

ОБОБЩЕННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРА ОТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ ГРУЗОНЕСУЩЕЙ ЛЕНТЫ

В.П. ДЬЯЧЕНКО, канд. техн. наук

Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»,
119049, Москва, Ленинский проспект, д. 4, e-mail: viach.dyachenko@yandex.ru

© Дьяченко В.П., 2021

В статье приведены обобщенные на широкой номенклатуре конвейерных лент аналитические зависимости предельных эксплуатационных параметров конвейера, при которых на участках с малым натяжением ленты происходит потеря формы желоба, цилиндрической жесткости грузонесущей ленты и ее конструктивных и физико-механических свойств. Представлены результаты расчетов по этим зависимостям для ряда современных резинотканевых и резинотросовых лент. Полученные результаты могут быть применены для проверочного расчета минимально допустимого натяжения ленты и максимально допустимого ее прогиба, которые обычно имеют место в зоне загрузки конвейера и являются отправной величиной при построении диаграммы натяжений в процессе тягового расчета конвейера. Полученные зависимости особенно необходимы для определения параметров переходных участков ленточных конвейеров.

Ключевые слова: ленточный конвейер, эксплуатационные параметры, переходные участки, конвейерные ленты, минимальное натяжение, прогиб, физико-механические характеристики.

DOI: 10.46573/2658-5030-2021-62-69

ВВЕДЕНИЕ

Методика тягового расчета ленточных конвейеров включает в себя проверку прогиба ленты в зоне минимального натяжения (обычно в зоне загрузки конвейера). Из этого условия зачастую выбирают всю диаграмму натяжения ленты на конвейере.

Действовавшие до настоящего времени нормы расчета минимального натяжения ленты как абсолютно гибкой нити, нагруженной распределенной нагрузкой q , включающей вес груза и самой ленты, были разработаны для лент с бельтинговым сердечником шириной 0,6...0,8 м. Норма максимального прогиба ленты установлена в размере 3...5 см для обычного пролета между роlikоопорами 1,0...1,2 м. В настоящее время принята формула для проверки минимального натяжения ленты при шаге роlikоопор l'_p :

$$S_{min} \geq (5 \dots 8) ql'_p.$$

Как указано в работе [1], для современных конвейерных лент минимально допустимое натяжение ленты должно проверяться по критическому моменту продольного изгиба желобчатой ленты, обладающей цилиндрической жесткостью, в сопоставлении с ее натяжением, нагрузкой на пролет между роlikоопорами и шагом роlikоопор, что является предметом настоящего исследования.

С целью решения вопроса о рациональном соотношении ширины ленты, расстояния между поддерживающими роlikоопорами и минимального натяжения ленты с точки зрения устойчивости формы желоба в работе [1] нами рассмотрено

деформированное состояние желобчатой конвейерной ленты между роlikоопорами от действующих нагрузок, но без учета натяжения. Установлено, что зависимость внешнего момента от продольной кривизны имеет максимум, соответствующий критическому изгибающему моменту $M_{кр}$. В докритической области изгиба форма поперечного сечения ленты остается желобчатой. В закритической области этой кривой происходит потеря устойчивости желоба ленты с внезапным распрямлением поперечного сечения в середине пролета между роlikоопорами. Получены уравнения кривых состояния ленты при продольном изгибе. В последующем нами рассчитаны значения критического момента и критической кривизны при продольном изгибе для широкого ассортимента отечественных и зарубежных резинотканевых и резинотросовых лент.

Величины критических изгибающих моментов и критической кривизны желобчатых лент в продольном направлении используются ниже для определения предельно допустимых значений параметров конвейера по условию отсутствия развала ленты на линейной части и переходных участках.

Параметры ленточных конвейеров и конвейерных лент выбираются их проектировщиками в комплексе. Натяжение ленты, погонная нагрузка на конвейере, ширина ленты, ее разрывная прочность (а значит, и модуль упругости), толщина ленты связаны между собой и с производительностью и длиной конвейера как простыми непосредственными зависимостями, так и сложными опосредованными связями, образующимися в результате сложных расчетов проектировщиков. Вследствие этого формируются типоразмерные ряды конвейеров, в которых можно проследить некоторые среднестатистические взаимосвязи между параметрами, не вытекающие непосредственно из законов механики. Эти связи сокращают число независимых варьируемых параметров. Производители конвейерных лент выпускают типоразмерные ряды (линейки) лент, в которых также имеются среднестатистические взаимосвязи между параметрами, позволяющие сократить номенклатуру лент. Поэтому и для получения обобщающих выводов о выборе параметров конвейера по условию отсутствия развала ленты необходимо учитывать данные среднестатистические закономерности, обобщенные на достаточно представительных типоразмерных рядах и на опыте проектирования. Ниже нами предпринята такая попытка.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Средний радиус кривизны поперечного сечения ленты (приближенно считая сечение сегментом окружности) обозначим через r (рисунок). При установке боковых роликков под углом $\alpha = 30^\circ$ он рассчитывается по формуле

$$r = \frac{3B}{\pi}, \quad (1)$$

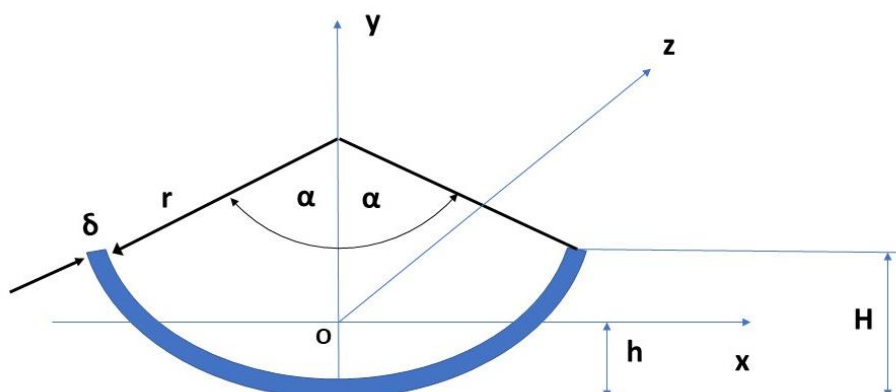
где B – ширина ленты.

Обозначим радиус кривизны продольного сечения срединной линии ленты (сечения вдоль оси z на рисунке) в точке максимального прогиба через ρ , тогда относительная кривизна ленты

$$K = \frac{r}{\rho}.$$

Для определения предельно допустимых значений параметров конвейера используем упрощенную модель изгиба ленты в пролете между роlikоопорами в продольном направлении в виде балки, опертой определенным образом на концах. При

этом будем развивать некоторые положения работы [2], имея в виду, однако, что в указанной работе имеется ряд неточностей.



Параметры поперечного сечения желобчатой ленты и принятая система координат

При решении задачи деформирования ленты в докритической области при сложном нагружении ее можно рассматривать как некоторый эквивалентный стержневой элемент, растянутый продольной силой, равной натяжению ленты. Для этого необходимо определить изгибную жесткость эквивалентного стержня, которую можно получить, используя известное соотношение теории изгиба:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ}, \quad (2)$$

отсюда изгибная жесткость эквивалентного стержня

$$E_{\text{э}}J_{\text{э}} = \frac{M_{\text{кр}}r}{K_{\text{кр}}}. \quad (3)$$

Считая стержень линейно деформируемым в этой области и принимая из кривых напряженно-деформированного состояния ленты соответствующие друг другу значения $M_{\text{кр}}$ и $K_{\text{кр}}$ (при известном r), с помощью соотношения (3) легко получить значение жесткости эквивалентного стержня. Использование значения эквивалентной жесткости значительно упрощает различного рода расчеты конструкций, содержащих желобчатую ленту.

Определим наибольшую допустимую величину расстояния между роlikо-опорами, исходя из условия устойчивости желобчатой формы ленты.

Будем рассматривать ленту как стержень с жесткостью, эквивалентной изгибной жесткости желобчатой ленты $E_{\text{э}}J_{\text{э}}$. Расчетная схема при работе ее на конвейере будет представлять собой многопролетную неразрезную балку. Для определения изгиба ленты от действия продольно-поперечной нагрузки достаточно найти ее изгиб в пределах одного пролета, заменив указанную расчетную схему схемой однопролетной балки с заделанными концами. В приемлемости такого вида расчетной схемы для нашего случая можно убедиться, произведя расчеты неразрезной балки с бесконечно увеличивающимся количеством пролетов равной длины.

При этом опорные моменты в середине пролетов будут стремиться к величине $\frac{ql^2}{24}$, которая соответствует значению момента в однопролетной балке с заделанными концами [3].

Соотношение изгибающих моментов в середине балки при продольно-поперечном изгибе M_{Π} и поперечном M определяется следующим известным выражением:

$$M_{\Pi} = \frac{M}{1 + \frac{S}{P_3}} \left(P_3 = \frac{\pi^2 EJ}{(al)^2} \right), \quad (4)$$

где S – продольное растягивающее усилие; EJ – изгибная жесткость балки; l – длина балки; a – коэффициент, зависящий от условий на концах балки (при двухсторонней жесткой заделке $a = 1/2$ [3]).

Подставив вместо M его значение в середине пролета для ленты согласно принятой расчетной схеме $M = \frac{ql^2}{24}$, а вместо $M_{кр}$ – значение изгибающего критического момента для желоба ленты $M_{кр}$ и заменив S на S_{min} , EJ – на $E_3 J_3$, после соответствующих преобразований получим выражение для определения наибольшего допустимого расстояния между роlikоопорами по условию устойчивости желобчатой формы ленты:

$$l = \sqrt{\frac{24M_{кр}}{q - \frac{24a^2 M_{кр} S_{min}}{\pi^2 E_3 J_3}}}. \quad (5)$$

При определении шага роlikоопор по формуле (5) в качестве изгибающей поперечной нагрузки q желательно принимать ее значение с учетом коэффициента динамичности поперечного перемещения ленты с грузом, соответствующего данной скорости транспортирования. Инерционность подвижной нагрузки можно учесть, используя следующую формулу для динамического давления груза:

$$q_d = q \left(1 + \frac{v^2}{g\rho} \right), \quad (6)$$

где q – вес подвижной нагрузки; v – скорость перемещения; g – ускорение свободного падения.

Впрочем, поправка составляет десятые доли процента и ею можно пренебречь.

В дальнейшем удобнее использовать удельную величину критического момента $\mu_{кр} = M_{кр}/D_z$ (D_z – цилиндрическая жесткость ленты в продольном направлении), которая может быть принята в качестве обобщенного параметра, имеющего достаточно статистически устойчивые значения для большинства линеек выпускаемых конвейерных лент. Тогда, учитывая формулы (1) и (3), выражение (5) можно записать в виде

$$l = \sqrt{\frac{24 \mu_{кр} D_z}{q - \frac{2S_{min} K_{кр}}{\pi B}}}. \quad (7)$$

У тканевых лент основное сопротивление изгибу оказывает каркас ленты, толщина которого равна суммарной толщине прокладок и сквиджей. В этом случае

цилиндрическая жесткость, Н · м, резиноканево́й ленты в продольном направлении рассчитывается как

$$D_z = \frac{E_z \delta_k^3}{12(1-\nu_x \nu_z)}, \quad (8)$$

где E_z – продольный модуль упругости ленты; δ_k – толщина каркаса ленты, т. е. суммарная толщина прокладок и сквиджей (без учета обкладок); ν_x, ν_z – коэффициенты Пуассона, соответствующие продольному и поперечному направлениям.

Заметим, что коэффициенты Пуассона в поперечном и продольном направлениях будут различными, обратно пропорциональными модулям упругости в силу закона парности касательных напряжений.

Иногда резиноканевую ленту в продольном направлении рассматривают как пластинку, армированную равноотстоящими элементами жесткости. При таком допущении цилиндрическая жесткость резиноканевой ленты в продольном направлении определяется по формуле [3]:

$$D_z = D_x + \frac{3}{8} \frac{E_0 I}{t}, \quad (9)$$

где E_0 – модуль упругости проволоки; $I = 3,33 \cdot 10^{-2} \cdot d_{mp}^4$ – момент инерции сечения троса; d_{mp} – диаметр троса; t – шаг тросов; $D_x = \frac{E_p \delta^3}{12(1-\nu_x \nu_z)}$ – цилиндрическая жесткость резиноканевой ленты в поперечном направлении; E_p – модуль упругости резины; δ – толщина ленты.

Анализ полученных нами в работе [1] формул показывает, что удельная величина критического момента $\mu = M_{кр} / D_z$ и критическая кривизна $K_{кр}$ зависят лишь от соотношений $b = \frac{B}{\delta_k}$, $c = \frac{D_x}{D_z} = \frac{E_x}{E_z}$, а также от значения коэффициентов Пуассона ν_x, ν_z . Величина b имеет высокую статистическую устойчивость на отдельных линейках лент, что связано с увеличением ширины выпускаемых лент по мере повышения их удельной разрывной прочности. Величина c фактически принимает только три значения, соответствующие трем различным конструкциям лент: 0,22; 0,60 и 1,0. Значение коэффициента Пуассона ν_x обычно принимают равным 0,275, а ν_z связан с ним через коэффициент c . Таким образом, указанные величины претендуют на роль обобщенных параметров. При этом величина $M_{кр} = \mu D_z$ зависит от E_z , но на основе данных, приведенных в работе [5] для резиноканевых лент ведущих отечественных и зарубежных производителей, нами установлена достаточно точная среднестатистическая линейная зависимость:

$$E_z \simeq 75 \frac{k_p}{\delta_k},$$

где k_p – разрывная прочность ленты, Н/м ширины.

При этом, как правило, производители выпускают линейки лент, в которых $B = 10^{-6} \cdot k_p$ или (чаще) $B = 1,25 \cdot k_p \cdot 10^{-6}$ (формулы эмпирические, поэтому размерности в них не соблюдаются).

Некоторые обобщенные закономерности можно позаимствовать из методики выбора и расчета параметров ленточных конвейеров [4]. Например, усредняя некоторые коэффициенты в формулах этой методики, можно получить упрощенные

выражения для натяжений ленты при сбегаии с хвостового барабана и при набегании на приводной барабан:

$$S_{min} \approx (0,4 \dots 1,3)q_r Lw'; \quad S_{max} \approx (1,5 \dots 15)q_r Lw'; \quad (10)$$

$$q_e \approx 1\,100 B^2; \quad q \approx 1\,400 B^2, \quad (11)$$

где q_e, q – погонные нагрузки от веса груза и груза с лентой, Н/м; L – длина конвейера, м; w' – общий коэффициент сопротивления движению, обычно принимаемый равным 0,035).

Меньшие числа в скобках соответствуют углу наклона конвейера $\beta = 0^\circ$, а большие – $\beta = 18^\circ$, величина тягового фактора принята равной 6,0. Приведенные зависимости позволяют выразить формулу (7) через различные сочетания параметров конвейера, а не только через нагрузку и натяжение ленты. Кроме того, подстановка усредненных соотношений (10) и (11) в выражение (7) показывает, что даже на мощных конвейерах большой длины влияние натяжения S_{min} ничтожно мало. Определяющей является цилиндрическая жесткость ленты, и шаг роликкоопор нужно находить из ее величины.

Из соотношений (10) и (11) можно показать, что проверка по формуле минимального натяжения ленты, приведенной во введении, теряет смысл на горизонтальных конвейерах начиная с длины конвейера 500 м при тяговом факторе $A = 6,0$; с длины 200 м – при $A = 2,6$ и на конвейерах с углом наклона 18° начиная с длины 30 м при $A = 2,6$.

Рассмотрим переходные участки конвейера. Для более равномерного натяжения по ширине ленты на переходном участке между приводным или разгрузочным барабаном и ближайшей роликкоопорой рекомендуется подъем верхней образующей барабана над верхней образующей среднего ролика на величину $h = H/3$ (см. рисунок) [5]. На самом деле величина h должна быть равна расстоянию до главной оси инерции поперечного сечения ленты x , следовательно, согласно [3]:

$$\frac{h}{H} = \frac{\alpha - \sin\alpha}{\alpha(1 - \cos\alpha)}.$$

Можно убедиться, что при $\alpha = 25 \dots 45^\circ$ это отношение с очень высокой точностью равно 1/3 (если считать желоб ленты сегментом окружности).

Кроме того, устанавливается минимально допустимая длина переходного участка $l_{пер}$. Так, фирма Metso Minerals для своих лент Trellex рекомендует значение $l_{пер} = 0,9 \cdot B$ [5]. Однако, исходя из приведенных выше рассуждений, необходимо определять и максимально допустимую по устойчивости желоба ленты длину переходного участка.

Минимально допустимую длину установим из условия достаточности изгибающего момента в эквивалентной балке на ее конце (при набегании на барабан) для выполаживания желоба ленты до плоского состояния при продольном изгибе выпуклостью вверх. Момент на жестко заделанных концах балки [3]

$$M = \frac{ql^2}{12}.$$

Таким образом, нужно только заменить в формуле (7) число 24 на 12 и учесть, что при таком изгибе величина $\mu_{кр}$ больше, чем при изгибе выпуклостью вниз на 8...12 %.

Максимально допустимую длину определим по значению допустимого изгибающего момента в эквивалентной балке в ее средней части при продольном изгибе выпуклостью вниз, считая, что на одном конце она заделана жестко, а на другом – шарнирно (изгибающим моментом плоской ленты при набегании на барабан можно пренебречь). При этом момент в середине балки [3]

$$M = \frac{ql^2}{128}.$$

Следовательно, нужно только заменить в формуле (7) число 24 на 128 и учесть, что при такой заделке концов коэффициент $a = 0,7$ [3].

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ, ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Для примера нами были выполнены расчеты по предложенным обобщенным формулам для ленты ТК-400 с восьмью прокладками шириной 1,6 м. Тяговое усилие конвейера и натяжения ленты приняты из условия полного использования ее прочности при коэффициенте запаса 10.

Получены значения: $l'_p = 1,76$ м, $l_{пер\ min} = 1,26$ м, $l_{пер\ max} = 4,0$ м. Очевидно, что чем больше длина переходного участка, тем лучше. Однако она ограничена по условию устойчивости желоба ленты в середине этого участка. При этом влияние натяжения ленты оказалось ничтожно малым.

Таким образом, при проектировании ленточного конвейера рекомендуются следующие действия:

- 1) максимально допустимый шаг роlikоопор проверять из условия устойчивости желоба ленты по приведенным выше зависимостям;
- 2) для более равномерного натяжения по ширине ленты на переходном участке между приводным или разгрузочным барабаном и ближайшей роlikоопорой подъем верхней образующей барабана над верхней образующей среднего ролика устанавливать на величину превышения главной оси инерции поперечного сечения ленты над ее нижней точкой; это превышение зависит только от ширины ленты и угла наклона боковых роlikов;
- 3) кроме минимально допустимой длины переходного участка, определять максимально допустимую по устойчивости желоба ленты длину этого участка;
- 4) минимально допустимую длину переходного участка находить с учетом цилиндрической жесткости ленты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяченко В.П. Особенности деформации желобчатой конвейерной ленты при малых натяжениях // *Вестник Тверского государственного университета. Серия «Технические науки»*. 2020. № 4 (8). С. 46–53.
2. Шибалов С.Ф. Исследование ленточно-канатного конвейера для крупнокусковых скальных грузов: дис. ... канд. техн. наук. М., 1978. 251 с.
3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.

4. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П., Запенин И.В., Шешко Е.Е. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: Горная книга, 2011. 545 с.

5. Галкин В.И., Шешко Е.Е., Сазанкова Е.С. Современные конвейерные ленты: учеб. пособие. М.: МИСиС, 2014. 104 с.

Для цитирования: Дьяченко В.П. Обобщенные зависимости эксплуатационных параметров конвейера от цилиндрической жесткости грузонесущей ленты // Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки». 2021. № 2 (10). С. 62–69.

GENERALIZED DEPENDENCES OF THE OPERATIONAL PARAMETERS OF THE CONVEYOR ON THE CYLINDRICAL STIFFNESS OF THE LOAD-BEARING BELT

V.P. DYACHENKO, Cand. Sc.

National research technological university «MISIS», 4, Leninsky Prospekt,
119049, Moscow, Russian Federation, e-mail: viach.dyachenko@yandex.ru

The article presents generalized to a wide range of conveyor belts analytical dependences limit operating parameters of the pipeline, which in areas with low tension loss occurs from the gutter, from the cylindrical stiffness of the load-carrying belt and its structural and physical-mechanical properties. The results of calculations on these dependences for a range of modern rubber-fabric and rubber-wire belts are presented. The obtained results can be used for the verification calculation of the minimum allowable belt tension and the maximum allowable belt deflection, which usually occur in the loading zone of the conveyor and are the starting value when constructing a tension diagram during the traction calculation of the conveyor. The obtained dependencies are especially necessary for determining the parameters of the transition sections of belt conveyors.

Keywords: belt conveyor, operational parameters, transition sections, conveyor belts, minimum tension, deflection, physical and mechanical characteristics.

REFERENCES

1. Dyachenko V.P. Features of deformation of the grooved conveyor belt at low tensions. *Vestnik Tverskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya «Tekhnicheskie nauki»* 2020. No 4 (8), pp. 46–53. (In Russian).

2. Shibalov S.F. Research of the belt-rope conveyor for large-bulk rock cargo. Cand. dis. (technical). Moscow, 1978. 251 p. (In Russian).

3. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. *Spravochnik po soprotivleniju materialov [Handbook of material resistance]*. Kiev: Naukova Dumka, 1988. 736 p.

4. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P., Zapenin I.V., Sheshko E.E. *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveyerov gornyx predpriyatij [Modern theory of the belt conveyors of mining enterprises]*. Moscow: Gornaya kniga, 2011. 545 p.

5. Galkin V.I., Sheshko E.E., Sazankova E.S. *Sovremennyye konvejernyye lenty [Modern conveyor belts]*. Moscow: MISiS, 2014. 104 p.

Поступила в редакцию/received: 10.03.2021; после рецензирования/revised: 25.03.2021;
принята/accepted: 31.03.2021