

*Рахимова Х. О.*

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ДЕФОРМАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА СОСТАВНОГО ВЕДОМОГО ШКИВА**

*H.O. Rahimova*

**THE INFLUENCE OF PARAMETERS ON THE DEFORMATION BELT TRANSMISSION CHARACTERISTICS OF ELASTIC ELEMENTS OF COMPOSITE PULLEY**

УДК: 621.01

*В статье, выведена формула расчета коэффициента жесткости упругого элемента ведомого шкива, по результатам которого можно выбрать необходимый материал (марку резины), обеспечивающий требуемые условия работы рабочего органа технологической машины.*

*In this paper, a formula for calculating the stiffness of the elastic element of the driven pulley, the results of which you can choose the desired material (rubber stamp), which provides the required conditions of the working body of the technological machine.*

Применяемые в технологических машинах ременные передачи в некоторой степени поглощают колебания нагрузки и не позволяют передавать эти колебания целиком на электропривод машины [1]. Но, в машинах, где колебания нагрузок в рабочих органах, происходят с большой амплитудой и частотой их поглощение ремнем передачи будет недостаточным. Поэтому нами разработана конструкция ременной передачи, ведомый шкив которой выполнен составным, включающий ступицу 1, обод 2 и упругий элемент 3 между ними (см. рис.1). Упругий элемент 3 в достаточной степени будет поглощать колебания нагрузки на валу ведомого шкива, непосредственно связанный с рабочим органом технологической машины.

В конструкции предусмотрен натяжной ролик, установленный эксцентрично на оси вращения. За счёт эксцентриситета натяжного ролика натяжение ремня будет меняться циклически. Это приводит к циклическому изменению результирующей силы деформирующей упругий элемент составного ведомого шкива в осевом направлении. Исходя из этого важным является выбор жесткости упругого элемента ведомого шкива передачи. Значительные колебания обода ведомого шкива в осевом направлении может привести к изменению не только межосевого расстояния передачи, но и сокращению долговечности ремня. Поэтому анализ влияния параметров ременной передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива является необходимым при расчете приводов технологических машин.

передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива является необходимым при расчете приводов технологических машин.

При взаимодействии ремня с ведомым шкивом возникают следующие силы: силы натяжения в ветвях ременной передачи  $\bar{F}_1$  и  $\bar{F}_2$ ; центробежная сила ремня в зоне взаимодействия с ободом ведомого шкива  $\bar{F}_y$ ; обобщенная деформирующая сила со стороны обода ведомого шкива на упругий элемент шкива  $\bar{Q}$ . При условии равновесия системы:

$$\bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_y + \bar{Q} = 0 \quad (1)$$

где,  $\bar{F}_1, \bar{F}_2$  - силы натяжения ведущей и ведомой ветвей;  $\bar{F}_y$  - центробежная сила ремня в зоне оборота ремнем обод ведомого шкива;  $\bar{Q}$  - обобщенная деформирующая упругого элемента сила.

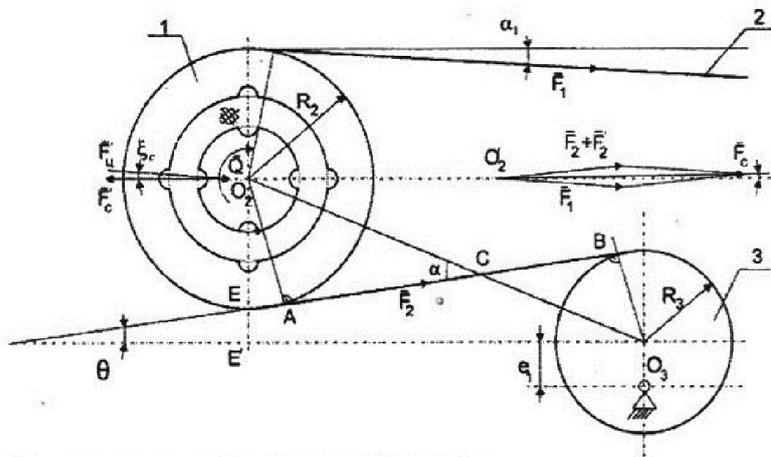


Рис. 1. Расчетная схема ременной передачи с составным ведомым шкивом и эксцентричным натяжным роликом

Спроецируя (1) на горизонтальную ось имеем:

$$F_y \cdot \cos \gamma - F_1 \cdot \cos \alpha_1 - F_2 \cdot \cos \theta = Q \cdot \cos \xi \quad (2)$$

где,  $\xi, \alpha_1, \gamma, \theta$  - углы между соответствующими векторами сил и горизонтальной осью.

Учитывая, что натяжной ролик выполнен эксцентричным

$$\theta = \theta_{cp} \pm \Delta\theta = \theta_1 + 2\Delta\theta \quad (3)$$

где,  $\theta_{cp}$  - среднее значение угла  $\theta$ ;  $\theta_1$ , минимальное значение угла  $\theta$ ,  $\Delta\theta$  - отклонение угла  $\theta$ .

Максимальная деформация упругого элемента ведомого шкива в осевом направлении происходит при максимальном значении угла  $\theta$ , при расположении эксцентриситета натяжного ролика в вертикальной оси над осью вращения:

$$\theta = \alpha - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \quad (4)$$

Для определения угла  $\alpha$  рассмотрим  $\Delta O_2 C A$  подобный  $\Delta O_3 B C$ :

$$\frac{R_3}{R_2} = \frac{O_3C}{O_2C} = \frac{O_2O_3 - O_2C}{O_2C}; \quad O_2C = \frac{R_2 \cdot O_2O_3}{R_3 + R_2}$$

Из  $\Delta ACO_2$  имеем:

$$\alpha = \arcsin \cdot \frac{R_2 + R_3}{O_2O_3} \quad (5)$$

где,  $R_2, R_3$  - радиусы ведомого шкива и натяжного ролика.

Полученная (5) поставляя в (4) имеем:

$$\theta = \arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2E'}{O_2O_3} \quad (6)$$

При окружной силы  $P_0$  в передаче (нагрузке), натяжения ветвей ремня определяются согласно [2] из;

$$F_i = P_0 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_i = P_0 \frac{P_0}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_1 + F_2 \leq 2S_0 \quad (7)$$

где,  $f$  - коэффициент трения ремня о поверхность шкивов;  $\alpha$  - угол обхвата ремнем малого шкива.

При переменном натяжении ремня с учетом  $S_0$  полученной нами в [3] можно записать:

$$F_1 = \frac{P_0}{2} + \frac{EF}{e^{f\alpha} - 1} \left[ 1 - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right]$$

$$F_2 = -\frac{P_0}{2} + \left[ 1 - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right] \quad (8)$$

Центробежная сила ремня согласно [2] определяется из выражения:

$$F_y = \frac{\rho_p \cdot h_p \cdot b_p}{g} \alpha' \mathcal{G}_p^2 \quad (9)$$

где,  $\rho_p$  - удельный вес ремня;  $b_p, h_p$  - ширина и толщина ремня;  $\alpha'$  - угол обхвата в ведомом шкиве;  $\varphi_3, \varphi'_3$  - составляющие угла обхвата ремнем натяжного ролика; E,F- модуль упругости и площадь сечения ремня;  $\alpha_p$  - угол обхвата ремнем ведущего шкива передачи;  $\mathcal{G}_p$  - линейная скорость ремня; g – ускорение силы тяжести.

Учитывая, что угловая скорость ведомого шкива является переменной величиной за счет эксцентриситета натяжного ролика согласно [4] имеем:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 R_1}{R_2} \cdot \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R_3^2 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \quad (10)$$

Полученные выражения (6), (8), (9), (10) подставляя в (2) окончательно получим формулу для расчета деформирующую упругую элемент ведомого шкива силу:

$$Q = \frac{\omega_1^2 \rho_p \cdot h_p \cdot b_p \cdot \alpha' \cdot R_1^2 \cos \gamma \left( \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right) - \frac{P_0}{2 \cos \xi} \left[ \cos \alpha_1 - \cos \left( \arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right] - \frac{EF}{(e^{f\varphi} - 1)} \left[ 1 - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right] \cdot \left[ \cos \alpha_1 + \cos \left( \arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right]}{g \cos \xi} \quad (1)$$

При этом коэффициент жесткости упругого элемента составного ведомого шкива ременной передачи определяются:

$$C_p = \frac{1}{\delta_s} \left\{ \frac{\omega_1^2 \rho_p \cdot h_p \cdot b_p \cdot \alpha' \cdot R_1^2 \cos \gamma \left( \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right) - \frac{P_0}{2 \cos \xi} \left[ \cos \alpha_1 - \cos \left( \arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right] - \frac{EF}{(e^{f\varphi} - 1)} \left[ 1 - \frac{e_1 \cos \varphi'_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi'_3}}{e_1 \cos \varphi_3 + \sqrt{R^2_3 - e_1^2 \sin^2 \varphi_3}} \right] \cdot \left[ \cos \alpha_1 + \cos \left( \arcsin \frac{R_2 + R_3}{O_2 O_3} - \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{O_2 E'}{O_2 O_3} \right) \right]}{g \cos \xi} \right\} \quad (12)$$

Из полученной (12) можно рассчитать коэффициента жесткости упругого элемента ведомого шкива, по результатам которого можно выбирать необходимый материал (марку резины), обеспечивающий требуемые условия работы рабочего органа технологической машины.

#### Литература:

1. А. Джураев и др. Ротационные механизмы технологических машин с переменными передаточными отношениями. Монография. Изд. Мехнат, Ташкент, 1990, с. 227.
2. И.И. Воробев. Ременные передачи. Машиностроение, М., 1979, 168 с.
3. А. Джураев и др. Ременная передача с упругим составным натяжным роликом. Труды РНПК «Перспективы хлопкоочистительной, текстильной, легкой и полиграфической промышленности», Ташкент, 2009, с. 4-5.
4. А. Джураев, В. Турдалиев, Д. Мансурова. Кинематический расчет ременной передачи с переменным передаточным отношением, ж. «Проблемы текстиля», Ташкент, 2008, № 1, 82-84 с.

Рецензент: д.т.н., профессор Джураев А.Д.