

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРИВОДНЫХ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕ ЛЕНТЫ

Хиценко А.И., Полуниин А.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Проблема передачи тяги трением, в частности от приводного барабана к гибкому тяговому органу, актуальна и на сегодняшний день в связи с применением многобарабанных, многоприводных систем. Применение приводных барабанов с жесткой кинематической связью в приводных станциях ленточных конвейеров (рис.1) приводит к возможности возникновения пробуксовки ленты на барабанах, вызванной упругим изменением длины ленты и отклонениями линейных скоростей рабочих поверхностей приводных барабанов, вызванными неточностями их изготовления и налипанием слоя загрязняющей примазки.

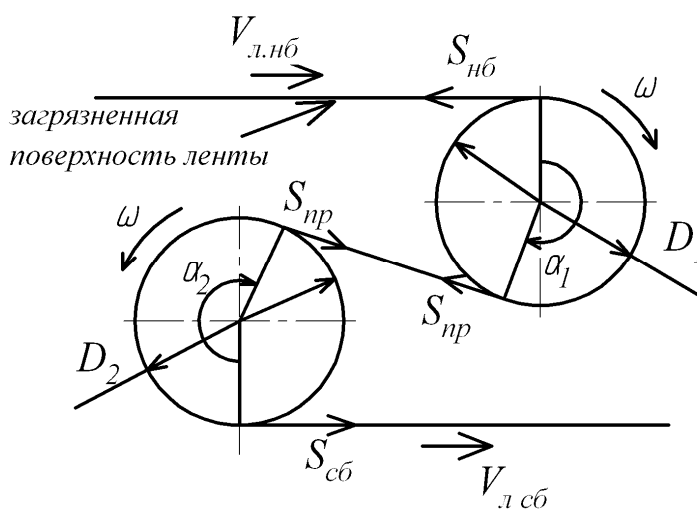


Рис. 1 – Схема привода

Связь между скоростью V_l и натяжением S ленты на различных участках ее контура описывается следующим выражением [1]

$$\frac{V_l}{1 + \frac{S}{E_0}} = const,$$

где E_0 – жесткость ленты.

Передача тягового усилия ленте описывается неравенствами

$$W_{01} = S_{нб} - S_{пр} \leq S_{пр} (e^{\mu_1 \alpha_1} - 1);$$

$$W_{02} = S_{пр} - S_{сб} \leq S_{сб} (e^{\mu_2 \alpha_2} - 1),$$

где $S_{нб}$, $S_{пр}$, $S_{сб}$ – натяжение ленты в точках набегания на первый барабан, между приводными барабанами и сбегания со второго барабана соответственно;

μ_1, μ_2 – коэффициенты сцепления ленты с приводными барабанами;
 α_1, α_2 – углы охвата лентой приводных барабанов.

Погрешности изготовления приводного барабана, которые могут оказать влияние на процесс передачи тягового усилия, могут быть охарактеризованы допуском на диаметр T_D . Допуски на отклонения формы барабана находятся в пределах T_D . Тогда радиус барабана при симметричном поле допуска находится в пределах

$$R \in [0,5(D - 0,5T_D); 0,5(D + 0,5T_D)].$$

При нормальной работе привода без полной пробуксовки ленты ее скорость в точке сбегания со второго барабана равна линейной скорости рабочей поверхности барабана $V_{\delta 2}$

$$V_{лсб} = V_{\delta 2} = \omega R_2,$$

а линейная скорость рабочей поверхности первого барабана определяется с учетом слоя налипшего груза Δ

$$V_{\delta 1} = \omega(R_1 + \Delta),$$

где R_1, R_2 – радиусы первого и второго барабанов.

Эффективность передачи тягового усилия от приводных барабанов ленте может быть оценена величиной работы сил трения в контакте «барабан-лента», совершаемой в единицу времени (мощность силы трения). Данная величина характеризует интенсивность износа ленты и обечайки барабана, а также интенсивность нагрева зоны контакта.

Для двухбарабанного привода мощность силы трения может быть оценена по формуле

$$N_{mp} = 10^{-3} \mu_1 \int_0^{\alpha_{10}} S_1(\alpha_1) |V_{\delta 1} - V_l(S_1(\alpha_1))| d\alpha_1 + \\ + 10^{-3} \mu_2 \int_0^{\alpha_{20}} S_2(\alpha_2) |V_{\delta 2} - V_l(S_2(\alpha_2))| d\alpha_2,$$

где $S_1(\alpha_1)$ и $S_2(\alpha_2)$ зависимости изменения натяжения ленты по дуге контакта с первым и вторым барабанами от угловой координаты

$$S_1(\alpha_1) = \begin{cases} \frac{S_{нб}}{e^{\mu_1 \alpha_1}} & \text{при } \alpha_1 < \alpha_{1a}; \\ \frac{S_{нб}}{e^{\mu_1 \alpha_{1a}}} & \text{при } \alpha_1 \geq \alpha_{1a}. \end{cases}$$

$$S_2(\alpha_2) = \begin{cases} S_{сб} e^{\mu_2(\alpha_{2a} - \alpha_2)} & \text{при } \alpha_2 < \alpha_{2a}; \\ S_{сб} & \text{при } \alpha_2 \geq \alpha_{2a}. \end{cases}$$

V_l – зависимость скорости ленты от ее натяжения, как это было показано выше

$$V_l = V_{лсб} \frac{1 + S/E_0}{1 + S_{сб}/E_0},$$

где α_{1a} и α_{2a} – активные углы охвата первого и второго барабанов, согласно [1] было принято, что активный участок дуги контакта формируется сначала на первом барабане ($\alpha_{1a} > 0$, $\alpha_{2a} = 0$), а по мере увеличения нагрузки растет до значения α_{10} , и при дальнейшем увеличении нагрузки активный участок переходит на второй барабан ($\alpha_{2a} > 0$) и растет до величины α_{20} .

Рабочий режим привода определяется мощностью приводного двигателя по формулам:

- тяговое усилие привода максимальное

$$W_{0\max} = \frac{1000N\eta}{V_l},$$

где N - мощность приводного двигателя, кВт;

η – к. п. д. привода;

V_l – скорость движения ленты, м/с;

- натяжение ленты в точке сбегания с привода

$$S_{сб} = \frac{1,2W_{0\max}}{e^{\mu_1\alpha_1 + \mu_2\alpha_2}};$$

- натяжение ленты в точке набегания на привод

$$S_{нб} = S_{сб} + W_{0\max}K_n/100,$$

где K_n – коэффициент, учитывающий нагрузку на привод в % от максимума.

Для исследования работы привода приняты следующие параметры: $D=0,63$ м; $\omega=7,9$ рад/с; $\alpha_{10}=\alpha_{20}=240^\circ$; $\mu_1=0,15$; $\mu_2=0,25$; $N=110$ кВт; $\eta=0,85$; $\Delta=2$ мм; $E_0=2 \cdot 10^7$ Н.

Таблица - Мощность сил трения, кВт

Отклонение диаметра*, мм	Тяговое усилие, % от максимума			
	25	50	75	100
-2.2	0.02	0.04	0.09	0.12
-1	0.07	0.09	0.11	0.12
0	0.14	0.2	0.25	0.3
1	0.18	0.25	0.32	0.38
2.2	0.3	0.43	0.56	0.68

* Для первого барабана знак отклонения соответствует табличному, для второго - противоположный

В таблице приведены расчетные значения мощности сил трения в контакте ленты с приводными барабанами. Очевидно, наилучший режим работы привода имеет место при отрицательном отклонении диаметра первого барабана и положительном – второго. При этом компенсируется увеличение диаметра первого барабана вследствие налипания груза.

Вывод. Таким образом, при сборке привода целесообразен контроль фактического диаметра барабанов с установкой первым барабана меньшего диаметра, а также соответствующая маркировка барабанов с целью правильной установки при монтаже на месте эксплуатации.

Список литературы 1. Будишевский В.А., Барышев А.И., Скляр Н.А., Сулима А.А., Ткачук А.Н. Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия. – Донецк: Норд-Пресс, 2005. -689 с.