

*Давидбаев Б.Н., Мирзаханов Ю.У.*

## О ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ С ЦЕНТРИРУЮЩИМИ НАТЯЖНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

Для каждого типа и материала ремня (плоские, клиновые, кожаные, хлопчатобумажные, прорезиненные) существует определенная величина отношения полезной нагрузки  $F_t$  (окружной силы) и начального натяжения  $S_0$ , при котором проявляется наибольшая тяговая способность передачи при наибольшем К.П.Д. Это отношение называется коэффициентом тяги:

$$\varphi = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_0} \quad (1)$$

Относительное скольжение

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100\% \quad (2)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – окружные скорости на ведущем и ведомом шкивах.

Допускаемое полезное напряжение

$$[\sigma_t]_0 = 2 \cdot \varphi_k \cdot \sigma_0 = a - \omega \cdot \frac{\delta}{D_{\min}} \quad (3)$$

где  $k$  – критическое значение коэффициента тяги, при котором достигается оптимальная нагрузка передачи и наибольший К.П.Д. Принимается для ремней кожаных и прорезиненных – 0,6; шерстяных – 0,4; хлопчатобумажных – 0,5; клиновых 0,7...0,9;  $a$  и  $m$  – вспомогательные величины, зависящие от типа и материалов ремня,  $a$  величина  $a$  зависит также от  $G_0$  [ 1 ].

Полезное допускаемое напряжение в действительных условиях работы.

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0 \quad (4)$$

где  $C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha^0)$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

$C_v$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости, для плоскоремennых передач

$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot V_2$ ; для клиноремennых передач  $C_v = 1,05 - 0,0005 \cdot V_2$ ;

$C_p$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы;

$C_0$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона  $\alpha$  межосевой линии к горизонту, а также способа натяжения ремня

Сдвигающей силы плоскоремennой передачи с центрирующим натяжным устройством:

$$F_{сд} = \frac{60 \cdot k \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n} \cdot \sin \beta \quad (5)$$

Формула определения угла наклона оси натяжного ролика относительно вертикальной плоскости имеет вид:

$$\alpha \geq \text{arcctg} \left( \frac{1 + \sin^2 \beta}{f + \frac{1}{2} \cdot \sin 2\beta} \right) \quad (6)$$

Зависимости угла наклона оси  $\alpha^\circ$  натяжного ролика критическим углом схода ремня  $\beta^\circ$  при нормальной

Типы ремней	Коэффициент трения $f$	$\beta$ , градус	$\alpha$ , градус
Хабасит	0,34	5	22°20'
		6	23°42'
		7	24°26'
		8	25°06'
		9	25°45'
Поли Белт	0,32	5	22°06'
		6	22°45'
		7	23°30'
		8	24°00'
		9	24°48'
Прорезиненный	0,30	5	21°00'
		6	21°36'
		7	22°30'
		8	23°12'
		9	24°00'

Произведём расчет ремней на долговечность, при этом приблизительное значение ресурса работы ремня (ленты) в часах:

где  $\sigma_{\max}$  – определяется по уравнению ;  $m = 5$  – для плоских ремней;  $m = 8$  – для клиновых ;  $\sigma_y$  – предел выносливости, для прорезиненных ремней без прослоек – 7, для клиновых ремней – 9, для хлопчатобумажных ремней  $\sigma_y = 4 \dots 5$  н/мм<sup>2</sup>;  $C_u$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа; при  $u = 1; 2; 4$  соответственно 1; 1,7; 1,9;  $C_H$  – коэффициент, учитывающий непостоянство нагрузки: при постоянной нагрузке  $C_H = 1$ , при изменении нагрузки от 0 до расчетной величины  $C_H = 2$   $V$  – скорость ремня, м/с;  $l$  – длина ремня м;  $v$  – число пробегов в секунду [ 2 ].

$$v = \frac{V}{l} = \frac{6}{1,4321} = 4,19 \quad (8)$$

Теоретические работы по изучению характеристик взаимодействия ремня с роликом и их влияния на устойчивость вращения ременных передач можно разделить на группы .

К первой группы относятся работы, в которых ремень считается жестким, а условие качения ролика с ремнем без проскальзывания отображается классическими уравнениями неголономных связей .

Авторы работ, относящихся к второй группе, также считают ремень абсолютно жестким, но придают ему свойство бокового увода. В этом случае при составлении уравнений движения ременных передач учитывается лишь сила, сдвигающая ремень со шкива, связанная с боковой деформацией ремня. Поэтому возникающее при этом боковое смещение ремня получило название бокового увода, а теория, изучающая это явление, называется гипотезой увода. Многочисленные эксперименты показали что боковая сила  $F_{сд}$  пропорциональна углу увода  $\beta$ , т.е.  $F_{сд} = K_Q \cdot \beta$  где  $K_Q$  – называется коэффициентом сопротивления уводу и определяется экспериментально .

Определяем коэффициент трения между контактирующими поверхностями:

$$f = \frac{2 \cdot [\delta] \cdot (1 - \mu)}{0,8225 \cdot R_{\max} \cdot \Delta_{кр} \cdot (2 - \mu)} \quad (9)$$

где  $[\Delta_{кр}]$  – величина предельного смещения поверхности относительно другой;

$R_{\max}$  – максимальная неровнота поверхности;

$\mu$  – коэффициент Пуассона, для прорезиненного ремня  $\mu=0,5$ ; для других случаев определяется по формуле

$$\mu = \frac{E}{2 \cdot G} - 1 \quad (10)$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода (модуль продольной упругости);

$G$  – модуль упругости второго рода (модуль сдвига).

$\Delta_{кр}$  – критическое деформационное смещение от радиусов криволинейного профиля натяжного ролика, который определяется по формуле

$$\Delta_{кр} = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \gamma} \quad (11)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – радиус дуги со стороны меньшего и большего диаметра натяжного ролика;

$\gamma$  – угол, образованный горизонталью и линией, соединяющей точки  $D_1$  и  $D_2$  в плоскости оси ролика.

$$R_1 = \frac{L}{4 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} \cdot \cos \gamma}; \quad R_2 = \frac{L}{4 \cdot \sin \frac{\alpha_2}{2} \cdot \cos \gamma} \quad (12)$$

где  $L$  – длина натяжного ролика;

$\alpha_1$  – угол, образованный осью ролика и касательной, проведённой к дуге со стороны большего диаметра ролика  $D_2$ ;

$\alpha_2$  – угол, образованный осью ролика и касательной, проведённой к дуге со стороны меньшего диаметра ролика  $D_1$  [ 3 ];

Анализируя все проведенные нами зависимости сдвигающей силы  $F_{сд}$  от изменения угла отклонения ведомого шкива  $\beta$  относительно оси ведущего шкива при различных скоростных режимах движения. Для различных лент физико–механическими свойствами привели зависимости ( рис. 1 ) Теоретическая зависимость угла наклона оси натяжного ролика  $\alpha$  от коэффициента трения  $f$  между контактирующими поверхностями.

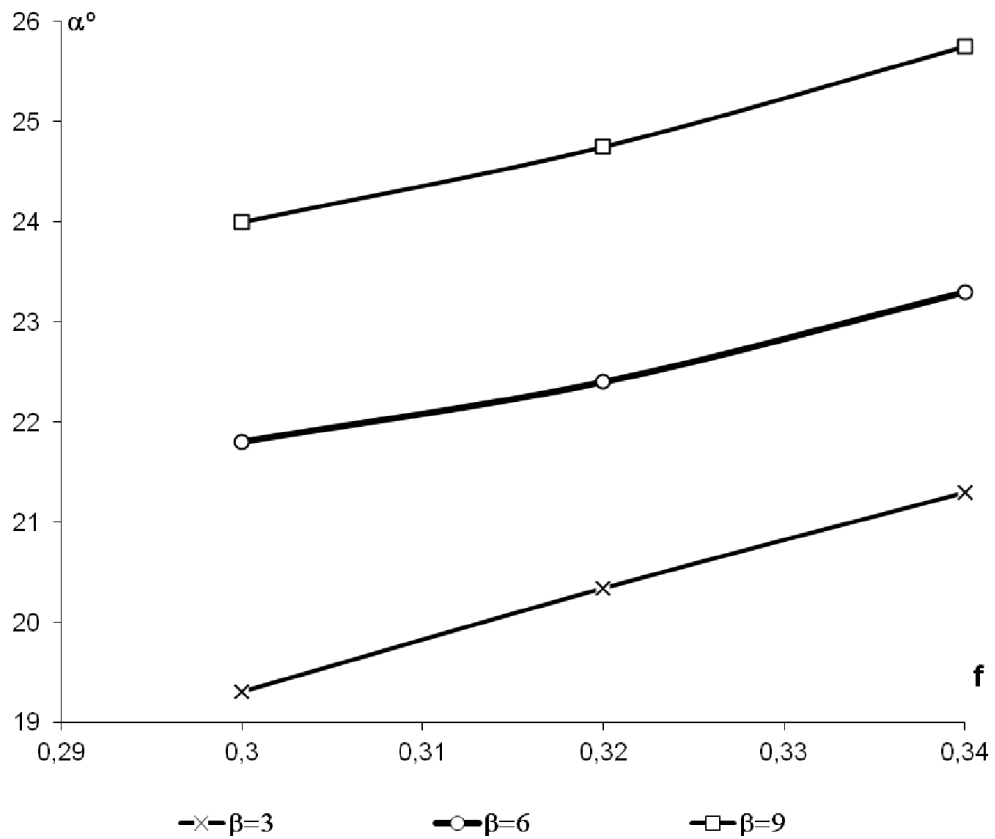


Рис 1. Теоретическая зависимость угла наклона оси  $\alpha^\circ$  натяжного ролика относительно коэффициента трения  $f$  при угле непараллельности  $b = 3^\circ; 6^\circ; 9^\circ$

**Литература:**

1. Максак В.И. Предварительное смещение и жесткость механического контакта. М., "Наука", 1975 г., с.59.
2. Митрофанов В.П. Природа упругого предварительного смещения. Всб. "Теория трения и износа". М., "Наука", 1965, с.8...11.
3. Давидбоев Б.Н. "Кутариш- ташиш машиналари". Укитувчи. Т. 1989, с. 234...258.
4. Патент №3318 РУз. Кл. 6 F 16 H 7/12. РА №3, 1996 г.