

УДК 622.647.2:681.5

Жигула Т. И., канд. техн. наук, ст. научн. сотр.
(ИГТМ НАН України)

**ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ТРУБЧАТОЙ ЛЕНТЫ
ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ
ЛЕНТОЧНЫХ ТРУБЧАТЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

Жигула Т. І., канд. техн. наук, ст. наук. співр.
(ИГТМ НАН України)

**ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ТРУБЧАТОЇ СТРИЧКИ
ДЛЯ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ
СТРИЧКОВИХ ТРУБЧАСТИХ КОНВЕЙЄРІВ**

Zhigula T. I., Ph.D. (Tech.), Senior Researcher
(IGTM NAS of Ukraine)

**FEATURES OF DYNAMICS OF TUBULAR BELT FOR DIFFERENT
CONSTRUCTION CHARTS OF BELT TUBULAR CONVEYERS**

Аннотация. Сформулированы задачи исследований динамики трубчатой ленты для двух основных групп ленточных трубчатых конвейеров (ЛТК). Отмечено, что для ЛТК первой группы, у которых плоская лента сворачивается в трубу с помощью специальных роликоопор, основную опасность представляют крутильные колебания. Проанализированы факторы, вызывающие крутильные колебания трубчатой ленты. Дана оценка максимальному углу поворота ленты от внезапно приложенного момента.

Для ЛТК второй группы, у которых лента подвешена к ходовым роликам, перемещающимся по подвесным путям, опасность представляют поперечные колебания подвесного пути под действием подвижной нагрузки. Рассмотрена возможность потери устойчивости трубчатой ленты ЛТК второй группы. Получены формулы критических скоростей движения трубчатой ленты, достижение которых может привести к значительному росту ее поперечных колебаний.

Ключевые слова: ленточный трубчатый конвейер, поперечные и крутильные колебания ленты, критическая скорость, устойчивость движения.

Ленточные трубчатые конвейеры (ЛТК) все чаще применяются для перемещения на большие расстояния мелкодисперсных материалов и вредных веществ. Основное преимущество этого типа конвейеров в том, что они экологически чисто перемещают груз по сложным трассам. Основной недостаток ЛТК – применение дорогостоящей специальной ленты, стоимость которой соизмерима со стоимостью всего конвейера.

Ленточные трубчатые конвейеры, обладая существенными преимуществами по сравнению с обычными ленточными конвейерами, отличаются от последних целым рядом особенностей. ЛТК оснащаются специальной лентой, которая должна отвечать специфическим требованиям:

– обладать повышенной эластичностью и гибкостью, обеспечивающими возможность изгиба радиусом от 300 ее диаметров;

- стабильно поддерживать форму трубы;
- выдерживать динамические нагрузки в пунктах загрузки и выгрузки.

Для того, чтобы подобрать ленту, отвечающую этим требованиям, необходимо исследовать динамические процессы, возникающие в трубчатой ленте с грузом при ее движении по ставу конвейера, а именно, исследовать поперечные в вертикальной плоскости и вращательные колебания ленты, определить перерезывающие динамические усилия и крутящие моменты, возникающие в сечениях ленты, выполнить исследования устойчивости формы ленты и ее поперечного сечения.

Значительный объем исследований по динамике трубчатых конвейеров за последние 10 лет выполнен в Московском государственном горном университете (Россия) Галкиным В. И., Дмитриевым В. Г., Сергеевой Н. В., Егоровым А. П., Ивановым И. Ю., Ефимовым М. С. и др. Эти исследования, в основном, опубликованы в ГИАБ и посвящены вертикальным и угловым колебаниям трубообразной ленты, определению критических скоростей движения конвейера и сил сопротивления движущейся по роликоопорам ленты.

В работе [1] отмечается, что для того, чтобы производительность ленточного трубчатого конвейера была близка к производительности конвейера с желобчатой лентой, скорость ленты ЛТК должна быть порядка 8 м/с, что может привести к увеличению сил сопротивления движению ленты и возникновению явления неустойчивости ленты. С целью исследования вертикальных и вращательных колебаний ленты составлены соответствующие уравнения и на их основе получены формулы критических скоростей и сил сопротивления движению ленты.

В статье [2] исследуются вращательные колебания трубообразной ленты для случая, когда трасса конвейера имеет изгиб. Рассмотрены различные варианты поворота трассы, получены выражения для крутящих моментов, действующих на трубообразную ленту, проанализирован случай потери герметичности ленты, вызванной крутящим моментом.

Хотя объем исследований выполнен большой, многие важные вопросы динамики ЛТК остались нерассмотренными, а постановка основных задач не всегда корректна. Многие важные вопросы динамики ЛТК (устойчивость трубчатой ленты, сопротивление движению ленты по роликоопорам) изучены недостаточно и требуют дальнейших исследований.

Наиболее характерным признаком, позволяющим объединить конструктивные схемы трубчатых ленточных конвейеров, является способ перемещения грузонесущей ленты по трассе конвейера. В соответствии с этим признаком можно выделить две основные группы ЛТК.

Первая группа – конвейеры с обычной плоской лентой, сворачиваемой в трубу с помощью специальных роликоопор. В сечении лента с грузом имеет вид круга или овала.

Вторая группа – конвейеры с лентой, подвешенной к ходовым роликам или тележкам, перемещающимся по подвесным путям. Лента в грузонесущей части имеет форму петли. В ЛТК этой группы ходовой путь может быть выполнен из

профиля коробчатого сечения, обычных рельсов, двутавровых балок, уголков, труб.

Каждая из указанных групп ЛТК имеет свои преимущества и недостатки. Сформулируем задачи исследований динамики ЛТК для каждой из выделенных групп.

Трубчатая лента ЛТК первой группы при движении по роlikоопорам совершает поперечные и крутильные колебания. Прогиб ленты и ее поперечные колебания незначительны, так как роlikоопоры, поддерживающие ленту и создающие форму ее поперечного сечения в виде круга, установлены с небольшим шагом, соизмеримым с диаметром ленты. Основную опасность представляют крутильные колебания ленты, которые ничем не ограничены. Они возбуждаются за счет крутящих моментов, возникающих при свертывании ленты в трубу, при изгибе трассы конвейера, при перекосе поддерживающих роликков. Эти колебания могут вызвать значительный угловой поворот ленты, а, следовательно, и поворот соединенных внахлестку ее бортов, при этом возможно расхождение бортов, потеря устойчивости внутренним объемом, просыпи груза, пыление. Предотвращение вращения трубчатой части ленты является актуальной задачей. Поэтому основной задачей исследований динамики ЛТК первой группы является исследование крутильных колебаний трубчатой ленты при ее движении по роlikоопорам.

Будем рассматривать прямолинейный участок ЛТК длиной l от точки сворачивания ленты в трубу до точки разгрузки конвейера.

При исследовании крутильных колебаний трубчатой ленты представим ее в виде однородного упругого стержня, находящегося под действием моментной нагрузки интенсивности $Q(x,t)$ [3]. Дифференциальное уравнение крутильных колебаний стержня имеет вид:

$$\bar{I} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[GI_p \frac{\partial \theta}{\partial x} \right] = Q(x,t), \quad (1)$$

где $\theta(x,t)$ – угол поворота сечения стержня x в момент времени t , рад; G – модуль сдвига, Н/м²; I_p – экваториальный момент поперечного сечения, м⁴; \bar{I} – погонный момент инерции относительно оси стержня, Н·с².

Рассмотрим крутильные колебания однородного стержня с одним жестко закрепленным ($x=0$) и другим свободным концом, которые возникают от момента M , внезапно приложенного к свободному концу стержня в начальный момент. В этом случае уравнение (1) имеет вид:

$$\bar{I} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - GI_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = M\sigma_1(x-l)\sigma_0(t). \quad (2)$$

Нужно найти частное решение этого уравнения при краевых условиях

$$\theta(0,t) = 0, \quad \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=l} = 0$$

и при начальных условиях

$$\theta(x,0) = \dot{\theta}(x,0) = 0.$$

Решение ищем в виде разложения по собственным формам свободных крутильных колебаний стержня с одним жестко закрепленным и одним свободным концом [3]

$$\theta(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t) \varphi_k(x);$$

$$\varphi_k(x) = a_k x; \quad T_k(t) = \frac{2M \sin a_k l}{\bar{I} p_k^2} (1 - \cos p_k t);$$

$$a_k = \frac{2k-1}{2l} \pi; \quad p_k = a_k \sqrt{\frac{GI_p}{\bar{I}}} \quad (k = 1, 2, 3, \dots).$$

Окончательно искомое решение имеет вид:

$$\theta(x,t) = \frac{8Ml}{\pi^2 GI_p} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin a_k l \sin a_k x}{(2k-1)^2} (1 - \cos p_k t). \quad (3)$$

Положив $x=l$, найдем угол поворота конца стержня

$$\theta(l,t) = \frac{8Ml}{\pi^2 GI_p} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \cos p_k t}{(2k-1)^2}.$$

Максимальный угол поворота конца стержня получим при $\cos p_k t = -1$

$$\theta_{\max} = \frac{16Ml}{\pi^2 GI_p} \left(1 + \frac{1}{3^2} + \frac{1}{5^2} + \dots \right) = \frac{2Ml}{GI_p}. \quad (4)$$

Максимальный угол поворота конца стержня от внезапно приложенного момента оказывается в два раза большим статического угла поворота от того же момента.

Пусть $[\theta]$ – допустимый угол поворота конца трубчатой ленты, то есть такой угол, при котором не произойдет расхождения бортов ленты и просыпи груза. Тогда должно выполняться условие

$$\theta_{\max} \leq [\theta] \quad \text{или} \quad \frac{2lM}{GI_p} \leq [\theta],$$

откуда получим

$$\frac{2l}{GI_p} \leq \frac{[\theta]}{M}. \quad (5)$$

Определив значение $[\theta]$ и оценив момент, приложенный к концу ленты, можно подобрать ленту, основные параметры которой удовлетворяют неравенству (5), что даст возможность исключить расхождение бортов трубчатой ленты и просыпи груза при движении конвейера.

Для ЛТК второй группы крутильные колебания ленты практически не реализуются. Наибольшую опасность представляют поперечные колебания в вертикальной плоскости подвесного пути под действием подвижной нагрузки (ленты с грузом). Задача о влиянии подвижной нагрузки на канатный став ленточного конвейера рассмотрена автором ранее [4]. Полученные результаты могут быть использованы для определения критических скоростей движения ЛТК второй группы.

Рассмотрим динамические явления, возникающие в несущем органе на прямолинейном участке трассы ЛТК второй группы под действием движущейся нагрузки – трубчатой ленты с грузом.

При исследовании поперечных колебаний несущий орган ЛТК будем моделировать однородным упругим стержнем, вдоль которого движется распределенная нагрузка. Для различных случаев установки или подвески грузонесущего органа будем считать, что концы стержня либо шарнирно оперты, либо жестко заземлены, либо упруго закреплены относительно поперечных перемещений.

Считаем, что упругая ось стержня в недеформированном состоянии прямолинейна, примем ее за координатную ось x . Поперечные отклонения точек оси стержня y определяются функцией двух переменных – координаты x и времени t :

$$y = y(x, t).$$

Согласно [3] уравнение поперечных колебаний стержня, находящегося под действием распределенной нагрузки и продольной растягивающей силы, имеет вид:

$$\frac{p}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(W \frac{\partial y}{\partial x} \right) = f(x, t), \quad (6)$$

где W – растягивающее усилие, направленное вдоль оси стержня, Н; EI – изгибная жесткость стержня, Нм²; p – интенсивность веса стержня, Н/м; $f(x, t)$ – интенсивность поперечной нагрузки, Н/м; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Вследствие прогиба стержня интенсивность подвижной нагрузки

определяется суммой интенсивностей ее веса и силы инерции:

$$f(x, t) = -q - \frac{q V^2}{g \rho}, \quad (7)$$

где ρ – радиус кривизны стержня, м; q – интенсивность веса подвижной нагрузки, Н/м; $\frac{V^2}{\rho} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} V^2$ – вертикальное ускорение элемента нагрузки, возникающее из-за прогиба стержня.

Считаем, что в граничных точках выполняются условия шарнирного закрепления:

$$y(0, t) = y(l, t) = 0, \quad \frac{\partial^2 y(0, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y(l, t)}{\partial x^2} = 0.$$

Начальные условия задачи:

$$y(x, 0) = \varphi(x), \quad \varphi(0) = \varphi(l) = 0,$$

где $\varphi(x)$ – форма стержня, которую он имел до начала движения нагрузки.

В статье [4] построено решение, определяющее поперечные перемещения несущего органа под действием подвижной нагрузки, и рассмотрены вопросы устойчивости системы. Получены формулы критических скоростей $V_{кр1}$ и $V_{кр2}$, достижение которых может привести к значительному росту амплитуд поперечных колебаний несущего органа

$$V_{кр1} = \sqrt{\frac{EIg}{q} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \frac{Wg}{q}}; \quad (8)$$

$$V_{кр2} = \sqrt{\frac{g}{q} \left(W - \frac{\pi^2 EI}{l^2} \right)}. \quad (9)$$

Формулы (9) и (10) могут быть применены для проверки на устойчивость несущего органа ЛТК второй группы. Для проведения дальнейших исследований необходима конкретизация схемы ЛТК и его составляющих – профиля несущего органа и его натяжения, характеристик ленты и груза.

Выводы

1. Исследования крутильных колебаний трубчатой ленты ЛТК первой группы показали, что момент, внезапно приложенный к одному из концов трубчатой ленты, может вызвать поворот ее сечения на угол, в два раза больший, чем в случае статического нагружения таким же моментом.

Полученная формула (6) дает возможность определить основные параметры трубчатой ленты, которые исключают возможность значительного поворота сечений ленты и просыпи груза.

2. Потеря устойчивости става и трубчатой ленты ЛТК второй группы может возникнуть, если скорость конвейера достигнет критических значений $V_{кр1}$ или $V_{кр2}$. Чтобы избежать значительного роста поперечных колебаний несущего органа, необходимо при выборе параметров ЛТК второй группы производить их проверку на выполнение условий (8) и (9).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Дмитриев, В.Г. Влияние скорости ленты на распределенные силы сопротивления движению трубчатого конвейера / В.Г. Дмитриев, А.П. Егоров // ГИАБ. – М.: МГУ, 2011. – № 6. – 191–198 с.
2. Дмитриев, В. Г. Особенности движения ленты трубчатого конвейера по изогнутому в горизонтальной плоскости участку трассы / В. Г. Дмитриев, М. С. Ефимов // Известия вузов. Горный журнал. – 2008. – № 3. – С. 99–102.
3. Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Дрофа, 2004. – 560 с.
4. Жигула, Т. И. Динамическое воздействие подвижной нагрузки на канатный став ленточного конвейера / Т. И. Жигула // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2012. – Вып. 105. – С. 185–192.

REFERENCES

1. Dmitriev, V. G. and Egorov, A. P. (2011), "Influence of speed of belt on distributing force of resistance to motion of tubular conveyer", *Gorny informatsionno-analitichesky byulleten*, no. 6, pp. 191–198.
2. Dmitriev, V. G. and Efimov, M. S. (2008), "Features of motion of belt of tubular conveyer on the area of route bend in a horizontal plane", *Izvestiya vuzov. Mining Journal*, no. 3, pp. 99–102.
3. Babakov, I.M. (1968), *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibrations], Drofa, Moscow, RU.
4. Zhigula, T.I. (2012), "Dynamic influence of mobile loading on rope base of belt conveyer", *Geo-Technical Mechanics*, no. 105, pp. 185–192.

Об авторах

Жигула Татьяна Ильинична, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник в отделе физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепр, Украина, tzhigula@gmail.com

About the authors

Zhigula Tatyana Ilyinichna, Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Foundations of Mining Transport Physics and Mechanics M. S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepr, Ukraine, tzhigula@gmail.com

Анотація. Сформульовані задачі досліджень динаміки трубчастої стрічки для двох основних груп стрічкових трубчастих конвеєрів (ЛТК). Відзначено, що для ЛТК першої групи, у яких плоска стрічка згортається в трубу за допомогою спеціальних роликкоопор, основну небезпеку становлять крутильні коливання. Проаналізовані чинники, що викликають крутильні коливання трубчастої стрічки. Дана оцінка максимальному куту повороту стрічки від раптово прикладеного моменту.

Для ЛТК другої групи, у яких стрічка підвішена до ходових роликів, що переміщуються по підвісних шляхах, небезпеку становлять поперечні коливання підвісного шляху під дією рухомого навантаження. Розглянута можливість втрати стійкості трубчастої стрічки ЛТК другої групи. Одержано формули критичних швидкостей руху трубчастої стрічки, досягнення яких може привести до значного зростання її поперечних коливань.

Ключові слова: стрічковий трубчастий конвеєр, поперечні і крутильні коливання стрічки,

критична швидкість, стійкість руху.

Abstract. The tasks are formulated for studying the tubular belt dynamics in two basic groups of belt tubular conveyers (BTC). It is noted that torsional vibrations present a key danger for the first group of the BTC, in which flat belt is rolled up into a tube by special roller carriages. Factors causing the tubular belt torsional vibrations are analyzed. Maximal angle of the belt turn due to the suddenly attached moment is evaluated.

For the second group of the BTC, in which belt is hanged on the travelling rollers moving along the hanging rail, the danger is caused by transversal vibrations of the hanging rails being under action of the moving loads. Possible loss of tubular belt stability in the second group of the BTC is considered. The formulas are established for critical speeds of tubular belt motion, achieving of which can result in considerable growth of the belt transversal vibrations.

Keywords: belt tubular conveyer, the belt transversal and torsional vibrations, critical speed, stability of motion.

Статья поступила в редакцию 20.12.2016

Рекомендовано к публикации д-ром техн. наук В.Ф. Монастырским