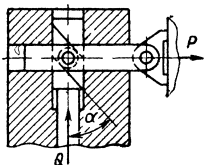
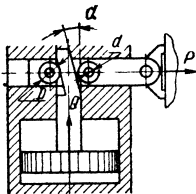
$$P_1 = P \frac{l}{l_1};$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения.

Сопротивление пружины не учитывают

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

Передача силы зажима через звенья с клиновыми устройствами



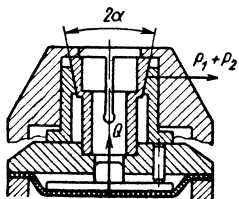
$$Q = P \left[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \frac{1}{\eta};$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{1np} = g \varphi_1 \frac{d}{D}$$

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на скосе клина;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на направляющей поверхности штока (клина).

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене клинового устройства, выбирают по табл. 3



Если устанавливаемая заготовка имеет осевой упор, то усилие будет

$$Q = (P_1 + P_2) [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1],$$

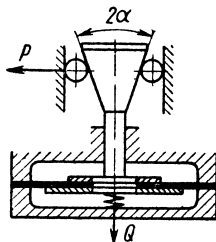
где P_1 — сила, сжимающая лепестки цанги до их соприкосновения с поверхностью заготовки;

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

P_2 — сила зажима, действующая на заготовку;

φ — угол трения на конусной поверхности цанги;

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на поверхности заготовки

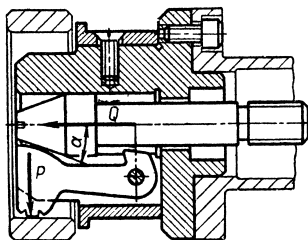


$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) n + q;$$

P — усилие зажима, сообщенное одним шариком (кулачком);

$\operatorname{tg} \varphi$ — коэффициент трения между конусом и шариками (кулачками);

$n = 3$ — число шариков (кулачков)



$$Q = P \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \frac{n}{\eta},$$

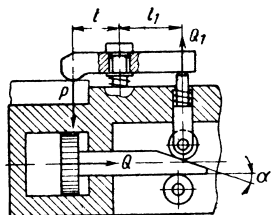
где $\operatorname{tg} \varphi$ — коэффициент трения на скосе конуса;

$n = 3$ — число зажимающих кулачков;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения на направляющей (боковой) поверхности кулачка

Формулы для определения усилия Q необходимого для получения заданной силы зажима P

Передача силы зажима через клино-рычажные и клино-кулачковые звенья



$$Q = \left(P \frac{l}{l_1 \eta_1} + q \right) \left[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \frac{d}{D} \right] \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = (Q_1 + q) \left[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \frac{d}{D} \right] \frac{1}{\eta},$$

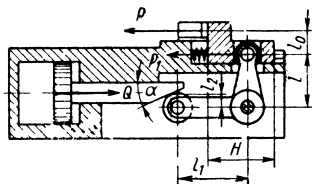
где q — сопротивление пружины плунжера;

$\operatorname{tg} \varphi_{1np}$ — см стр. 255;

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на скошенной поверхности клина;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на направляющей поверхности штока;

η_1 — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене рычага



$$Q = \left(\frac{P}{T} + q \right) \frac{l}{\operatorname{ctg} \alpha l_1 - l_2} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{общ}}}$$

или

$$Q = (P_1 + q) \frac{l}{\operatorname{ctg} \alpha l_1 - l_2},$$

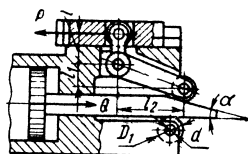
Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

где

$$P_1 = P \frac{1}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2};$$

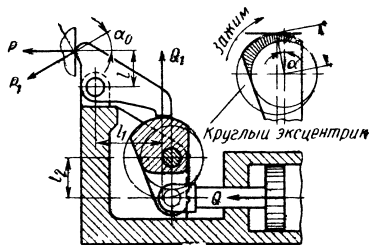
f_2 — коэффициент трения на направляющих поверхностях призмы;

$\eta = 0,85 \div 0,80$ — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене передающего рычага



$$Q = P \frac{l}{l_1 + \operatorname{ctg} \alpha l_2} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звеньях рычага и ползуна



$$Q = P \left[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] r \frac{l}{l_1 l_2} \cdot \frac{1}{\eta},$$

выражая через P_1 получим

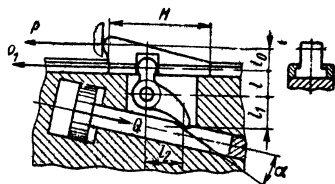
$$Q = P_1 \left[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] r \frac{l}{l_1 l_2} \times \cos \alpha_0 \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = Q_1 \frac{[\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r}{l_2},$$

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

где α — угол подъема кривой эксцентрика;
 $\text{tg } \varphi_1$ — коэффициент трения на поверхности эксцентрика;
 $\text{tg } \varphi_2$ — коэффициент трения на оси эксцентрика,
 r — расстояние от центра вращения до точки соприкосновения с зажимаемой поверхностью,
 η — коэффициент, учитывающий потери от трения в зоне зажимающего кулачка



$$Q = P \frac{l}{T(l_1 + \text{ctg } \alpha l_2)} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

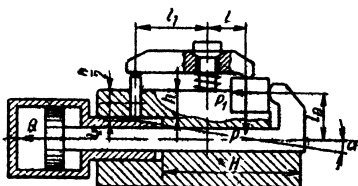
$$Q = P_1 \frac{l}{l_1 + \text{ctg } \alpha l_2} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где

$$P_1 = \frac{P}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2};$$

f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности зажимающего ползуна;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене промежуточного кулачка



$$Q = P \frac{l}{l_1} \text{tg } \alpha \frac{1}{\eta}$$

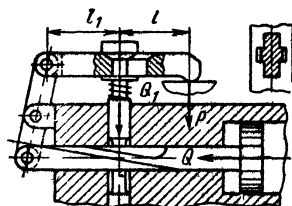
Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

или

$$Q = P_1 \frac{1}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2},$$

где f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности штока-прихвата;

η_1 — коэффициент, учитывающий потери от трения в цепи плунжер — верхний прихват



$$Q = P [\text{tg } (\alpha + \varphi_1) + \text{tg } \varphi_2] \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = Q_1 [\text{tg } (\alpha + \varphi_1) + \text{tg } \varphi_2] \frac{1}{\eta},$$

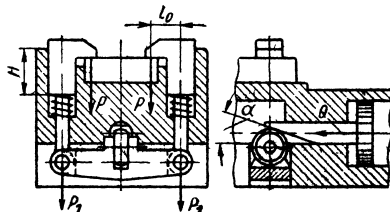
где

$$Q_1 = P \frac{l + l_1}{l_1};$$

$\text{tg } \varphi_1$ — коэффициент трения на скосе клина;

$\text{tg } \varphi_2$ — коэффициент трения на направляющей поверхности штока;

$\eta = 0,85 \div 0,80$ — коэффициент, учитывающий потери от трения



$$Q = 2 \left(\frac{P}{T} + q \right) \left[\text{tg } (\alpha + \varphi_{1np}) + \text{tg } \varphi_2 \right] \frac{1}{\eta}$$

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

или

$$Q = 2(P_1 + q) \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \frac{1}{\eta},$$

где

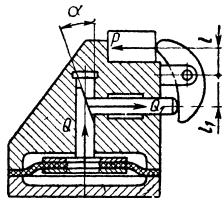
$$P_1 = P \frac{1}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2};$$

$\operatorname{tg} \varphi_{1np}$ — см. стр. 255;

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на скосе клина;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на направляющей поверхности клина (штока);

f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности кулачка



$$Q = P \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = Q_1 \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2 \right] \frac{1}{\eta},$$

где

$$Q_1 = P \frac{l_1}{l};$$

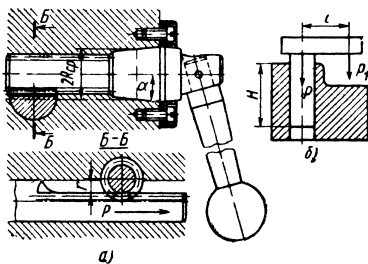
$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на скосе клина;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на направляющей поверхности клина (штока);

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене зажимающего рычага

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

Передача момента рукоятки через зубчато-конусное звено (эскиз а)



$$M_{рук} = Pr \left(1 + \frac{f}{\sin \alpha + f \cos \alpha} \times \frac{R_{ср} Z}{20r} \right) \frac{1}{\eta}.$$

С учетом прочности зубчатого зацепления радиус должен отвечать равенству $r = \frac{mz}{2}$,

где m — модуль зацепления, определяют из условия прочности; $z = 17$ — наименьшее число зубьев, свободных от подрезания (при высоте головки зуба, равной m , и угле зацепления 20°),

f — коэффициент трения на поверхности;

$\alpha = 5^\circ 43'$;

$\eta = 0,85 \div 0,80$ — коэффициент, учитывающий потери от трения.

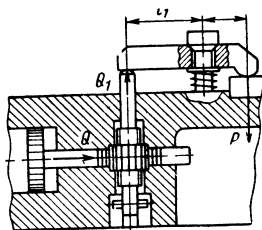
Наклон зубьев следует принимать 45° .

Для скальчатых кондукторов зависимость между осевым усилием P на рейке и силой зажима P_1 (эскиз б), должна соответствовать равенству

$$P = \frac{P_1}{1 - \frac{3l}{H} f}$$

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

Передача силы зажима через зубчато-винтовое и рычажное звенья



$$Q = P \frac{r_{cp}}{R} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$Q = Q_1 \frac{r_{cp}}{R} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

$$\text{где } Q_1 = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

R — средний радиус зубчатого колеса;

r_{cp} — средний радиус резьбы плунжера;

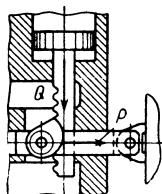
α — угол подъема резьбы;

φ — угол трения в резьбе;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнире прихвата

Формулы для определения усилия Q , необходимого для получения заданной силы зажима P

Передача силы зажима через зубчато-эксцентриковое звено



$$Q = P \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}{R} r,$$

где

$$r = \frac{0,5D + e \sin \beta}{\cos \alpha};$$

R — средний радиус зубчатого колеса;

α — угол подъема кривой эксцентрика (круглого);

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на зажимающей поверхности эксцентрика;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на оси эксцентрика;

D — диаметр эксцентрика;

r — расстояние от центра вращения эксцентрика до точки упора в выступ зажимающего ползуна;

e — эксцентриситет;

β — угол поворота эксцентрика при зажиме

ЗАЖИМАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА С СИЛОБРАЗУЮЩИМИ ЗВЕНЬЯМИ КЛИНОВОГО ДЕЙСТВИЯ (ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ)

Обозначения:

α — угол подъема кривой эксцентрика;

r — расстояние от центра вращения эксцентрика до точки соприкосновения с опорной поверхностью;

e — эксцентриситет;

β — угол поворота эксцентрика при зажиме;

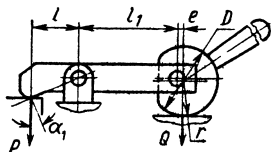
η — коэффициент, учитывающий потери от трения на оси прихвата;

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на зажимающей поверхности эксцентрика;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения на оси эксцентрика

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$

Передача силы зажима
через рычажное (кулачковое) звено



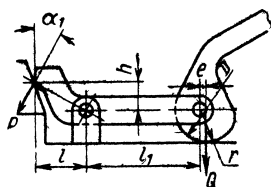
$$M_{об} = P [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad P_1 = \frac{P}{\cos \alpha_1}$$



$$M_{об} = P [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] \frac{r}{l_1} \times \\ \times (\sin \alpha_1 l + \cos \alpha_1 h) \frac{1}{\eta}$$

или

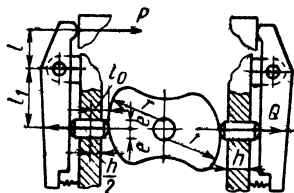
$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$

где

$$Q = P \frac{\sin \alpha_1 l + \cos \alpha_1 h}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{e \cos \beta}{0,5D + e \sin \beta};$$



$$M_{об} + 2P \frac{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]}{1 - \operatorname{tg} \varphi_3 K} r \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или через усилие Q_2 , развиваемое круглым эксцентриком,

$$M = Q_2 [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где

$$Q_2 = Q (1 - \operatorname{tg} \varphi_3 K);$$

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad K = \frac{3l_0}{h};$$

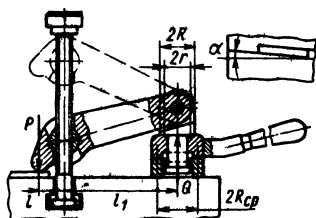
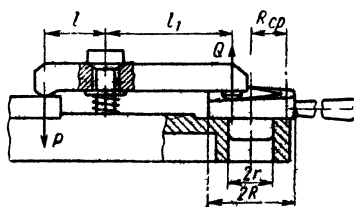
η — коэффициент, учитывающий потери от трения в звене зажимающего прихвата;

$\operatorname{tg} \varphi_3$ — коэффициент трения на направляющей поверхности передающего плунжера

Значения $1 - \operatorname{tg} \varphi_3 K$ при заданных величинах h и l_0 и при $\operatorname{tg} \varphi_3 = 0,1$

h	l_0											
	6	7	8	8	9	10	11	12	13	16	18	20
10	0,82	0,79	0,76	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	—	—	—	0,84	0,82	0,80	—	—	—	—	—	—
20	—	—	—	—	—	—	0,84	0,82	0,80	—	—	—
30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,84	0,82	0,80

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = P [R_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \frac{2}{3} \times \\ \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f] \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

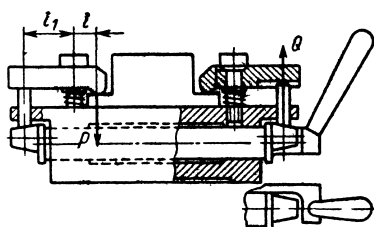
или

$$M = Q [R_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f];$$

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где f — коэффициент трения на нижней опорной поверхности эксцентрика;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирах прива



$$M_{об} = 2P [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$

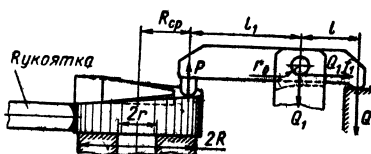
или

$$M = 2Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r;$$

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где α — угол подъема кривой конического эксцентрика;

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирной части прива



$$M_{об} = Q \left[R_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \right. \\ \left. + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right] \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Момент, приложенный к рукоятке, необходимый для получения силы P , составит

$$M = PR_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).$$

Потери от трения на нижней опорной поверхности кулачка, потребуют дополнительный момент:

$$M_{\partial} = \frac{2}{3} P \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f,$$

тогда полный момент, выраженный через силу P и приложенный к рукоятке, будет

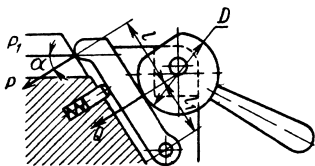
$$M_n = M + M_{\partial} = P \left[R_{cp} \times \right. \\ \left. \times \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right],$$

где

$$P = Q \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

f — коэффициент трения на нижней опорной поверхности кулачка;
 $\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на рабочей поверхности кулачка

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = P [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

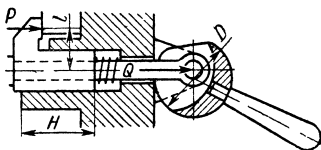
$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где

$$Q = P \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad P_1 = P \cos \alpha_1;$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения на поверхностях прихвата.

Сопротивление плунжера, отводящего прихват, ввиду незначительности не учитывают



$$M_{об} = \left(\frac{P}{T} + q \right) [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r$$

или

$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где

$$Q = \frac{P}{1 - \frac{3l}{H} f} + q;$$

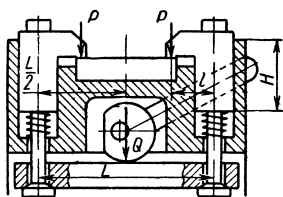
$$T = 1 - \frac{3l}{H} f,$$

q — сопротивление пружины;

f — коэффициент трения на направляющей поверхности сапожка;

P всегда меньше Q

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = 2 \left(\frac{P}{T} + q \right) [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] \frac{r}{\eta}$$

или

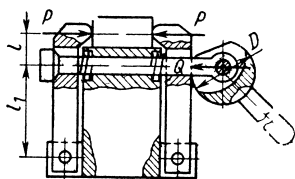
$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где

$$Q = 2 \left(\frac{P}{1 - \frac{3l}{H} f} + q \right) \frac{1}{\eta};$$

$$T = 1 - \frac{3l}{H} f$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирной части прихватов



$$M_{об} = 2(P + q) [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] \times \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{r}{\eta}$$

или

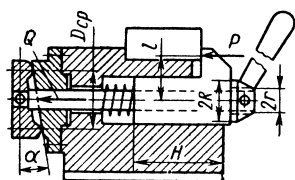
$$M = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] r,$$

где

$$Q = 2(P + q) \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнирной части прихватов;

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = \left(\frac{P}{T} + q \right) \left[\frac{D_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f_0 \right]$$

Формулы для определения
требуемого момента $M_{об}$

или

$$M = Q \left[\frac{D_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f_0 \right],$$

где $Q = \frac{P}{1 - \frac{3l}{H}f}$ (в первой формуле

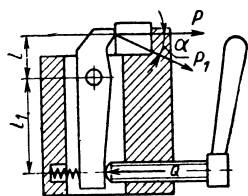
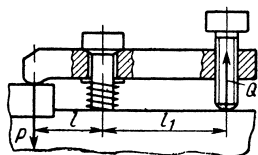
$$T = 1 - \frac{3l}{H}f);$$

f_0 — коэффициент трения на торце рукоятки;
 P всегда меньше Q .

ЗАЖИМАЮЩИЕ ВИНТОВЫЕ УСТРОЙСТВА

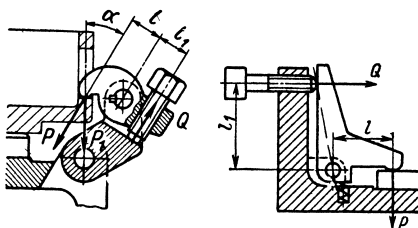
Обозначения: d_{cp} — средний диаметр резьбы винта;
 α — угол подъема резьбы;
 η — коэффициент, учитывающий потери от трения в шарнире (на оси) прихвата;

Передача силы зажима через рычажное (кулачковое) звено



R и r — радиусы опорного торца гайки;

f — коэффициент трения на торце гайки



$$M_{об} = P \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

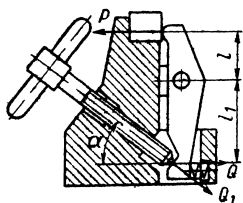
$$M = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

где

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$Q = P_1 \frac{l}{l_1} \cos \alpha \frac{1}{\eta}$$

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = P \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

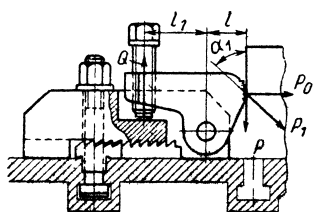
$$M = Q_1 \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

где

$$Q_1 = \frac{Q}{\cos \alpha}, \quad \text{а} \quad Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta},$$

следовательно,

$$Q_1 = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \frac{1}{\eta}$$



$$M_{об} = P \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$M = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

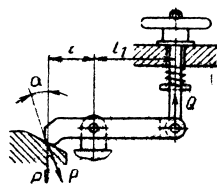
где

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$\operatorname{tg} \varphi$ — коэффициент трения для заданного профиля резьбы;

$$P_0 = \frac{P}{\operatorname{ctg} \alpha}; \quad P_1 = \frac{P}{\cos \alpha}$$

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = \left(P \frac{l}{l_1} + q \right) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right]$$

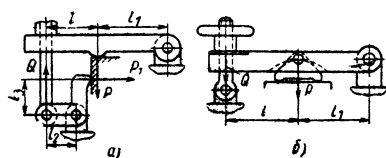
или

$$M = (Q + q) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right],$$

где

$$Q = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}; \quad q = P_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{\cos \alpha}{\eta};$$

q — сопротивление пружины;
 $\operatorname{tg} \varphi_{np}$ — приведенный коэффициент трения для заданного профиля резьбы



$$M_{об} = P \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right] \frac{l_1}{l + l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + \frac{2}{3} \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right],$$

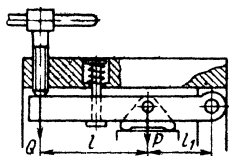
Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$

где

$$Q = P \frac{l_1}{l+l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$P_1 = Q \frac{l_2}{l_3} \eta$$

(для конструкции на эскизе а);
R, r, f — см выше



$$M_{об} = P \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) \frac{l_1}{l+l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

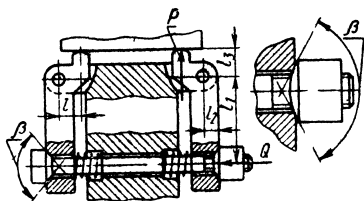
или

$$M = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}),$$

где

$$Q = P \frac{l_1}{l+l_1} \cdot \frac{1}{\eta}.$$

Сопротивление пружины не учитывают. Обозначения см. выше



$$M_{об} = P \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right] \times \\ \times \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta} + 2q$$

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$

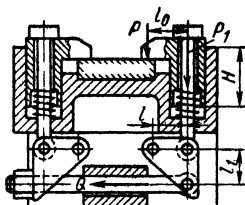
или

$$M = (Q + 2q) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right],$$

где

$$Q = P \frac{l}{l_1} + 2q;$$

φ — угол трения в резьбе;
R — радиус сферы на торце гайки;
 β — угол конуса отверстия в прихвате под сферическую гайку
(остальные обозначения см. выше)



$$M_{об} = 2 \left(\frac{P}{1 - \frac{3l_0}{H} f_2} - q \right) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R_1^3 - r^3}{R_1^2 - r^2} f \right] \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R_1^3 - r^3}{R_1^2 - r^2} f \right],$$

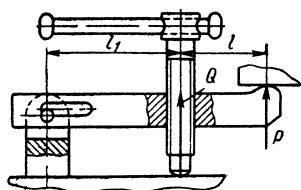
где

$$Q = 2P_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$P_1 = \frac{P}{1 + \frac{3l_0}{H} f_2} - q;$$

R_1 и r — радиусы кольцевого опорного торца гайки;
 f_2 — коэффициент трения на направляющей поверхности прихватов

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$



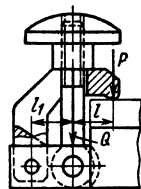
$$M_{об} = P \frac{l+l_1}{l_1} \cdot \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

или

$$M = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

где $Q = P \frac{l+l_1}{l_1}$; P всегда меньше Q

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = P \frac{l+l_1}{l_1} \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right]$$

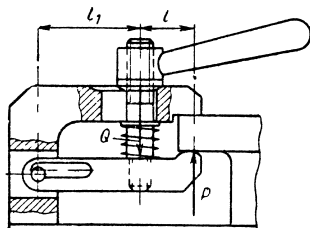
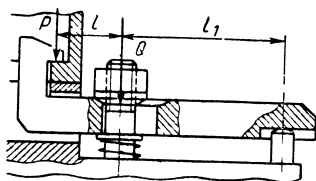
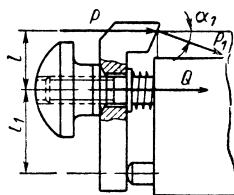
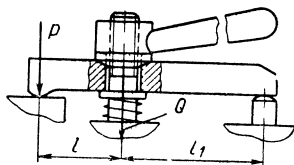
или

$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right],$$

где

$$Q = P \frac{l+l_1}{l_1};$$

P всегда меньше Q



$$M_{об} = \left(P \frac{l+l_1}{l_1} + q \right) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right]$$

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$

или

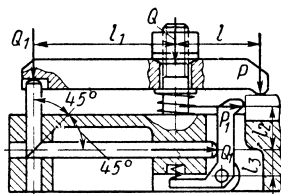
$$M = (Q + q) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right],$$

где

$$Q = P \frac{l + l_1}{l_1} + q;$$

R — радиус сферы на торце гайки;
 β — угол конуса отверстия в прихвате

$$P_1 = \frac{P}{\cos \alpha_1}$$



$$M = \left(P \frac{l + l_1}{l_1} + q \right) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right];$$

или

$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right],$$

где

$$Q = P \frac{l + l_1}{l_1} + q.$$

С другой стороны,

$$P_1 = (Q - q) \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{l_3}{l_2 + l_3} \eta,$$

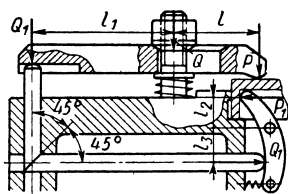
где

$$Q = Q_1 \frac{l + l_1}{l} + q;$$

$$Q_1 = P_1 \frac{l_2 + l_3}{l_3 \eta};$$

$\eta = 0,80 \div 0,70$ — коэффициент, учитывающий потери от трения при передаче усилий плунжерными парами;
 P всегда меньше Q

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$



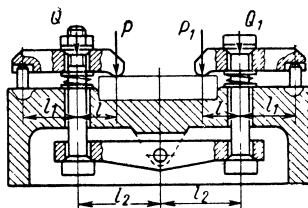
Уравнения моментов те же, что в предыдущем случае;

$$P_1 = (Q - q) \frac{l + l_1}{l_1} \cdot \frac{l_3}{l_2} \eta;$$

$$Q = Q_1 \frac{l + l_1}{l} + q;$$

$$Q_1 = P_1 \frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{1}{\eta};$$

η — см. предыдущую конструкцию;
 P всегда меньше Q



$$M_{об} = \left(P \frac{l + l_1}{l_1} + q \right) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right];$$

или

$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + R \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} f \right];$$

$$Q = P \frac{l + l_1}{l_1} + q;$$

$$P_1 = (Q_1 - q) \frac{l_1}{l + l_1};$$

где $Q_1 = Q \eta_1$;

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$

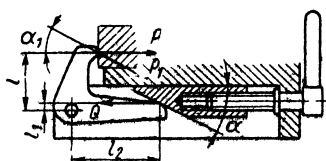
$\eta_1 = 0,80 \div 0,70$ — коэффициент, учитывающий потери от трения при передаче усилия на правый прихват;

q — сопротивление пружины;

R — радиус сферы на торце гайки;

β — угол конуса в отверстии прихвата под сферическую гайку

Передача силы зажима
через рычажно-клиновое
звено



$$M_{об} = P \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right] \frac{l}{\operatorname{ctg} \alpha l_2 - l_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

или

$$M_{об} = P_1 \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right] \frac{l}{\operatorname{ctg} l_2 - l_1} \cos \alpha_1 \frac{1}{\eta},$$

или

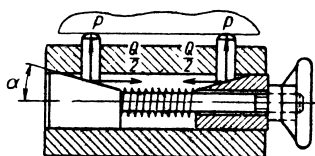
$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right],$$

где

$$Q = P \frac{l}{\operatorname{ctg} l_2 - l_1} \cdot \frac{1}{\eta};$$

η — коэффициент, учитывающий потери от трения

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$



$$M_{об} = (2P + q) \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \times \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right] [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] \frac{1}{\eta_1}$$

или

$$M = Q \left[\frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} f \right],$$

где

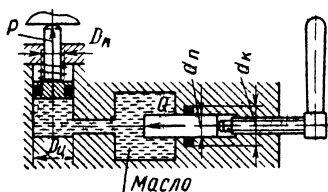
$$Q = (2P + q) [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2] \frac{1}{\eta_1};$$

$\operatorname{tg} \varphi_1$ — коэффициент трения на скосе клина;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ — коэффициент трения в направлении клиньев;

η_1 — коэффициент, учитывающий потери от трения в клиновом звене

Передача силы зажима
через гидравлическую среду



$$M_D = \left\{ \left((P + T_{np} + q) \frac{d_n^2}{D_4^2} \right) + T_{ш} \right\} \times \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$

или

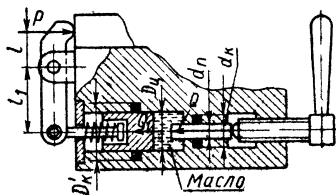
$$M = (Q + T_{ш}) \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

$$Q = (P + T_{np} + q) \frac{d_n^2}{D_4^2};$$

$T_{ш}$ — потери от трения в уплотнении плунжера (см. значения $T_{ш}$ на стр. 209);

$T_{ш}$ — потери от трения в уплотнении поршня (см. стр. 209);

$q = (T_{на} + T_{np}) K$ — сопротивление отводящей пружины ($K = 1, 2$ — коэффициент запаса)



$$M_p = \left\{ \left[\left(P \frac{l}{l_1 \eta} + q \right) + T_{np} \right] \frac{d_n^2}{D_4^2} + T_{ш} \right\} \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

Формулы для определения требуемого момента $M_{об}$

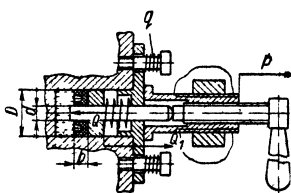
или

$$M = (Q + T_{ш}) \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

$$Q = (Q_1 + T_{np}) \frac{d_n^2}{D_4^2};$$

$$Q_1 = P \frac{l}{l_1} \cdot \frac{1}{\eta} + q.$$

Обозначения см. выше



$$M_p = \left\{ [(P + qn) + T_{на}] \frac{d^2}{D^2 - d^2} + T_{np} \right\} \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

$$M = (Q + T_{ш}) \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

где

$$Q = (Q_1 + T_{np}) \frac{d^2}{D^2 - d^2},$$

n — число пружин, остальные обозначения см. выше

Во всех расчетных формулах, приведенных в гл. VI, значения коэффициентов трения $\operatorname{tg} \varphi_1$; $\operatorname{tg} \varphi_2$; $\operatorname{tg} \varphi_3$; f ; f_0 ; f_1 ; f_T выбирают в пределах от 0,05 до 0,15. Неприведенные значения коэффициента η , учитывающего потери от трения при передаче усилия, выбирают в пределах 0,95—0,80, с учетом рекомендуемых значений — в табл. 3.

ЗАЖИМЫ С ПРУЖИНЯЩИМИ ТАРЕЛЬЧАТЫМИ ШАЙБАМИ

Пружинящие тарельчатые шайбы применяют в приспособлениях для центрирования и зажима заготовок по наружной и внутренней обработанной цилиндрической поверхности.

В отличие от гидропластных втулок, действующих на основе незначительного приращения установочного диаметра в пределах упругой деформации, тарельчатые шайбы получают приращение посадочного диаметра на величину 0,1—0,4 мм за счет выпрямления шайбы в процессе зажима (при осевом сжатии). Поэтому посадочный диаметр заготовки может иметь значительные отклонения

(0,1 — 0,25 мм). Точность центрирования заготовок с базовой поверхностью, обработанной по 2-му классу, с применением тарельчатых шайб достигает 0,01—0,02 мм.

Усилия зажима значительны. Уменьшение или увеличение качества шайб в рабочем комплексе соответственно уменьшает или увеличивает силу закрепления.

При закреплении заготовок тарельчатыми шайбами отсутствует трение скольжения, которое имеет место, например, при цапговом зажиме. Поэтому исключается необходимость затраты дополнительного усилия при зажиме, а также устраняется опасность заклинивания шайб.

Расчет величины осевого усилия Q для сжатия одной шайбы, обеспечивающий необходимый крутящий момент $M_{кр}$, может быть произведен по формуле

$$Q = K \frac{M_{кр}}{Rf} \operatorname{tg}(\beta - 2),$$

где R — радиус установочной поверхности в мм;

β — угол прогиба шайбы в свободном состоянии в градусах;

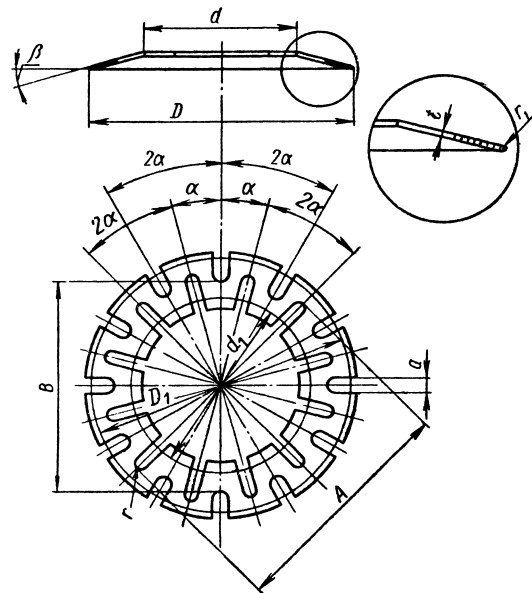
$f = 0,1$ — коэффициент трения между установочной поверхностью шайбы и заготовкой;

$K = 1,3$ — коэффициент запаса. Характеристика, рекомендуемые размеры и примеры применения тарельчатых пружин приведены в табл. 8—10.

8. Характеристика тарельчатых шайб

Порядковый № шайбы	Наибольший крутящий момент, передаваемый одной шайбой, в кгс·мм	Величина осевого сжатия для одной шайбы в кгс	Допускаемое отклонение посадочного диаметра заготовки в мм	Порядковый № шайбы	Наибольший крутящий момент, передаваемый одной шайбой, в кгс·мм	Величина осевого сжатия для одной шайбы в кгс	Допускаемое отклонение посадочного диаметра заготовки в мм
<i>Узкие шайбы</i>				<i>Широкие шайбы</i>			
1	13—19	13—22	0,12	13	3 140—3 900	285—315	0,25
2	39—95	22—35		14	3 900—4 700	315—345	
3	80—180	32—47		15	4 700—5 600	345—380	
4	120—270	47—70	16	5 600—6 550	380—410		
5	270—480	70—100	17	6 550—7 500	410—440		
6	485—750	100—120	18	7 500—8 700	440—475		
7	750—1080	120—140	19	8 700—10 000	475—505		
8	1080—1470	140—170	20	10 000—11 300	505—535		
9	1470—1900	170—190	21	11 300—12 700	535—565		
10	1900—2400	190—210	22	12 700—14 100	565—600		
11	2400—3000	210—240	23	14 100—15 700	600—630		
12	3000—3600	240—260	24	15 700—17 300	630—660		

9. Рекомендуемые размеры тарельчатых шайб

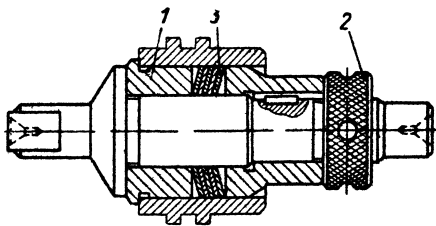
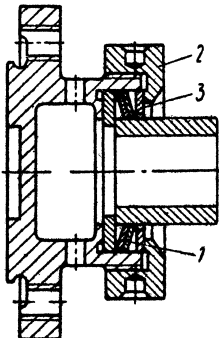
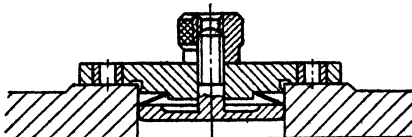
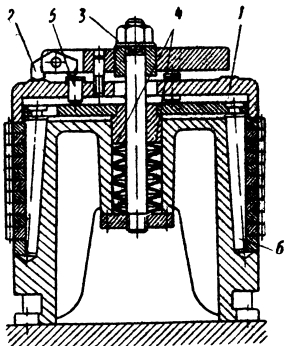


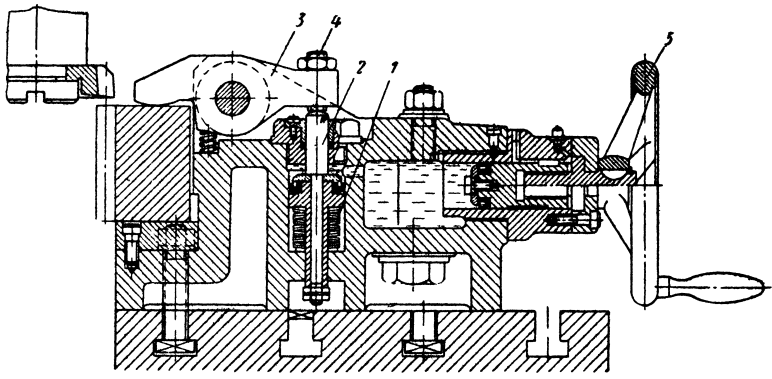
Размеры в мм

Порядковый № шайбы	d	D	d_1	D_1	β°	t	α°	A	B	r	a	r_1	Количество прорезей
<i>Узкие шайбы</i>													
1	4	18	7	14	9	0,50		30	11	11	0,2	1,0	12
2	7	22	11	18				19	18	0,4	1,5		
3	10	27	15	22			20	23	19			0,5	2
4	10	32	15	27			10	0,75	15	33	29		
5	15	37	20	32	43	34				15	48	44	0,5
6	20	42	25	37				53	49		0,5	2	
7	25	47	30	42				10	0,75	15			58
8	30	52	35	47							12	62	58
9	35	57	40	52									
10	40	62	45	57									
11	45	67	50	62									
12	50	70	65	67									
<i>Широкие шайбы</i>													
13	46	75	50	70				63	57	0,5	2		30
14	50	80	55	75				12					
15	55	85	60	80						73	67	0,5	2
16	60	90	65	85							78		
17	65	95	70	90							83	77	0,5
18	70	100	75	95				12	1,0		88	82	
19	75	105	80	100							93	87	0,25
20	80	110	85	105							98	92	
21	85	115	90	110							103	97	1,0
22	90	120	95	115							108	102	
23	95	125	100	120							113	107	1,0
24	100	130	105	125							118	112	

Примечания: 1. D_1 и d_1 — предельные размеры, до которых можно изменять номинальные размеры шайбы путем переточки.
 2. Рекомендуемый порядок операций при изготовлении тарельчатых шайб: 1) вырезка заготовок; 2) сверление отверстий в пакете заготовок; 3) обтачивание пакета по наружному диаметру; 4) штамповка формы; 5) термическая обработка; 6) шлифование базового отверстия; 7) разметка прорезей; 8) прорезка прорезей (для повышения пружинящих свойств шайб); 9) опилка; 10) предварительное шлифование пакета шайб по наружному диаметру; 11) чистовое шлифование по наружному диаметру в сборе.

10. Примеры применения пружинящих тарельчатых шайб

Эскиз	Назначение
	<p><i>Оправка</i></p> <p>Предназначена для установки и закрепления заготовки при чистовой токарной обработке. Предварительным направлением служит поверхность 1. При завертывании гайки 2 шайбы 3 сжимаются и одновременно с центрированием закрепляют заготовку</p>
	<p><i>Патрон</i></p> <p>Служит для установки и закрепления заготовки при чистовой токарной обработке. Заготовку устанавливают непосредственно в посадочное гнездо пакета тарельчатых шайб 1, которые затягиваются гайкой 2 через прокладку 3</p>
	<p><i>Кондуктор накладной</i></p> <p>Предназначен для сверления по окружности. Центрируют и закрепляют в базовом отверстии заготовки тарельчатой шайбой (пакетом)</p>
	<p><i>Оправка зуборезная</i></p> <p>Заготовки поджимают сверху специальной шайбой 1, действующей от трех кулачков 2, шарнирно закрепленных на верхней плите. При поворачивании гайки 3 кулачки испытывают давление от тарельчатых шайб 4, сообщаемое им плавающими плунжерами 5, и передают его на заготовки. Одновременно клинья 6 центрируют заготовки</p>

Эскиз	Назначение
<p>Приспособление к зубодолбежному станку</p>  <p>Служит для закрепления заготовки с помощью пакета тарельчатых шайб 1, которые через поршень и плунжер 2 действуют на зажимающий кулачок 3. Положение кулачка по высоте регулируют винтом 4. Заготовку раскрепляют при помощи гидравлического устройства, действующего от маховичка 5</p>	

ЗАЖИМЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГИДРОПЛАСТМАССЫ

Использование гидропластмассы в качестве среды, передающей давление, позволяет создавать простые и рациональные конструкции зажимающих органов. В приспособлениях типа оправок или патронов установочная поверхность втулки является одновременно и зажимающей. Это обеспечивает высокую точность установки и вместе с тем сокращает затраты времени на установку и закрепление.

Допустимое приращение зажимающей поверхности втулки

$$\Delta D = \delta_{\text{заз}} + \delta_{\text{нат}};$$

где $\delta_{\text{заз}}$ — величина зазора между установочной поверхностью втулки и заготовкой;

$\delta_{\text{нат}}$ — натяг, создающий зажим заготовки.

Величина ΔD приращения диаметра втулки зависит от свойств стали, из которой она изготовлена, и условий термообработки. Для изготовления втулок применяют углеродистые и легированные стали с пределом упругости $\sigma_{0,05}$ после термической обработки 70—90 кгс/мм².

Для втулок диаметром до 40 мм применяют сталь марки 40X (ГОСТ 4543—61), свыше 40 мм — сталь У7А (ГОСТ 1435—54). Твердость после термообработки для втулок диаметром до 40 мм HRC 35...40, свыше 40 мм HRC 33...36.

Из легированных применяют стали марок 30ХГС, 12ХНЗА и др.

Допустимый предел упругости, по которому рассчитывают приращение ΔD диаметра втулки, должен составлять $(0,7 \div 0,8) \sigma_{0,05}$.

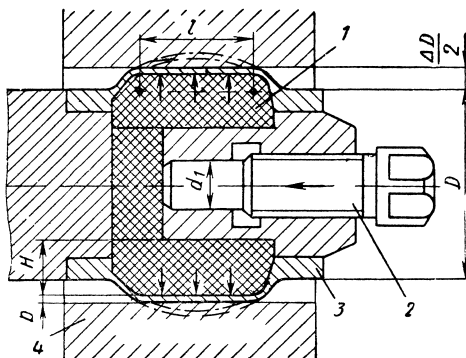
В целях наиболее рационального использования упругих свойств втулок для центрирования и зажима их посадочную поверхность изготавливают по 2-му классу точности с посадками А или Д (для патрона или оправки). Практическое применение втулок из стали с пределом упругости $\sigma_{0,05} = 50 \div 70$ кгс/мм² возможно для заготовок с базовой поверхностью, изготовленной по 2-му классу точности

при $d \geq 10$ мм, по 3-му классу точности при $d \geq 25$ мм и по 4-му классу точности при $d \geq 90$ мм, где d — диаметр зажимаемой заготовки.

Основные формулы для расчета гидропластмассовых зажимов приведены в табл. 11, рекомендуемые размеры установочных втулок — в табл. 12, а примеры приспособлений с такими зажимами — в табл. 13.

Составы гидропластмасс даны в табл. 14.

11. Основные формулы для расчета гидропластмассовых зажимов

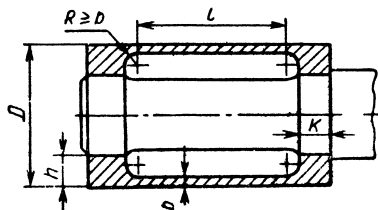


1 — гидропластмасса; 2 — плунжер; 3 — втулка; 4 — заготовка

Определяемый параметр	Обозначение	Формула
Максимальный посадочный зазор между заготовкой и установочной поверхностью втулки (до зажима)	δ_{\max}	<p>При зажиме по внутренней поверхности</p> $D_{\text{взд}\max} - D_{\text{вт}\min}$ <p>При зажиме по наружной поверхности</p> $D_{\text{вт}\max} - D_{\text{взд}\min}$
Допустимое приращение диаметра установочной втулки	$\Delta D_{\text{доп}}$	$\frac{D\sigma_{0,05}}{E},$ <p>где D — номинальный диаметр втулки в мм; $\sigma_{0,05} = 50 \div 70$ кгс/мм²; $E = 21\,000$ кгс/мм².</p> <p>Практически для легированных сталей в среднем</p> $\Delta D = 0,002 \div 0,0025 \text{ мм}$
Натяг при зажиме заготовки	$\delta_{\text{нат}}$	$\Delta D - \delta_{\max}$

Определяемый параметр	Обозначение	Формула		
Толщина стенки установочной поверхности втулки	b	Размеры в мм:		
		l	$D \leq 50$	$D \geq 50$
		$\geq 0,5D$ $\leq 0,5D$	$0,015D + 0,5$ $0,010D + 0,25$	$0,025D$ $0,002D$
l — длина тонкостенной части втулки				
Усилие зажима в кгс, противодействующее смещению заготовки	P	$100 \frac{2b}{D} \sqrt{\frac{2b}{D}} \delta_{нат} D$ (b и D в см; $\delta_{нат}$ в мк)		
Передаваемый крутящий момент в кгс·см	M	$100Db \sqrt{\frac{2b}{D}} \delta_{нат}$ (b и D в см; $\delta_{нат}$ в мк)		
Рекомендуемая высота рабочей полости под заполнение гидропластмассой	H	$2\sqrt[3]{D}$		
Увеличение объема рабочей полости за счет приращения диаметра втулки	ΔV	$\pi \dot{D} L \frac{\Delta D}{2}$		
Уменьшение объема гидропластмассы за счет сжимаемости находящихся в ее среде воздушных пузырьков	v	$0,002V$, где V — объем гидропластмассы, заключенной в рабочей полости		
Величина ввинчивания плунжера, необходимая для зажима заготовки	t	$\frac{4(\Delta V + v)}{\pi d_1^2}$		
Диаметр плунжера	d_1	$(1,5 \div 1,8) \sqrt{D}$		
Обозначения: $D_{изд}$ — диаметр изделия; $D_{вт}$ — диаметр втулки; L — длина рабочей поверхности втулки.				

12. Рекомендуемые размеры установочных втулок



Размеры в мм

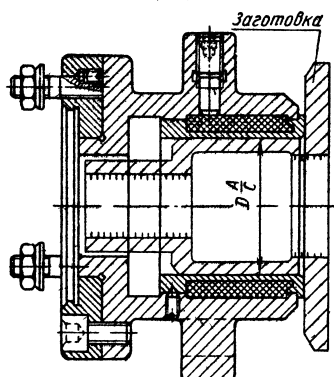
D	l = 0,5D						l = 0,75D						l = D						l = 1,5D						
	M _κ	ΔD	p	b	h	κ	M _κ	ΔD	p	b	h	λ	M _κ	ΔD	p	b	h	λ	M _κ	ΔD	p	b	h	κ	
20	25	0,02	350	0,5	2,5	4	25	0,04	350	0,7	3	3,5	25	0,05	400	1,0	3	5	85	0,03	250	0,5	2,5	2,5	2,5
	50	0,01	450	0,8	2,5	5	60	0,03	450	0,9	3	4,5	250	0,01	450	0,6	2	6	270	0,02	450	0,8	2,5	5	
30	80	0,03	350	0,8	3,5	5	90	0,06	300	1,0	4	6	85	0,07	450	1,5	4,5	7	250	0,05	250	0,8	4	5	7
	200	0,02	450	1,3	3,5	7	200	0,05	450	1,4	5	7	800	0,02	450	0,9	3	8	900	0,03	450	1,2	4,5	7	
40	200	0,04	250	1,0	5	6	200	0,08	300	1,4	5,5	8	200	0,09	450	2,0	6	9	650	0,07	250	1,0	5	8	8
	450	0,02	450	1,7	6	8,5	450	0,06	450	1,8	6,0	10	2000	0,03	450	1,2	4,5	10	2000	0,05	450	1,6	6,5	9	
60	700	0,05	250	1,5	7	8	750	0,11	350	2,0	8	10	670	0,13	450	3,0	10	13	2000	0,1	250	1,5	8	10	10
	1500	0,04	450	2,5	8,5	11	1500	0,09	450	2,7	10	12	7000	0,04	450	1,8	7	13	7000	0,07	450	2,4	10	12	
80	300	0,10	150	1,2	6	10	300	0,19	200	2,0	10	13	—	—	—	—	—	—	750	0,1	150	1,3	10	15	15
	1600	0,07	250	2,0	7	10	1700	0,15	300	2,8	12	15	1600	0,18	450	4,0	12	18	5000	0,13	250	2,0	10	15	
100	600	0,15	150	1,5	7,5	14	600	0,23	200	2,5	10	15	3100	0,2	450	5,0	15	22	1500	0,22	150	1,6	8	15	15
	3000	0,10	250	2,6	10	15	3400	0,18	300	3,5	14	17	—	—	—	—	—	—	9500	0,17	250	2,5	11	13	

M_{κ} — крутящий момент от силы резания в кгс·см;

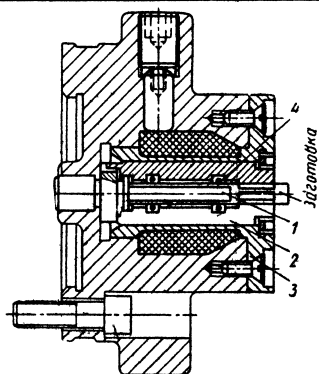
p — давление в среде гидропластмассы, необходимое для деформации втулки, в кгс/см²;

ΔD — деформация втулки в мм (при давлении p в кгс/см²).

18. Примеры приспособлений с гидропластмассовыми зажимами

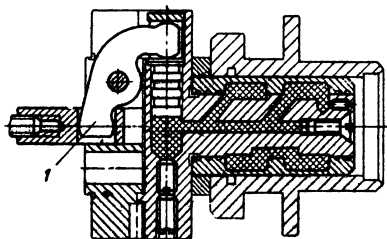


Патрон для закрепления и центрирования заготовки по наружной цилиндрической поверхности



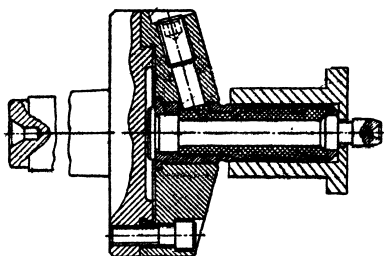
Патрон для закрепления полых заготовок небольшого диаметра.

Заготовку устанавливают на палец 1 и досылают до его буртика. Зажим с одновременным центрированием производят кулачками 2, действующими от гидропластмассовой втулки 3, пружинящие кольца 4 служат для развода кулачков

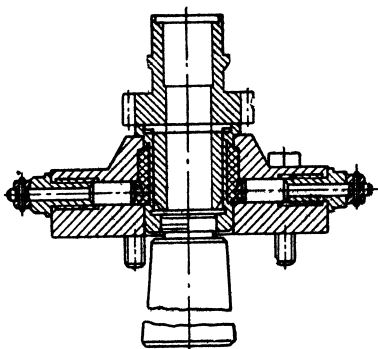


Оправка для закрепления заготовки по внутренней цилиндрической поверхности с упором торца в промежуточное кольцо.

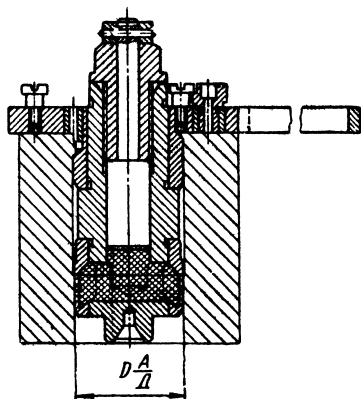
Зажим осуществляется через кулачок 1, действующий от тяги, пропущенной через шпindelь станка



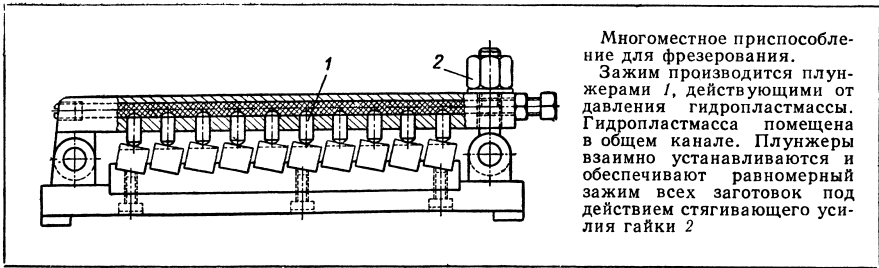
Оправка для закрепления заготовки по внутренней цилиндрической поверхности и с упором по внутреннему торцу



Патрон для зуборезных работ



Кондуктор накладной, устанавливающий по базовому отверстию заготовки



Многоместное приспособление для фрезерования.

Зажим производится плунжерами 1, действующими от давления гидропластмассы. Гидропластмасса помещена в общем канале. Плунжеры взаимно устанавливаются и обеспечивают равномерный зажим всех заготовок под действием стягивающего усилия гайки 2

14. Составы гидропластмасс и их характеристика

Компоненты и параметры	Состав в % и показатели	
	МАТИ-1-4	ДМ
Полихлорвиниловая смола:		
М	—	10
ПВ	20	—
Дибутилфталат (ГОСТ 2102—51)	59,2	88
Стеарат кальция	0,8	2
Вакуумное масло ВМ-4	20	—
Температура плавления в °С	150—160	110—120
Удельный вес	1,02	1,08
Усадка объема после остывания в %	10—12	
Рекомендуемые температурные условия эксплуатации	До + 60°	От — 20 до + 60°
Область применения	При передаче усилий зажима в условиях незначительных потерь на трение	При передаче усилий зажима в условиях повышенных потерь на трение*

* Например для заполнения рабочих полостей, имеющих сложную конфигурацию и значительную протяженность.

Подготовка гидропластмассы к заливке. Дибутилфталат смешивают с вакуумным маслом до получения однородной массы, в которую постепенно вводят полихлорвиниловую смолу, предварительно смешанную со стеаратом кальция. Полу-

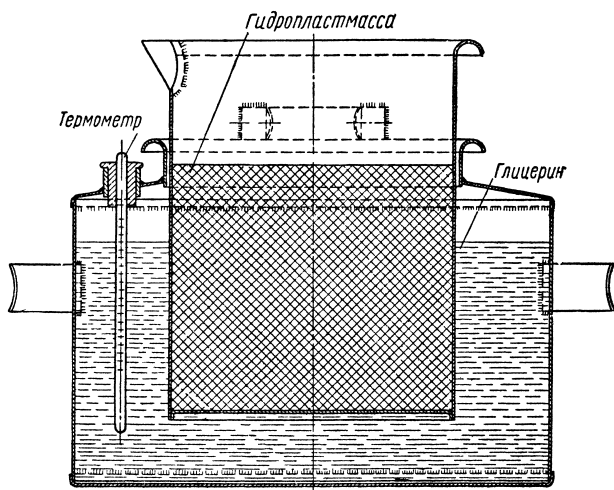


Рис. 38

ченную смесь выдерживают в течение суток при нормальной температуре; затем нагревают в глицериновой ванне до температуры $150-160^{\circ}\text{C}$ при медленном размешивании (рис. 38). После остывания смесь приобретает пластичность и в таком виде может храниться. Перед заливкой гидропластмассы приспособление предварительно нагревают до температуры от 150 до 160° .