

УДК 622.647.2

Кирия Р. В., канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
Ларионов Н. Г., канд. техн. наук
(ИГТМ НАН Украины)

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА**

Кірія Р. В., канд. техн. наук, ст. научн. сотр.,
Ларіонов М. Г., канд. техн. наук.
(ИГТМ НАН України)

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
ЛІНІЙНОЇ ЧАСТИНИ ТРУБЧАТОГО КОНВЕЄРА**

Kiriya R. V., Ph.D. (Tech.), Senior Researcher,
Larionov M. G., Ph.D. (Tech.)
(IGTM NAS of Ukraine)

**MATHEMATIC MODELING OF STRESS-STRAIN STATE OF THE BELT
LINEAR SECTOR IN THE TUBULAR CONVEYOR**

Аннотация. Основным и самым дорогостоящим элементом трубчатого конвейера (ТК) является его лента. Расчет ленты свернутой в оболочку из нелинейного, в смысле деформации, материала является серьезным препятствием для применения аналитических методов к расчету ее напряженно-деформированного состояния (НДС). Применение численных, основанных на методах конечных элементов, позволяет получать расчет параметров НДС ленты, однако не лишен недостатков, связанных, как с заданием исходных данных, так и с анализом полученных результатов и их физической интерпретации. Предлагается поход к упрощению общих уравнений упругой оболочки, основанный на учете особенности ее нагружения. Применение такого подхода позволило свести задачу к уравнению второго порядка относительно моментов и получить его аналитическое решение для расчета параметров НДС. Графические зависимости от величины параметров нагружения приводятся.

Ключевые слова: трубчатый ленточный конвейер, напряженно-деформированное состояние, общие уравнения упругой оболочки, упрощение, аналитическое решение.

Одним из основных направлений развития горного транспорта является усовершенствование транспортных средств за счет производства новых высокопроизводительных, надежных, энергоэффективных и экологических конвейеров.

Одним из таких типов конвейеров, которые получили широкое распространение за рубежом, является трубчатый конвейер. Основным преимуществом трубчатого конвейера является экологичность перемещения сыпучего груза по длинным трасам, а также незапыленность окружающей среды.

В настоящее время не существует в достаточной мере научно обоснованных методов расчета оптимальных параметров трубчатых конвейеров. Это, в частности, связано с малой изученностью напряженно-деформированного состояния ленты с сыпучим грузом при их движении по роlikоопорам трубчатого конвейера.

В данной статье получена математическая модель напряженно-деформированного состояния ленты с грузом трубчатого конвейера и на основании этого получены зависимости напряжений и деформаций ленты от параметров конвейера и свойств ленты.

Представим ленту трубчатого конвейера в виде упругой цилиндрической растянутой оболочки, образованной сворачиванием конвейерной ленты в трубу, частично заполненной сыпучим грузом и опирающейся на две роlikоопоры (рис. 1). При этом предположим, что лента на роlikоопорах может свободно деформироваться вдоль ленты и в окружном направлении. В радиальном направлении перемещения отсутствуют. При этом угол наклона касательных к ленте на роlikоопорах равен нулю.

Согласно общей теории упругих цилиндрических оболочек [1] на элемент срединной поверхности оболочки при его деформации действуют силы и моменты, показанные на рисунках 2 и 3. Деформации оболочки предполагаются весьма малыми.

Здесь ось z направлена по нормали к деформированной срединной поверхности, ось x – по касательной к срединной поверхности, ось y направлена перпендикулярно к плоскости xz ; N_x – интенсивность мембранных растягивающих усилий вдоль координатной оси x , Н/м; N_φ – интенсивность мембранных усилий в сечении по координате φ , Н/м; $N_{x\varphi}$ – интенсивность касательных мембранных усилий, Н/м; Q_x – интенсивность перерезывающих сил в направлении оси x , Н/м; Q_φ – интенсивность перерезывающих сил в направлении координаты φ , Н/м; M_φ , M_x , $M_{x\varphi}$ – интенсивности изгибающих и крутящих моментов нормальных сечений элемента цилиндрической оболочки, Н.

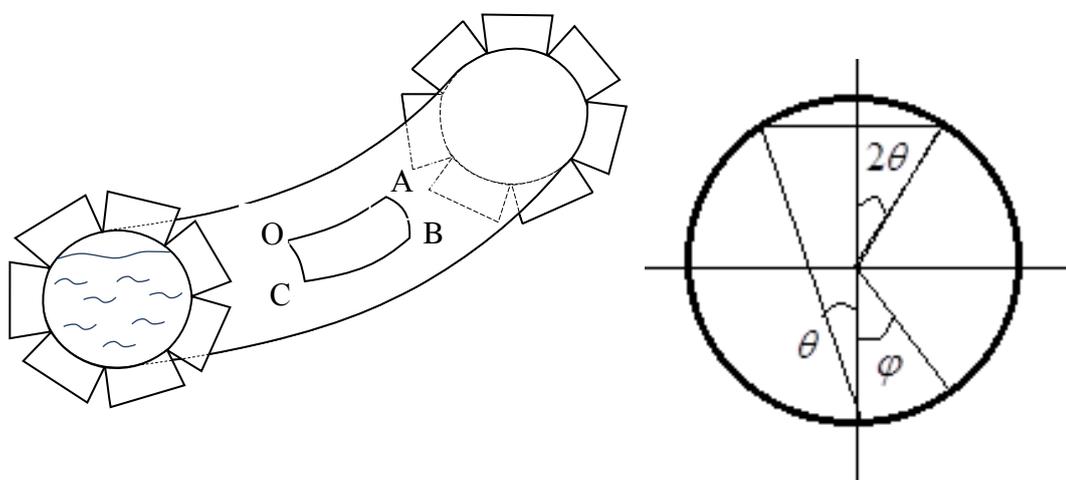


Рисунок 1 – Цилиндрическая оболочка ленты трубчатого конвейера

Согласно общей теории упругих цилиндрических оболочек [1] на элемент срединной поверхности оболочки при его деформации действуют силы и моменты, показанные на рисунках 2 и 3. Деформации оболочки предполагаются весьма малыми.

Здесь ось z направлена по нормали к деформированной срединной поверхности, ось x – по касательной к срединной поверхности, ось y направлена перпендикулярно к плоскости xz ; N_x – интенсивность мембранных растягивающих усилий вдоль координатной оси x , Н/м; N_φ – интенсивность мембранных усилий в сечении по координате φ , Н/м; $N_{x\varphi}$ – интенсивность касательных мембранных усилий, Н/м; Q_x – интенсивность перерезывающих сил в направлении оси x , Н/м; Q_φ – интенсивность перерезывающих сил в направлении координаты φ , Н/м; M_φ , M_x , $M_{x\varphi}$ – интенсивности изгибающих и крутящих моментов нормальных сечений элемента цилиндрической оболочки, Н.

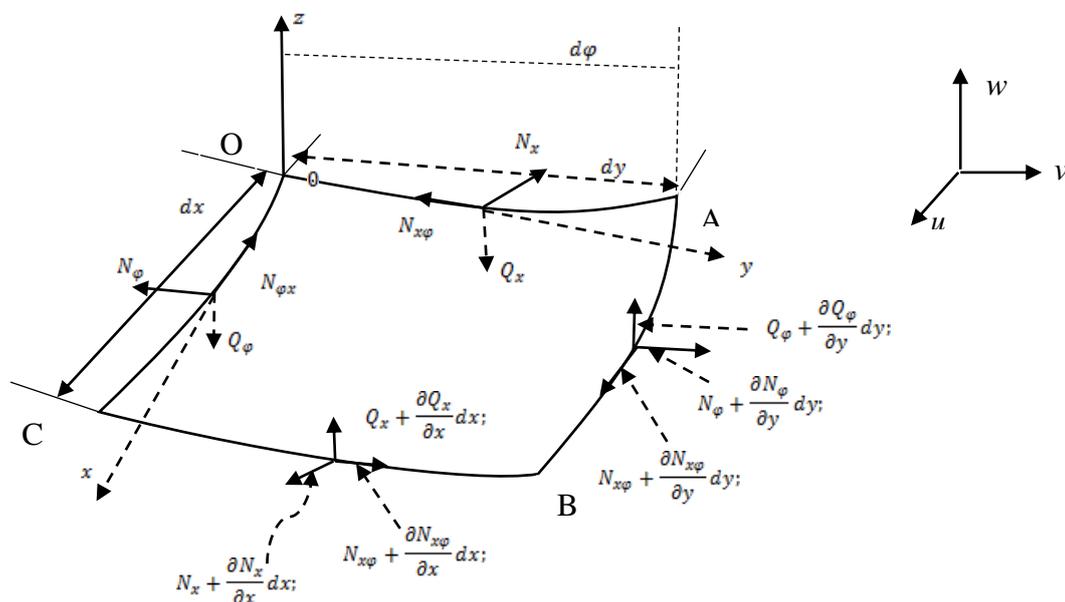


Рисунок 2 – Силы, действующие на малый элемент цилиндрической оболочки

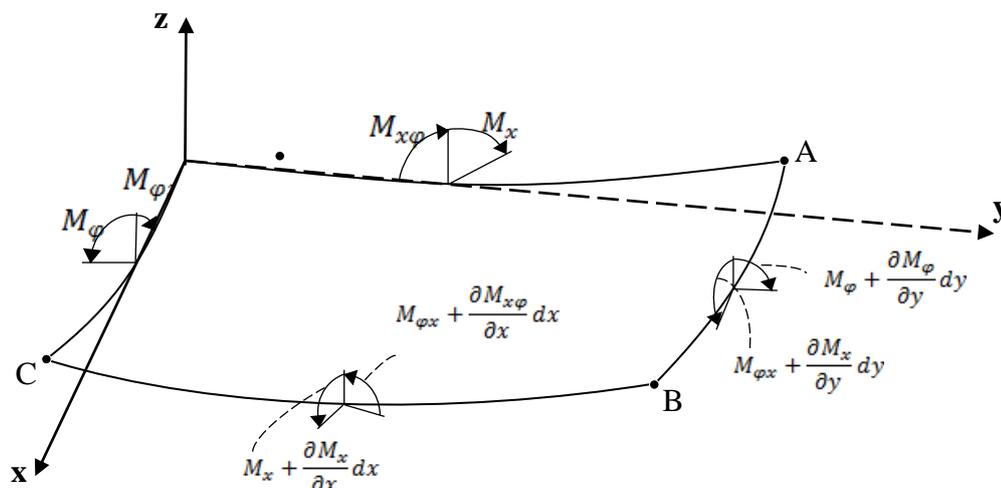


Рисунок 3 – Результирующие моменты, действующие на элемент цилиндрической оболочки

Предполагаем, что перемещения u , v , w малы (см. рис. 2), тогда уравнения равновесия элемента срединной поверхности для сил и моментов имеют вид [1]:

$$\begin{cases} R \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} - R Q_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - R N_{x\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - Q_\varphi \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) - N_\varphi \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) = 0; \\ \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} + R \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} + R N_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - Q_x \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + N_{\varphi x} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) - Q_\varphi \left(1 + \frac{\partial v}{R \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{R \partial \varphi^2} \right) = 0; \\ \frac{R \partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} + N_{x\varphi} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + R N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_\varphi \left(1 + \frac{\partial v}{R \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{R \partial \varphi^2} \right) + N_{\varphi x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + qR = 0. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} R \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} - R M_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - M_{\varphi x} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) + R Q_\varphi = 0; \\ \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial x} + R \frac{\partial M_x}{\partial x} + R M_{x\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - M_\varphi \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) - R Q_x = 0; \\ M_x \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + R M_{x\varphi} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + M_{\varphi x} \left(1 + \frac{\partial v}{R \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{R \partial \varphi^2} \right) - M_\varphi \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + R(N_{\varphi x} - N_{x\varphi}) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Величины деформаций можно представить в функциях перемещений u , v , w , а именно:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_\varphi = \frac{\partial v}{R \partial \varphi} - \frac{w}{R}; \gamma_{x\varphi} = \frac{\partial u}{R \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \chi_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \chi_\varphi = \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right); \chi_{x\varphi} = \frac{1}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right), \end{cases} \quad (3)$$

где ε_x – деформация в направлении оси x ; ε_φ – деформация в направлении φ ; γ_{xy} – угловая деформация; χ_x – изменение кривизны в направлении оси x , m^{-1} ; χ_φ – изменение кривизны в направлении сечения φ , m^{-1} ; $\chi_{x\varphi}$ – изменение кривизны в направлении сечения $x\varphi$, m^{-1} .

При этом согласно закону Гука силы изгиба и моменты равны [1, 2]:

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{1-\nu_1^2} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_\varphi), \quad N_\varphi = \frac{Eh}{1-\nu_1^2} (\varepsilon_\varphi + \nu \varepsilon_x), \quad N_{x\varphi} = \frac{\gamma_{x\varphi} Eh}{2(1-\nu_1)}; \\ M_x &= -D(\chi_x + \nu_1 \chi_\varphi), \quad M_\varphi = -D(\chi_\varphi + \nu_1 \chi_x), \quad M_{x\varphi} = -M_{\varphi x} = D(1-\nu_1) \chi_{x\varphi}, \end{aligned} \quad (4)$$

где D – цилиндрическая жесткость ленты, Н·м; h – толщина ленты конвейера, м; E – модуль упругости материала ленты, Н/м²; ν_1 – коэффициент Пуассона.

Здесь изгибная жесткость трубчатой ленты вычисляется по формуле

[Власов, 1962] $D = Eh^3 / 12(1 - \nu_1^2)$.

Так как силы N_φ , $N_{x\varphi}$ и Q_x , Q_φ , а также моменты M_x , M_φ , $M_{x\varphi}$ малы по сравнению с растягивающей силой N_x , их влиянием на изгиб цилиндрической оболочки можно пренебречь. В этом случае мы вправе отбросить в уравнениях (1), (2) все члены, содержащие произведение результирующих сил или результирующих моментов на производные малых смещений u , v и w . В таком случае системы уравнений равновесия после преобразования указанных членов примут вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} R \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} = 0; \\ \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} + RN_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + R \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial x} - Q_\varphi = 0; \\ R \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_\varphi + qR = 0; \\ R \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} + RQ_\varphi = 0; \\ \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial \varphi} + R \frac{\partial M_x}{\partial x} - RQ_x = 0. \end{array} \right. \quad (5)$$

Учитывая тот факт, что продольные силы, т.е. сила натяжения ленты N_x , многократно превышают поперечные силы N_φ , ими можно пренебречь, т.е. $N_\varphi = 0$. Так как силы скручивания ленты также отсутствуют, то моменты от этих сил соответственно равны нулю, т.е. $M_{x\varphi} = M_{\varphi x} = 0$. Тогда, исходя из этого, система уравнений (5) примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} R \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} = 0; \\ RN_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + R \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} - Q_\varphi = 0; \\ R \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + qR = 0; \\ - \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} + RQ_\varphi = 0; \\ R \frac{\partial M_x}{\partial x} - RQ_x = 0. \end{array} \right. \quad (6)$$

Исключая из системы уравнений (6) Q_x , Q_φ с учетом соотношений, полученных из последних двух равенств системы (6)

$$Q_\varphi = \frac{1}{R} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi}; \quad Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial x},$$

в результате получим систему уравнений (6) в виде:

$$\begin{cases} R \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial x} = 0; \\ RN_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + R \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{1}{R} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} = 0; \\ R \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 M_\varphi}{\partial \varphi^2} + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + qR = 0. \end{cases} \quad (7)$$

В случае отсутствия внешних окружных сил мембранные касательные силы равны нулю $N_{x\varphi} = N_{\varphi x} = 0$.

Тогда система уравнений (7) примет вид:

$$\begin{cases} R \frac{\partial N_x}{\partial x} = 0; \\ RN_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \frac{1}{R} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} = 0; \\ R \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 M_\varphi}{\partial \varphi^2} + RN_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + qR = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Из первого уравнения системы (8) имеем

$$N_x = f_1(\varphi) = s, \quad (9)$$

где s – интенсивность силы натяжения ленты, Н/м.

Интенсивность натяжения s определяется по формуле

$$s = \frac{S_l}{B},$$

где S_l – натяжение ленты конвейера, Н; B – ширина ленты конвейера, м.

Положим, что продольные перемещения u не зависят от координаты φ , т.е.

$\frac{\partial u}{\partial \varphi} = 0$. С другой стороны, так как $N_{x\varphi} = 0$, то из (4) следует, что угловая

деформация $\gamma_{x\varphi} = 0$.

Следовательно, из равенства (3) с учетом выше изложенного предположения имеем

$$\frac{\partial v}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0. \quad (10)$$

Из второго уравнения системы (8) с учетом (10) имеем

$$\frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} = 0. \quad (11)$$

Интегрируя последнее равенство, получим $M_\varphi = f(x)$.

Третье уравнение системы (8) с учетом (9) и (11) примет вид

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + s \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + q = 0. \quad (12)$$

Из уравнений (11) и (12) имеем:

$$M_x = -D(\varepsilon_x + \nu_1 \varepsilon_\varphi) = -D \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\nu_1}{R^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \right]; \quad (13)$$

$$M_\varphi = -D(\varepsilon_\varphi + \nu_1 \varepsilon_x) = -D \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \nu_1 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right). \quad (14)$$

Из равенства (14) имеем $\frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) = \frac{-M_\varphi}{D} - \nu_1 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$.

Подставим полученное выражение в (13), после преобразования получим

$$M_x = -D(1 - \nu_1^2) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu_1 M_\varphi. \quad (15)$$

Интегрируя уравнение (12) два раза по x , с учетом условия защемления ленты на роlikоопорах, т.е. при $x = 0$ и $x = l_p$ $w = 0$, $M_\varphi = M_0$, получим

$$M_x = \frac{ql_p}{2} x - \frac{qx^2}{2} - sw + M_0, \quad (16)$$

где M_0 – изгибающий момент ленты на роlikоопорах.

Подставляя (16) в (15), после преобразования получим

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{s}{D'} w = \frac{ql_p}{2D'} x - \frac{qx^2}{2D'} - \frac{M_0}{D'} - \frac{\nu_1 M_\varphi}{D'}, \quad (17)$$

где $D' = D(1 - \nu_1^2)$ или $D' = \frac{Eh^3}{12}$.

Полагаем, что на роlikоопорах лента трубчатого конвейера жестко закреплена, тогда граничные условия имеют вид (см. рис. 4):

$$\text{при } x=0 \quad w=0; \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \quad (18)$$

$$\text{при } x=l_p \quad w=0; \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0.$$

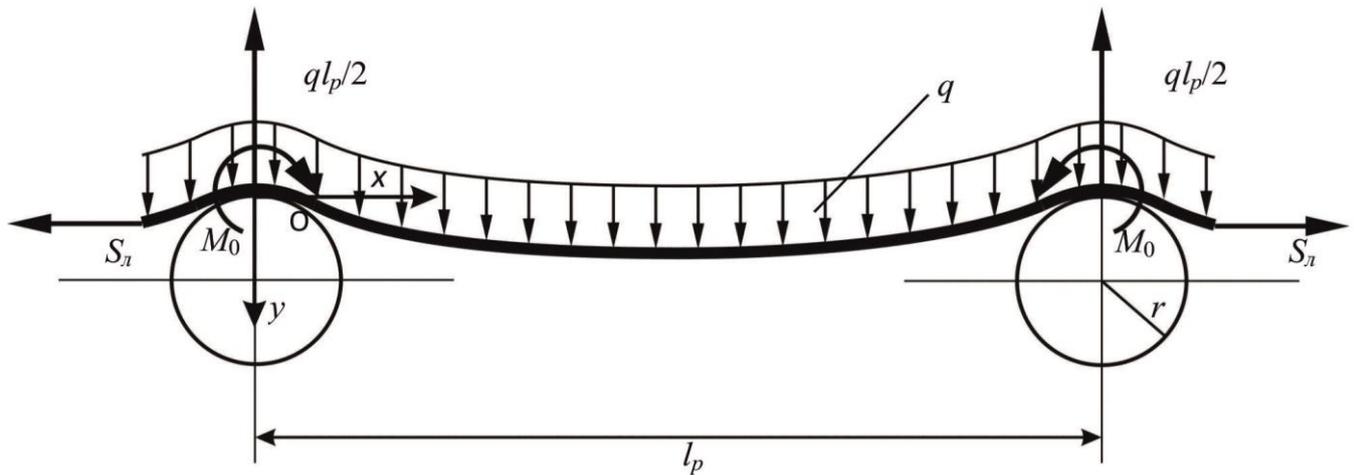


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения прогиба ленты трубчатого конвейера

Полагая в уравнении (17) $M'_0 = M_0 + M_\varphi$, получим

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{sw}{D'} = \frac{ql_p}{2D'} x - \frac{qx^2}{2D'} - \frac{M'_0}{D'}. \quad (19)$$

Решая уравнение (19) с учетом граничных условий (18), в результате получим [3]

$$w = -\frac{ql_p^4}{16u'^3 D'} \operatorname{sh} \frac{2u'x}{l_p} + \frac{ql_p^4}{16u'^3 D'} \operatorname{cthu}' \cdot \operatorname{ch} \frac{2u'x}{l_p} + \frac{ql^3 x}{8u'^2 D'} - \frac{ql_p^2 x^2}{8u'^3 D'} - \frac{ql_p^4}{16u'^3 D'} \operatorname{cthu}', \quad (20)$$

$$\text{где } u' = \frac{l_p}{2} \sqrt{\frac{s}{D'}} = \frac{l_p}{2} \sqrt{\frac{S_n}{BD'}}.$$

При этом M'_0 определяется по формуле

$$M'_0 = \frac{ql_p^2}{4u'^2} - \frac{ql_p^2}{4u'} \operatorname{cth} u'. \quad (21)$$

После преобразования левой части равенства (20) окончательно получим

$$w' = \frac{ql_p^2}{4u'S_n \operatorname{th} u'} \cdot \left\{ \frac{\operatorname{ch} \left[u' \left(1 - \frac{2x}{l_p} \right) \right]}{\operatorname{ch} u'} - 1 \right\} + \frac{q(l_p - x)xB}{2S_n}. \quad (22)$$

Изгибающий момент на роликоопоре M_0 определим по формуле

$$M_0 = M'_0 - \nu_1 M_\varphi. \quad (23)$$

Подставляя (21) в (23), получим

$$M_0 = \frac{ql_p^2}{4u'^2} - \frac{ql_p^2}{4u'} \operatorname{cth} u' - \nu_1 M_\varphi. \quad (24)$$

Здесь M_φ согласно [7] определим по формуле

$$M_\varphi = \frac{D}{R}, \quad \text{где } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu_1^2)}$$

или

$$M_\varphi = \frac{Eh^3}{12(1-\nu_1^2)R}. \quad (25)$$

Известно [4], что при движении ленты с сыпучим грузом распределенная нагрузка из-за деформации ленты и сил бокового распора изменяется вдоль ленты, при этом средняя величина распределенной нагрузки на ленту определяется по формуле

$$q = \frac{q_a + q_n}{2}, \quad (26)$$

где q_a – активная распределенная нагрузка на ленту конвейера, связанная с ее сжатием, Н/м²; q_n – пассивная распределенная нагрузка на ленту конвейера, связанная с ее развалом, Н/м².

Активная q_a и пассивная q_n нагрузки на ленту соответственно равны:

$$q_a = R\gamma(\cos^2 \varphi + m \sin^2 \varphi)(\cos 2\theta + \cos \varphi);$$

$$q_n = R\gamma \left(\cos^2 \varphi + \frac{\sin^2 \varphi}{m} \right) (\cos 2\theta + \cos \varphi), \quad (27)$$

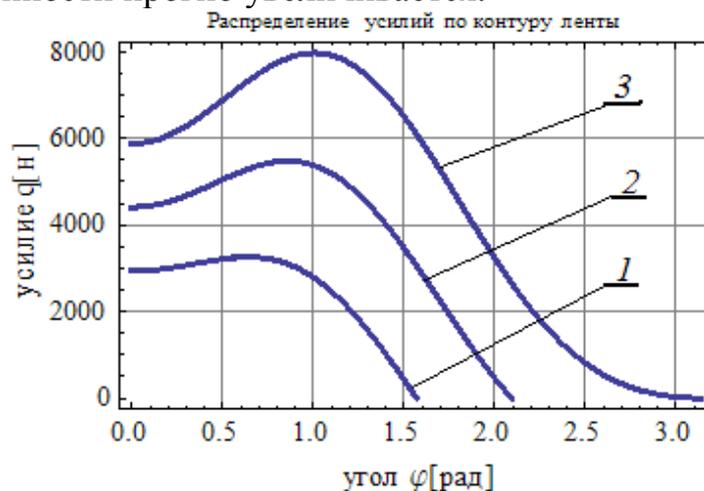
где m – коэффициент подвижности сыпучего материала; f – коэффициент трения сыпучего материала о ленту; γ – объемный вес материала, Н/м³; φ – текущая угловая координата в поперечном сечении трубчатой ленты конвейера, рад; θ – угол, определяющий степень заполнения сыпучим материалом поперечного сечения контура ленты, рад (см. рис. 1).

Следовательно, подставляя в равенство (22) выражение для q из формул (26) и (27), получим зависимость прогибов трубчатой ленты конвейера на пролете между роlikоопорами w от координаты x , угла φ и степени загрузки ленты грузом θ .

На рис. 5 представлены графики зависимости распределения нагрузки от угла φ при различной степени заполненности сыпучим грузом при $\theta = \pi/4; \pi/6; 0$. А на рис. 6 показаны соответствующие прогибы точек в радиальном направлении поперечного сечения оболочки, расположенной по середине между роlikоопорами при ($x = l_p/2$).

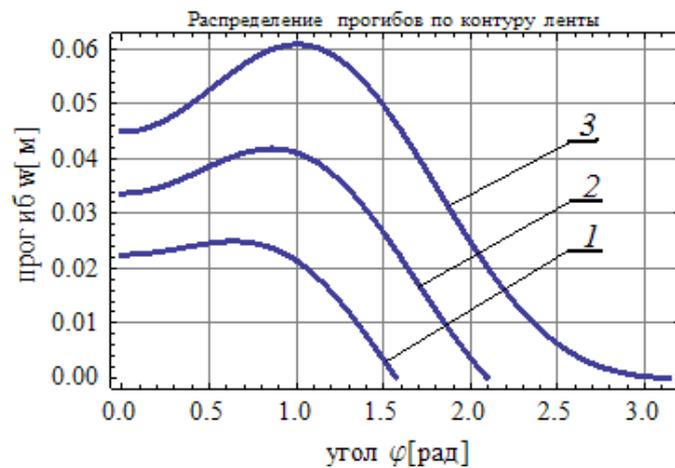
А из рисунка 6 следует, что максимальные усилия и прогиб сечения трубчатой ленты возникают примерно при угле $\varphi = 1,57$. При этом с уменьшением степени заполнения угол φ , при котором усилия и прогибы в сечении ленты уменьшаются.

На рис. 7 представлены графические зависимости распределения прогибов в нижних точках сечения оболочки при $\varphi = 0$ и различной степени загрузки внутреннего объема оболочки, т.е. при $\theta = \pi/4; \pi/6; 0$. Из рисунка видно, что максимальный прогиб в нижних точках сечения трубчатой ленты конвейера возникает посередине между роlikоопорами ($x = l_p/2$). При этом с увеличением степени загрузки прогиб увеличивается.



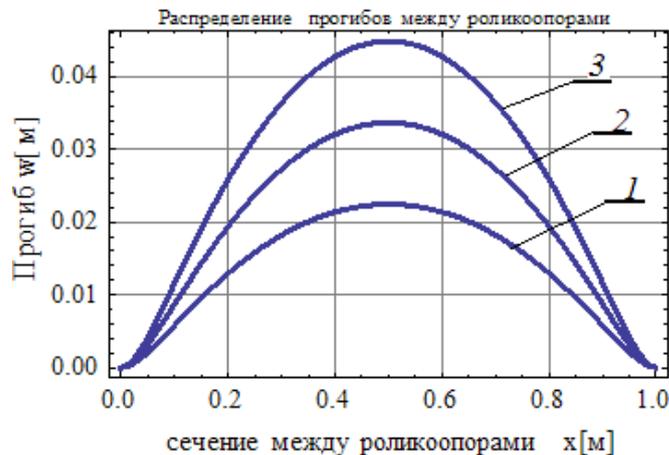
1 – $\theta = \pi/4$; 2 – $\theta = \pi/6$; 3 – $\theta = 0$

Рисунок 5 – Распределение давления груза на поверхность оболочки от степени заполнения оболочки



$$1 - \theta = \pi/4; 2 - \theta = \pi/6; 3 - \theta = 0$$

Рисунок 6 – Розподілення прогибів оболочкі по її сеченню
от степени заполнения оболочки



$$1 - \theta = \pi/4; 2 - \theta = \pi/6; 3 - \theta = 0$$

Рисунок 7 – Розподілення прогибів оболочкі между
роликотпорами от степени заполнения оболочки для $\varphi = 0$

Выводы.

Из анализа полученных графических зависимостей следует:

1. Прогибы трубчатой ленты по поперечному ее сечению (см. рис. 6) пропорциональны давлению на ее стенки (см. рис. 5). Причем максимальных значений они достигают не в нижней части поперечного сечения, как для гидростатического закона распределения, а отстоят от него на угол $\pi/3$ для различных величин нагружения.

2. Прогибы между роликами трубчатой ленты, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой, носят симметричный характер относительно срединного поперечного сечения, что соответствует физическим представлениям о деформации нагруженной равномерно распределенной нагрузкой оболочки (см. рис. 7).

3. С увеличением сил натяжения оболочки прогибы увеличиваются по гиперболическому закону. С увеличением распределенной нагрузки прогибы увеличиваются пропорционально ей.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко, С. П. Пластины и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войновский–Кригер. – М.: Физ.–мат. литература, 1963. – 635 с.
2. Кирия, Р. В. Предельный угол наклона конвейера с лентой глубокой желобчатости / Р. В. Кирия, Н. Г. Ларионов // Збірник наукових праць Національного гірничого університету / Національний гірничий університет. – Дніпропетровськ, 2015. – № 48. – С. 119-125.
3. Шешко, Е. Е. Крутонаклонный конвейер с лентой, имеющей форму глубокого желоба / Е. Е. Шешко, В. М. Гушин // Горный журнал. – М.: Недра, 2009. – С. 120–125.

REFERENCES

1. Timoshenko, S. P. and Voynovskiy-Kruger, S. (1963), *Plastiny i obolochki* [Plates and shells], Fiz.-mat. literatura, Moscow, Russia.
2. Kiriya, R.V. and Larionov, M. G. (2015), “Altimate angle of inclined deep trough belt conveyor”, *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho hirnychoho universytetu*, no. 48, pp. 119–125.
3. Sheshko, E. E. and Gushchin, V. M. (2009), “Inclined deep trough belt conveyor”, *Mining Journal*, pp. 120–125.

Об авторах

Кирия Руслан Виссарионович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н. С. Полякова национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепр, Украина, kiriya_igtm@ukr.net

Ларионов Николай Григорьевич, кандидат технических наук, младший 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, larionovnickola@gmail.com

About the authors

Kiriya Ruslan Vissarionovich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Senior Researcher, Head of Department 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, kiriya_igtm@ukr.net

Larionov Nikolay Grigorevich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Junior Researcher in Department 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, larionovnickola@gmail.com

Анотація. Основним і найзатратнішим елементом трубчатого конвеєра (ТК) є його стрічка. Крім того, вона є визначальною при розрахунку напружено деформованого стану (НДС) всіх елементів конструкції ТК. Однак, розрахунок стрічки згорнутої у оболонку з нелінійного матеріалу є серйозною перепорою для використання аналітичних методів розрахунку її НДС. Використання чисельних методів, заснованих на методах кінцевих елементів дозволяє отримати розрахунок НДС стрічки, однак має недоліки пов'язані з визначенням вихідних даних проекту, так і з аналізом отриманих результатів та їх фізичною інтерпретацією.

Пропонується підхід до спрощення загальних рівнянь пружної оболонки, заснований на врахуванні особливостей її навантаження. Використання такого підходу дозволило звести задачу до рівняння другого порядку відносно моментів та отримати його аналітичний розв'язок для розрахунку НДС. Графічні залежності параметрів від параметрів навантаження наводяться

Ключові слова: трубчастий стрічковий конвеєр, напружений-деформований стан, загальні рівняння пружної оболонки, спрощення, аналітичний розв'язок.

Abstract. The key and the most expensive part of the tubular belt conveyor (TBC) is its belt. Calculation of the belt, rolled up into the shell and made of nonlinear (in terms of deformation)

material, is a major obstacle for using analytical methods for calculating the belt stress strain state (SSS), parameters of which can be calculated by numerical methods based on the finite element method; however, these methods have some drawbacks, which are associated with specifying of initial data and analyzing of achieved results, as well as their physical interpretation.

A new approach is proposed for simplifying the elastic shell general equations, which takes into consideration particularities of the shell loading. Application of this approach allows reducing the problem to the second-order equation relatively to the moments, obtaining its analytical solution and calculating the SSS parameters. Graphic dependencies on varying loading parameters are demonstrated.

Keywords: tubular belt conveyer, stress-strain state, elastic shell general equations, simplification, analytical solving.

Статья поступила в редакцию 20.12.2016

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