

УДК 621.867.2

А.В. Дьяченко

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ПЕРЕХОДНЫЕ
ТРЕХРОЛИКОВЫЕ ОПОРЫ УЧАСТКА
ФОРМИРОВАНИЯ ТРУБЧАТОГО ЛЕНТОЧНОГО
КОНВЕЙЕРА**

Семинар № 20

Для определения нагрузок на опорные элементы необходимо суммировать накопленные в пролете между роликоопорами нагрузки вдоль нитей основы резинотканевой ленты или тросов резинотросовой ленты. Принято, что на переходные трехроликовые опоры (рис. 1) действуют нагрузки от середины предыдущего пролета до середины последующего. На участке формирования груженесущего желоба нити основы (тросы) ленты движутся по сложным винтовым линиям, проекции которых на плоскость поперечного сечения конвейера, если считать поперечное сечение ленты дугой окружности, представляют собой спиралевидные кривые - кохлеоиды [3].

На рис. 2 приведена схема, согласно которой в поперечном сечении желоба на единицу длины бесконечно узкого элемента ленты шириной $db = R d\beta$, вырезанного вдоль ее основы, действуют поперечная сила G , тангенциальное усилие T и изгибающий момент M , связанные, в общем случае, следующей системой уравнений равновесия [1]:

$$\left. \begin{aligned} T - \frac{dG}{d\beta} &= (q_R - q_0)R \\ G + \frac{dT}{d\beta} &= q_T R \\ \frac{1}{R} \frac{dM}{d\beta} + \frac{dT}{d\beta} &= q_T R \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где q_R , q_T - удельные радиальное и тангенциальное усилия, действующие на ленту от давления груза и собственного веса; R - текущий радиус кривизны желоба ленты; $q_0 = \frac{S}{r_0}$ - распределенная реакция опоры; $S = \frac{B}{B}$ - натяжение основы ленты, отнесенное к единице ее ширины, где B - ширина ленты; r_0 - текущий радиус кривизны нитей основы в продольном направлении; $\beta = \frac{b}{R}$,

$$M = \frac{D_x}{R}; \quad D_x = \frac{E_x d_l^3}{12(1 - \mu_x \mu_z)} - \text{ци-}$$

линдрическая жесткость ленты в поперечном направлении, где E_x - модуль упругости ленты в поперечном направлении; μ_x, μ_z - коэффициенты Пуассона в соответствующих направлениях.

Примем, что на дуге действия распределенной реакции опоры q_0 , соот-

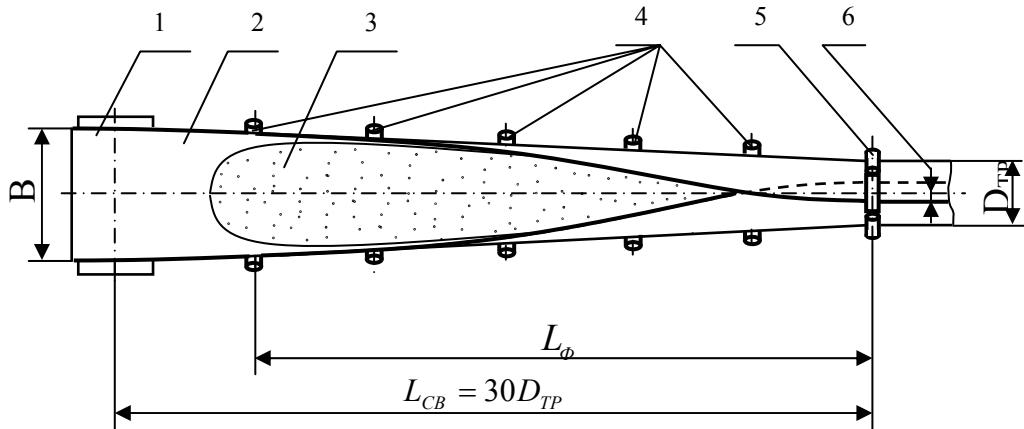


Рис. 1. Участок формирования грузонесущего желоба трубчатого ленточного конвейера: 1 - барабан; 2 – лента; 3 – груз; 4 - переходные трехроликовые опоры; 5 – первая линейная кольцевая шестироликовая опора; 6 – перекрытие кромок ленты

ветствующей β_{CB} - углу контакта ленты с грузом, поперечное сечение ленты имеет форму дуги окружности радиусом $R = \text{const}$, $\frac{dM}{d\beta} = 0$, $G = 0$,

на концах этой дуги приложены со- средоточенные моменты $M_0 = D_x/R$. На краях ленты кривизна желоба и изгибающий момент уменьшаются до нуля на бортах. Принято, что изгибающий момент M_0 уравновешива- ется поперечным усилием G_0 , услов- но приложенным к борту ленты и пе- редающимся на верхний ролик коль- цевой опоры, и поэтому нагрузок на переходные опоры не создает. Свой- ства формулы площади сегмента кру- га, форму которого имеет попе- речное сечение груза, таковы, что выразить β_{CB} через текущий радиус кривизны R и коэффициент заполне- ния K не представляется возмож- ным. Однако, изменение значений уг- ла β_{CB} диапазоне $0 \dots 3/4\pi$, что со- ответствует коэффициенту заполне-

ния K до 0,9, с достаточно высокой точностью можно аппроксимировать линейной функцией

$$\beta_{CB} \approx \frac{3}{4}\pi\sqrt{K} \left(\frac{R_{\min}}{R} \right).$$

Согласно принятой расчетной мо- дели, система уравнений (1) имеет вид:

$$\begin{aligned} T &= (q_R - q_0)R, \\ \frac{dT}{d\beta} &= q_T R. \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (2)$$

где $q_R = \sigma + mg \cos \beta$, $q_T = \tau + mg \sin \beta$;
 σ , τ - нормальные и тангенциальные напряжения на поверхности контакта груза с лентой; m - масса 1 м^2 ленты.

Нормальные напряжения (давле- ние) σ и касательные напряже- ния τ , обусловленные силой тяже- сти груза и наличием в нем вну-треннего трения [2], и определяемые по формулам:

$$\sigma = \sigma_B \frac{1 + \sin \varphi \cos \left(\frac{2}{3}\beta \right)}{1 + \sin \varphi \cos \left(\frac{4}{3}\beta \right)},$$

Рис. 2. Схема усилий действующих на элемент ленты на участке формирования желоба

$$\tau = \sigma_B \frac{\sin \varphi \sin\left(\frac{2}{3}\beta\right)}{1 + \sin \varphi \cos\left(\frac{4}{3}\beta\right)}$$

,

где φ - угол внутреннего трения груза;
 $\sigma_B = \gamma R (\cos \beta - \cos \beta_{CB})$
- ГИД-

ростатическое давление,
где γ - насыпной вес гру-
за.

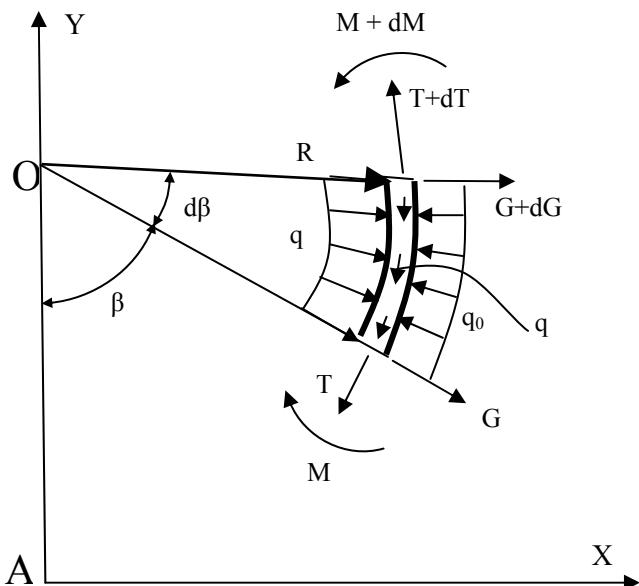
Однако, как показано в работе [4] на основе нелинейной теории изгиба пластин, при сильном изгибе ленты, кроме изгибающего момента, в ней возникает сжимающее тангенциальное усилие T_0 , создающее нагрузку на обжимающие опоры и равное

$$T_0 = -\frac{D_x}{2R^2}.$$

Величина T из второго уравнения системы (2) с учетом добавки от изгибной жесткости ленты T_0 :

$$\frac{T}{R} = \frac{T_o}{R} + \int_0^\beta \tau d\beta + \int mg \sin \beta d\beta.$$

Вычисляя неопределенный интеграл (первообразную) от τ разложением в бесконечный степенной ряд и, оставляя два первых его члена, получаем:



$$\begin{aligned} \int \tau d\beta &\approx -3\rho_T g R \left(1 - \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \right) \times \\ &\times \left[\frac{a^2}{2} \left(\frac{8}{5} a^3 - 2a - \cos \beta_{CB} \right) + \right. \\ &+ 4 \left(1 - \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \right) \frac{a^4}{4} \left(-\frac{16}{9} a^5 + 4a^3 + \right. \\ &\left. \left. + \frac{2}{3} a^2 \cos \beta_{CB} - \frac{12}{5} a - \cos \beta_{CB} \right) \right] = I(a); \end{aligned}$$

где $a = \cos \beta / 3$ - многократно повторяющийся член ряда.

Учитывая, что при $\beta = \beta_{CB}$ значение интеграла должно быть равно нулю,

$$\begin{aligned} \int_0^\beta \tau d\beta &= \int_0^{\beta_{CB}} \tau d\beta - \int_{\beta}^{\beta_{CB}} \tau d\beta = - \int_{\beta}^{\beta_{CB}} \tau d\beta = \\ &= -[I(a_{CB}) - I(a)] = I(a) - I(a_{CB}), \end{aligned}$$

где $a_{CB} = \cos \beta_{CB} / 3$.

Выражение $I(a_{CB})$ получаем из выражения $I(a)$ подставляя в него a_{CB} вместо a .

Определим второй интеграл в выражении (2). Учитывая так же, что при $\beta = \beta_6 = \frac{B}{2R}$ значение этого интеграла равно нулю, получаем:

$$\int_0^\beta mg \sin \beta \, d\beta = - \int_{\beta_6}^{\beta_6} mg \sin \beta \, d\beta = \\ = mg \left(\cos \frac{B}{2R} - \cos \beta \right).$$

Таким образом,

$$\frac{T}{R} \approx - \frac{D_x}{2R^3} + [I_1(z) - I_1(z_{CB})] + \\ + mg \left(\cos \frac{B}{2R} - \cos \beta \right).$$

Из первого уравнения системы (2) получаем:

$$q_0 = q_R - \frac{T}{R} = \sigma_n + mg \cos \beta + \frac{D_x}{2R^3} + \\ + [I_1(z_{CB}) - I_1(z)] + mg \left(\cos \beta - \cos \frac{B}{2R} \right) \quad (3)$$

Распределенные нагрузки, для получения сосредоточенных сил Р действующих на ролики, необходимо интегрировать по ширине ленты и по продольной координате от середины предыдущего полупролета до середины последующего относящихся к i-ой роликоопоре. Ниже предлагается интегрирование распределенных нагрузок по ширине ленты заменить перемножением их средних значений на длину загруженной части ролика, а интегрирование по продольной координате – перемножением на шаг роликоопор. При этом в формулах составляющих нагрузок, зависящих от радиуса, текущей кривизны желоба и различных ее степеней, текущий радиус кривизны R заменяется на радиус кривизны желоба ленты на данной конкретной опоре R_{O_i} , а вместо ве-

личин $\frac{1}{R}, \frac{1}{R^2}, \frac{1}{R^3}$ более корректно подставлять их среднеинтегральные величины, которые, при нахождении нагрузок на переходные роликоопоры, определяются по формулам:

$$\left(\frac{1}{R} \right)_{CP, INT_i} = k_{1i} = \frac{1}{l'_p} \int_{-\frac{l'_p}{2}}^{\frac{l'_p}{2}} \frac{dz}{R_{O_i} + \zeta z} = \\ = \frac{1}{\zeta l'_p} \ln \frac{R_{O_i} + \zeta \frac{l'_p}{2}}{R_{O_i} - \zeta \frac{l'_p}{2}}, \\ \left(\frac{1}{R^2} \right)_{CP, INT_i} = k_{2i} = \frac{1}{l'_p} \int_{-\frac{l'_p}{2}}^{\frac{l'_p}{2}} \frac{dz}{(R_{O_i} + \zeta z)^2} = \\ = \frac{1}{2 \left(R_{O_i} - \zeta \frac{l'_p}{2} \right)^2}, \\ \left(\frac{1}{R^3} \right)_{CP, INT_i} = k_{3i} = \frac{1}{l'_p} \int_{-\frac{l'_p}{2}}^{\frac{l'_p}{2}} \frac{dz}{(R_{O_i} + \zeta z)^3} = \\ = \frac{R_0}{\left(R_{O_i}^2 - \zeta^2 \frac{l'^2}{4} \right)^2},$$

где l'_p – шаг роликоопор; R_{O_i} – радиус кривизны желоба на i-й роликоопоре. Средний ролик переходной роликоопоры является наиболее нагруженным. Нагрузка, воспринимаемая средним роликом, ограничена сектором желоба ленты, лежащим в диапазоне углов

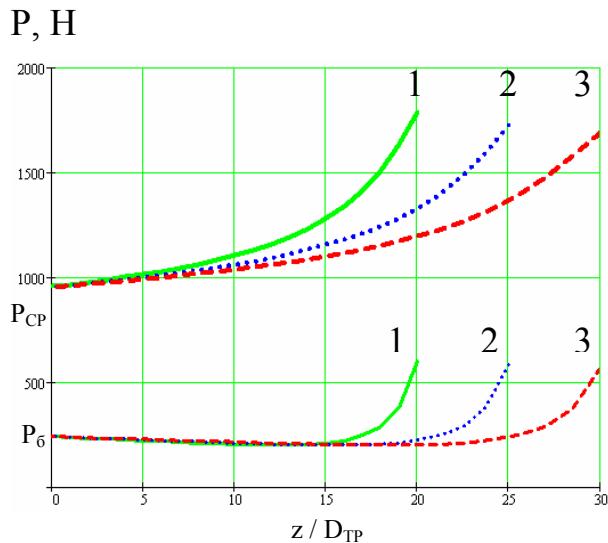
$$\pm \beta_{CP} = \pm \arctg \frac{l_p}{2R_{O_i}}$$

где l_p – длина ролика переходной роликоопоры.

Тогда суммарное усилие, действующее на средний ролик равно

$$P_{CP} = 2l_p R_{O_i} \int_0^{\beta_{CP}} q_0 d\beta.$$

В нижней части желоба изменение давления груза на ленту σ слабо зависит от угла β . Поэтому можно при-



ближенно принять, в запас надежности расчетов, что

$$\sigma \approx \sigma_B \approx \gamma R_0 (1 - \cos \beta_{CB}),$$

$$\tau \approx 0; \cos \beta \approx 1.$$

Тогда нагрузка на средний ролик P_{CP} будет равна:

$$P_{CP} = 2l'_p R_{O_i} \int_0^{\beta_{CP}} q_0 d\beta \approx \\ \approx 2l'_p R_{O_i} \left(\rho_F g K R_{O_i} R_{min}^2 k_{2i} + \frac{D_x}{2} k_{3i} + mg \right) \times \\ \times \operatorname{arctg} \left(\frac{l_p}{2} k_{1i} \right).$$

Наибольшая нагрузка на боковой ролик P_6 , в зависимости от соотношения веса груза и жесткости ленты, имеет место либо при наименьшей кривизне желоба загруженной ленты (на первой переходной роликоопоре), либо на переходной роликоопоре ближайшей к линейным кольцевым секциям.

Рис. 3. Изменение нагрузок на средний и боковые ролики переходной трехроликовой опоры по длине участка формирования, выраженной в диаметрах трубы: 1 - $L_\phi = 20D_{TP}$; 2 - $L_\phi = 25D_{TP}$; 3 - $L_\phi = 30D_{TP}$.

В первом случае без большой погрешности можно принять при весьма большом радиусе R_{O_i} , что

$$P_{6 max} \approx l'_p l_6 g \left(\frac{1}{2} \rho_F K R_{O_i} R_{min}^2 k_{21} + m \right),$$

где

$$l_6 = \frac{l_p}{2} + R_{O_i} \operatorname{tg} \left[\beta_{CB} - 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{l_p}{2R_{O_i}} \right) \right]$$

- загруженная длина бокового ролика.

Во втором случае P_6 необходимо рассчитывать без упрощений по формуле (3). Из двух вариантов значений принимается большее.

На рис. 3 приведены графики изменения нагрузок на средний и боковые ролики переходной трехроликовой опоры по длине участка формирования $L_{\phi_1} = 20D_{TP}$; $L_{\phi_2} = 25D_{TP}$; $L_{\phi_3} = 30D_{TP}$ (см. рис. 1). Для данного примера приняты характеристики ленты 4ТК-400 [5], диаметр трубы $D_{TP} = 350$ мм, шаг роликоопор $l'_p = 1$ м, насыпной вес груза $\gamma = 15000$ Н/м³ и коэффициент заполнения $K = 0,8$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вольмир А.С. Гибкие пластины и оболочки. – М.: Гостехиздат, 1956. – 412 с.

2. Дьяченко А.В. Обоснование метода расчета напряженного состояния сыпучего

груза и нагрузок на опорные элементы при формировании желоба трубчатого ленточ-

- ного конвейера. // Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук.- М.: МГТУ, 2006. – 135с.
3. Математический энциклопедический словарь. Под ред. Ю.В. Прохорова. – М.: «Советская энциклопедия», 1988. – 846 с.
4. Черненко В.Д. Изгиб ортотропной пластины в цилиндрическую оболочку. Прикладная механика, 1985, том XI, вып. 4, с. 49-53.
5. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров.- М.: Машиностроение, 1983.- 256 с. ГИАС

Коротко об авторе

Дьяченко А.В. – ассистент, Московский государственный горный университет.

Доклад рекомендован к опубликованию семинаром № 20 симпозиума «Неделя горняка-2007». Рецензент д-р техн. наук, проф. В.И. Галкин.