

А. А. Реутов, д-р техн. наук, проф.

ГОУ ВПО «БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Брянск, Россия

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ РОЛИКОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Разработана детерминированная модель расчета долговечности роликов ленточного конвейера на криволинейных участках трассы. Определены время и схема перестановки роликов при доминировании отказа подшипников или износа обечаек роликов.

Для ограничения требований к прочности ленты протяженные ленточные конвейеры (ЛК) оснащают дополнительными промежуточными приводами. На рис. 1 показано поперечное сечение ЛК с промежуточным ленточным приводом [1].

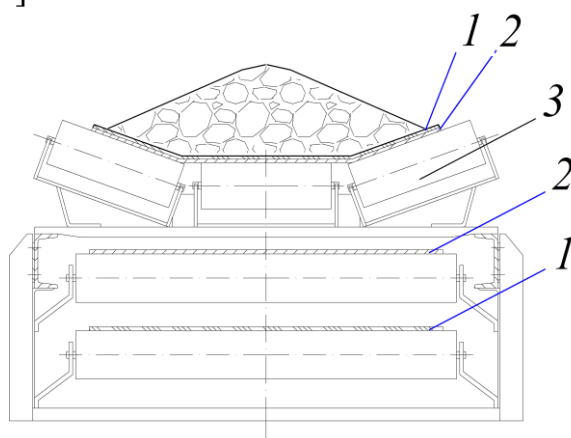


Рис. 1. Поперечное сечение ЛК с промежуточным приводом: 1 – грузонесущая лента; 2 – тяговая лента; 3 – роликоопоры грузовой ветви

На участке контакта грузонесущая и тяговая лента опираются на трехроликовые опоры, обратная ветвь тяговой ленты опирается на однороликовые опоры. На роликоопоры грузовой ветви, расположенные в месте установки промежуточного привода, действует дополнительная нагрузка по сравнению с роликоопорами линейной части конвейера. Дополнительная нагрузка вызвана весом тяговой ленты и нормальной составляющей силы натяжения тяговой ленты при искривлении трассы конвейера в вертикальной плоскости.

Определим радиальную F_{pi} и осевую F_{oi} составляющие равнодействующей силы взаимодействия ленты с i -м роликом в детерминированной постановке

$$F_{pi} = \int_0^{\delta} (G_b + S_n) \cos \alpha_i dx ;$$

$$F_{oi} = \int_0^{\delta} (G_b + S_n) [\sin \alpha_i + f(\gamma_i) \cos \alpha_i] dx$$

где G_b – распределенная по длине ролика сила тяжести грузонесущей и тяговой лент, груза (Н/м); δ – ширина контакта тяговой ленты с роликом (м); S_n – распределенная по длине ролика нормальная составляющая сил натяжения лент (Н/м); α_i – угол наклона i -го ролика к горизонту; γ_i – угол между i -м роликом и плоскостью нормальной продольной оси ЛК (рад.); $f(\gamma_i)$ – зависимость коэффициента сцепления ленты с роликом от угла γ_i .

Точку приложения равнодействующей определим через эпюры распределенных сил G_b и S_n , показанные на рис. 2.

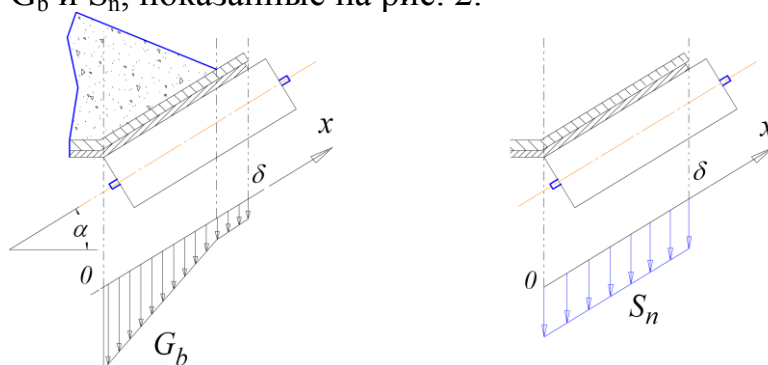


Рис. 2. Эпюры распределенных сил G_b и S_n

Долговечность i -го ролика T_i определим как минимальное значение долговечности подшипников T_{i1} и T_{i2} либо обечайки T_{io} .

Радиальная составляющая F_{pi} распределена между подшипниками ролика обратно пропорциональна расстояниям от середины подшипников до линии действия F_{pi} . Осевую составляющую F_{oi} полностью воспринимает подшипник, внутреннее кольцо которого под действием F_{oi} упирается в выступ оси ролика. Составляющая F_{oi} приложена к поверхности обечайки ролика, что вызывает дополнительную радиальную нагрузку в подшипниках $F_{oi} D_p / 2l_n$, где D_p – наружный диаметр обечайки ролика, l_n – расстояние между серединами подшипников.

Долговечность подшипников вычислим по формуле [2]

$$T_{ij} = (S_{di} / Q_{ij})^\varepsilon ,$$

где S_{di} – динамическая грузоподъемность подшипников i -го ролика, Q_{ij} – приведенная радиальная нагрузка j -го подшипника i -го ролика, $\varepsilon = 3$ для шарикоподшипников.

Долговечность обечайки ролика определяется абразивным износом ее поверхности, интенсивность которого пропорциональна давлению и скорости скольжения контактирующих поверхностей. Интенсивность износа поверхности i -го ролика представим зависимостью

$$\zeta_i = k p_i (1 + \gamma_i / \gamma_o),$$

где p_i – распределенная по длине i -го ролика нормальная сила взаимодействия с лентой (Н/м); k – эмпирический коэффициент (м·с/кг), учитывающий условия взаимодействия ленты с роликами конкретного конвейера; γ_0 – эмпирическая характеристика взаимодействия ленты с роликами (рад.).

$$p_i = (G_b + S_n) \cos \alpha_i$$

Долговечность обечайки вычислим как время, необходимое для изнашивания обечайки или футеровки на предельно допустимую толщину t при стационарном изнашивании ($\zeta_i = \text{const}$)

$$T_{io} = t / \zeta_i$$

Повысить долговечность роликов промежуточного привода можно путем их перестановки в опоре. Для трехроlikовой опоры расположение подшипников роликов до и после перестановки показано на рис. 3.

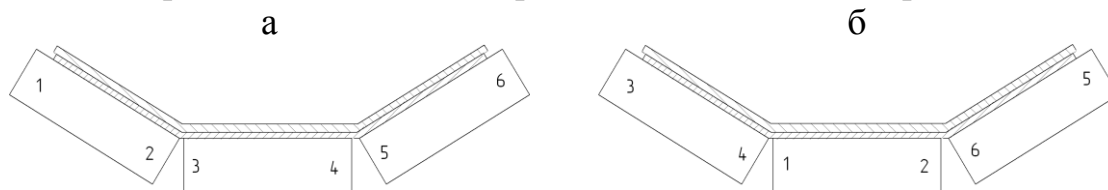


Рис. 3. Обозначение положения подшипников (1, 2 ...6) роликов в опоре: а – до перестановки; б – после перестановки

Рассмотрим в качестве примера ЛК производительностью 1280 т/ч с шириной ленты 1 м и скоростью ленты 2 м/с. Удельная масса грузонесущей и тяговой лент РТЛ-1500 – 28 кг/м².

Трехроlikовые опоры грузовой ветви конвейера имеют одинаковые ролик с шарикоподшипниками 105, $D_p = 127$ мм, $l_n = 278$ мм, $S_{di} = 11,2$ кН. Боковые ролик наклонены к среднему под углом 30 °; $\gamma_1 = \gamma_3 = 0,035$; $\gamma_2 = 0$; $\gamma_0 = 0,104$.

Радиус кривизны оси конвейера $R_k = 240$ м. Сумма сил натяжения грузонесущей и тяговой лент постоянна по длине промежуточного привода [1] и равна 220 кН.

Радиальные и осевые составляющие (Н) для среднего и бокового роликов опоры соответственно равны: $F_{p2} = 2218$; $F_{o2} = 0$; $F_{p1} = F_{p3} = 745$; $F_{o1} = 121$; $F_{o3} = -121$. Знак минус означает, что осевая составляющая направлена влево.

Оптимальное время одновременной перестановки роликов опоры T_n и долговечности левого, среднего и правого роликов T_1 , T_2 и T_3 после однократной перестановки при доминировании отказа подшипников приведены в табл. 1.

Табл. 1. Оптимальное время перестановки и долговечности роликов, тыс. час

T_n	T_1	T_2	T_3
-	136	33	136
26,5	55,3	53	161

Обозначение роликов (левый, средний и правый) в табл. 1 соответствует их положению до перестановки. Для сравнения, расчетная долговечность средних роликов линейных секций равна 88,2 тыс. час.

Сокращение трудозатрат возможно при перестановке только левого и среднего роликов. Перестановка правого ролика в этом случае практически значения не имеет.

При доминировании износа обечаек роликов оптимальное время одновременной перестановки роликов в опоре T_{Π} и долговечности обечаек левого, среднего и правого роликов T_1 , T_2 и T_3 после однократной перестановки для предыдущего примера при $t = 0,01$ м; $k = 6,9 \cdot 10^{-14}$ м·с/кг приведены в табл. 2.

Табл. 2. Оптимальное время перестановки T_{Π} и долговечности обечаек роликов, тыс. час

T_{Π}	T_{10}	T_{20}	T_{30}
-	7,1	6,3	7,1
4,83	7,3	7,5	14,2

Обозначение роликов (левый, средний и правый) в табл. 2 соответствует их положению до перестановки. Для сравнения, расчетная долговечность обечаек средних роликов линейных секций равна 8,3 тыс. час.

Сокращение трудозатрат возможно при перестановке только левого и среднего роликов. В этом случае расчетные долговечности обечаек всех трех роликов примерно равны (7,3, 7,5 и 7,1 тыс. час.).

Заключение

В статье представлена детерминированная модель расчета долговечности роликов ЛК на криволинейных участках трассы.

Разработана методика расчета времени одновременной перестановки роликов в опорах грузовой и порожняковой ветвей конвейера, определены оптимальные схемы перестановки.

Пример расчета показал, что при доминировании отказа подшипников однократная перестановка роликов увеличивает долговечность наиболее изнашиваемых средних роликов в 1,61 раза; при доминировании износа обечаек – в 1,19 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Реутов, А. А.** Моделирование приводов ленточных конвейеров / А. А. Реутов. – Брянск : БГТУ, 2011. –152 с.
2. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1975. – С. 510–514.