

ABSTRACT

Purpose. Determine the material consumption and the average flow rate from the hopper of the bell-free charging device of the blast furnace to determine the flow parameters along inclined leaks located directly behind the gate of the bunkers.

The methodology of research consists on use methods of continuous medium mechanics, kinetic methods of statistical mechanics.

Findings. The costs of charge materials from the bunker of the bell-free charging device of the blast furnace are determined, which makes it possible to justify the initial conditions when considering the movement of the charge further along the path.

The originality. The novelty of the results is the application of approaches to the mechanics of a continuous medium, which allows us to take into account a number of important factors affecting the operation of the charging device, among which we should mention the physical and mechanical characteristics of the charge material that is loaded into the blast furnace.

Practical implications. The obtained results make it possible to develop a system for correcting the technological parameters of the blast furnace charging device for more efficient operation of the latter due to the uniform distribution of the charge on the charging surface.

Keywords: *blast furnace, materials, angle, bunkers, bell-free charging device, consumption*

УДК 622.647.2

© Р. В. Кирия, А. Н. Смирнов

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА РИТЦА В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ПРИ ДВИЖЕНИИ ГРУЗА ПО СТАВУ ТРУБЧАТОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

© R. Kiriya, A. Smirnov

APPLICATION OF THE RITZ METHOD IN TASKS LOUD SPEAKERS AT MOTION OF LOAD ON BRANCH TUBULAR BAND CONVEYER

На основе метода Ритца определены динамические усилия, возникающие при движении ленты с грузом по роликоопорам трубчатого конвейера. При этом лента рассматривалась как тяжелая растяжимая нить. Проведен сравнительный анализ коэффициента динамичности при движении ленты с распределенной нагрузкой и с крупными кусками груза по роликоопорам трубчатого конвейера.

На основі методу Рітца визначено динамічні зусилля, що виникають при русі стрічки з вантажем по роликоопорах трубчатого конвеєра. При цьому стрічка розглядалася як важка розтяжна нитка. Проведено порівняльний аналіз коефіцієнта динамічності при русі стрічки з

розподіленим навантаженням і з великими шматками вантажу по роликоопорах трубчастого конвеєра.

При проектировании трубчатых ленточных конвейеров важной задачей является определение показателей надежности роликоопор и роликов в зависимости от транспортируемого груза и параметров трубчатого конвейера.

Одной из главных причин, снижающих надежность роликов конвейера, являются динамические нагрузки, действующие на роликоопоры при движении крупных кусков груза по ставу конвейера [1, 2].

В статье с помощью метода Ритца [3] определены нагрузки на роликоопоры, а также коэффициент динамичности при движении груза по жестким роликоопорам трубчатого ленточного конвейера.

Вначале предположим, что между роликоопорами с постоянной скоростью v_l движется лента с мелкокусковым грузом и постоянной погонной нагрузкой q . При этом расстояние между роликоопорами равняется l_p (рис. 1).

Ленту трубчатого конвейера вместе с грузом согласно работе [2] можно представить как тяжелую гибкую нить с распределенным весом q , растянутую силами натяжения S_l . При этом распределенный вес нити q равен сумме погонного веса ленты q_l и погонного веса мелкокускового груза q_g .

Согласно работам Биргера И.А., Бабакова И.М. уравнение движения растянутой тяжелой гибкой нити имеет вид:

$$\rho_c \frac{d^2 y}{dt^2} - S_l \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -q, \quad (1)$$

где x – продольная координата, м; y – прогиб нити (ленты), м; ρ_c – приведенная погонная плотность нити ($\rho_c = q/g$), кг/м; q – сумма погонного веса ленты и груза ($q=q_l+q_g$), Н/м; q_g – погонный вес груза, Н/м; q_l – погонный вес ленты, Н/м.

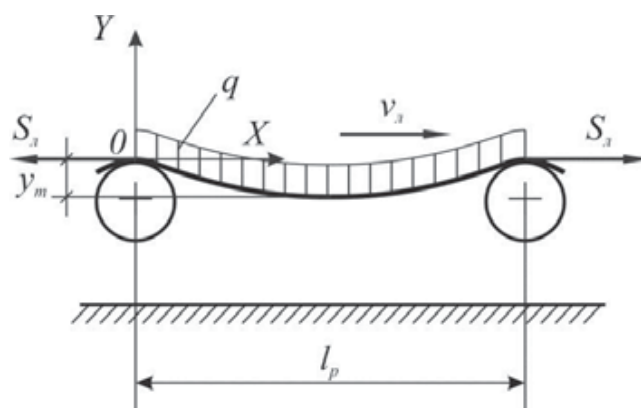


Рис. 1. Расчетная схема движения ленты с распределенной нагрузкой по жестким роликоопорам конвейера

При этом выполняются граничные условия:

– в точке контакта ленты с левым роликом
при $x=0$ $y=0$;

– в точке контакта ленты с правым роликом
при $x=l_p$ $y=0$.

(2)

Так как движение нити стационарно, т.е. $q = \text{const}$ и $v_l = \text{const}$, то имеют место равенства:

$$\frac{\partial y}{\partial t} = 0; \quad \frac{dx}{dt} = v_l.$$

Откуда, согласно правилам дифференцирования сложной функции $y = \varphi(x(t), t)$ Бермант А.Ф. и с учетом предыдущих равенств, имеем

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} = v_l \frac{dy}{dx}.$$

Дифференцируя последнее равенство еще раз по времени t , получим

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = v_l^2 \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (3)$$

Подставляя (3) в (1), после преобразования получим

$$\left(S_l - \frac{qv_l^2}{g} \right) \frac{d^2 y}{dx^2} = q. \quad (4)$$

Интегрируя уравнение (4) при граничных условиях (2), получим его решение в виде:

$$y = -\frac{q}{2(S_l - \frac{qv_l^2}{g})} x(x - l_p). \quad (5)$$

Из равенства (5) следует, что при движении ленты конвейера по жестким роlikоопорам с постоянной распределенной нагрузкой лента прогибается по параболе. При этом, чем больше распределенная нагрузка q и скорость ленты v_l , тем прогиб ленты больше, а чем больше натяжение ленты S_l , тем он меньше.

При этом максимальный прогиб ленты y_m находится на середине пролета между роlikоопорами. Подставим $x = l_p/2$ в (5), получим

$$y_m = -\frac{ql_p}{8(S_l - \frac{qv_l^2}{g})}. \quad (6)$$

В случае неподвижной ленты, т.е. при $v_l = 0$, максимальный прогиб ленты равен [4]

$$y_{\max} = -\frac{ql_p}{8S_l}. \quad (7)$$

Определим теперь коэффициент динамичности при движении ленты с постоянной распределенной нагрузкой по жестким роlikоопорам трубчатого конвейера.

Распределенную динамическую нагрузку, действующую на ленту конвейера, определим по формуле

$$q_d = q + \rho_c \frac{d^2 y}{dt^2}. \quad (8)$$

В правой части равенства (8) второй член представляет собой распределенную силу инерции, возникающую при движении ленты с грузом и обусловленную изгибом ленты.

В случае движения ленты с постоянной скоростью, т.е. при $v_l = \text{const}$, равенство (8) с учетом (3) примет вид:

$$q_{\partial} = q + \rho_c v^2 \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (9)$$

Подставив (5) в (9), после преобразования получим

$$q_{\partial} = q \left[1 + \frac{v_l^2}{g} \cdot \frac{q}{\left(S_l - \frac{q v_l^2}{g} \right)} \right]. \quad (10)$$

Коэффициент динамичности в нашем случае определим по формуле

$$k_{\partial} = \frac{q_{\partial}}{q} = 1 + \frac{v_l^2}{g} \cdot \frac{q}{\left(S_l - \frac{q v_l^2}{g} \right)}. \quad (11)$$

Из формулы (11) следует, что с увеличением скорости ленты конвейера v_l и погонной нагрузки q коэффициент динамичности k_{∂} увеличивается, а с увеличением натяжения ленты S_l – уменьшается.

Кроме того, из равенства (11) следует, что если выражение в скобках равно нулю, то коэффициент динамичности неограниченно увеличивается. В этом случае для скорости ленты, равной критической, т.е. при $v_l = v_{кр}$, с возникновением малых возмущений нагрузки на ленте конвейера динамические усилия, действующие на роlikоопоры, резко увеличиваются, и наблюдается явление динамической неустойчивости [5]. Приравнивая выражение в скобках в правой части равенства (11) к нулю, получим критическую скорость, равную

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{S_l g}{q}} = \sqrt{\frac{S_l}{\rho_c}}. \quad (12)$$

Формула (12) совпадает с формулой Панкратова [4].

Из последнего равенства следует, что критическая скорость ленты $v_{кр}$ с увеличением натяжения ленты S_l увеличивается, а с увеличением погонной нагрузки q уменьшается.

Теперь определим коэффициенты динамичности при движении крупных кусков груза по ставу трубчатого ленточного конвейера с жесткими роlikоопорами.

Предположим также, что лента представляет собой тяжелую гибкую нить, растянутую силой S_l и нагруженную постоянной распределенной нагрузкой q , которая вместе с крупным куском весом P_k движется по роlikам с постоянной скоростью v_l (рис. 2).

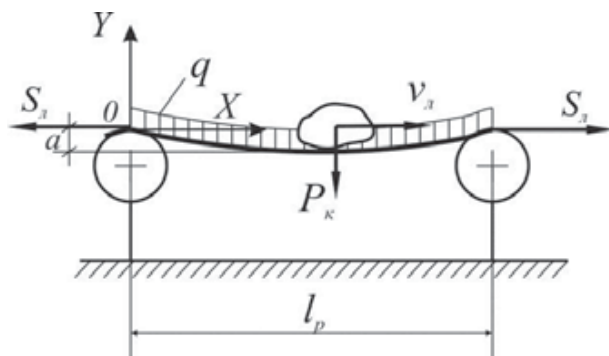


Рис. 2. Расчетная схема движения кусков груза по жестким роlikоопорам

В этом случае, согласно [4, 6], уравнение колебаний тяжелой нити запишется в виде:

$$\rho_c \frac{d^2 y}{dt^2} - S_l \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -f(x, t), \quad (13)$$

где $f(x, t)$ – подвижная нагрузка, действующая на ленту, Н/м.

Подвижную нагрузку, действующую на ленту, представим как сумму непрерывной распределенной нагрузки q и сосредоточенной нагрузки от силы тяжести куска груза P_k с учетом силы инерции и запишем ее в виде [5]:

$$f(x, t) = q + \left(P_k + \frac{P_k}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} \right) \delta(x - v_l t), \quad (14)$$

где $\delta(x)$ – дельта-функция Дирака.

В правой части формулы (14) второй член в скобках представляет собой силу инерции, возникающую при движении куска груза по ставу ленточного конвейера и обусловленную изгибом ленты.

Выражение, стоящее в скобках в правой части равенства (14), представляет собой сумму сил тяжести и инерции куска груза, возникающих при его движении по ленте и направленных вертикально вниз.

Пренебрегая инерцией поворота ленты и груза, т.е. предполагая, что $\frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} = 0$, согласно правилу дифференцирования сложной функции Бермант А.Ф. имеем

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2v_l \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + v_l^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + v_l^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}. \quad (15)$$

Подставляя выражение (15) в (13), получим уравнение колебаний ленты между роlikоопорами под действием подвижной нагрузки в виде:

$$\rho_c \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + (\rho_c v_l^2 - S_l) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -f(x, t). \quad (16)$$

При этом выполняются:

– начальные условия:

при $t = 0$ $y = 0$;

– граничные условия:

в точке контакта ленты с левым роликом

при $x = 0$ $y = 0$;

в точке контакта ленты с правым роликом

при $x = l_p$ $y = 0$. (17)

Динамическое усилие, действующее на роликоопору при движении крупного куска груза на ленте конвейера, определяется по формуле [3]

$$F_{\partial 1} = P_k + \frac{P_k}{g} \frac{d^2 y}{dt^2}. \quad (18)$$

В правой части равенства (18) второй член представляет собой силу инерции, возникающую при движении ленты с куском груза по ставу и обусловленную изгибом ленты конвейера.

Уравнение (16) с учетом (17) в общем случае можно решить методом Бубнова-Галеркина [5]. В результате оно приводится к системе уравнений Матье, из которых определяют амплитуды и собственные частоты колебаний ленты. Однако решение этих уравнений связано с достаточно большими математическими и вычислительными трудностями. Поэтому для получения решения уравнения (16), пригодного для инженерного анализа, применим приближенный метод Ритца [3].

В нашем случае при небольших скоростях движения ленты и груза ($v_n < 10$ м/с) предположим, что динамические усилия в основном определяются амплитудой, соответствующей первой форме собственных колебания ленты в пролете между роликоопорами Ден-Гартог Дж. П., т. е.

$$y = -a \sin \frac{\pi x}{l_p}, \quad (19)$$

где a – максимальный прогиб ленты в точке $x = l/2$ (неизвестный параметр).

Параметр a определим из условия минимума полной механической энергии W , т.е. минимума суммы кинетической T и потенциальной U энергий при совместном движении ленты, мелкокускового груза и крупного куска по роликоопорам ленточного конвейера

$$W = T + U \rightarrow \min. \quad (20)$$

Полная механическая энергия W ленты и груза, находящихся между роликоопорами, равна сумме полной механической энергии W_1 движущейся ленты с распределенной нагрузкой и полной механической энергии куска груза W_2 в момент его прохождения середины расстояния между роликоопорами, т.е.

$$W = W_1 + W_2. \quad (21)$$

Полная механическая энергия W_1 движения ленты с распределенной нагрузкой q между роликоопорами равна сумме кинетической T_1 и потенциальной U_1 энергий движения ленты с нагрузкой между роликоопорами, т.е.

$$W_1 = T_1 + U_1. \quad (22)$$

Согласно [5] кинетическая и потенциальная энергии тяжелой гибкой нити определяются по формулам:

$$T_1 = \frac{q}{2g} \int_0^{l_p} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 dx; \quad (23)$$

$$U_1 = -\frac{S_l}{2} \int_0^{l_p} \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx + \int_0^{l_p} qy dx. \quad (24)$$

Вертикальные скорости и ускорения точек ленты и груза в случае постоянной скорости движения ленты с грузом по роlikоопорам ленточного конвейера согласно (9) определяются по формулам

$$\frac{dy}{dt} = \frac{\partial y}{\partial x} \frac{dx}{dt} = v_l \frac{dy}{dx}; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = v_l^2 \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (25)$$

Подставляя (23) и (24) в выражение (22) с учетом (25), после преобразования получим

$$W_1 = \frac{(qv_l^2/g - S_l)l_p}{2} \int_0^{l_p} \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 dx + q \int_0^{l_p} y dx. \quad (26)$$

Сумма кинетической и потенциальной энергий W_2 куска груза, движущегося со скоростью v_l и находящегося по середине пролета ленты, то есть при $x=l_p/2$, равна произведению динамической силы $F_{\partial 1}$ и максимального прогиба ленты a , и согласно (18) имеет вид:

$$W_2 = \left(P_k + \frac{P_k}{g} \frac{d^2 y}{dt^2} \right) a \quad \text{при } x = \frac{l_p}{2}. \quad (27)$$

Подставив в формулу (27) значение вертикального ускорения точек ленты из выражения (25), получим

$$W_2 = P_k \left(1 + \frac{v_l^2}{g} \frac{d^2 y}{dx^2} \right) a \quad \text{при } x = \frac{l_p}{2}. \quad (28)$$

Подставляя (19) и (26) в (28), после интегрирования и дифференцирования с учетом (25), а затем, просуммировав полученные выражения согласно (21), получим:

$$W = \frac{\pi^2}{4l_p} \left(\frac{qv_l^2}{g} - S_l \right) a^2 + P_k \left(1 + \frac{v_l^2}{g} \frac{\pi^2 a}{l_p^2} \right) a + \frac{2ql_p}{\pi} a. \quad (29)$$

Для определения минимального значения W приравняем первую производную W по a к нулю. В результате получим уравнение

$$\frac{dW}{da} = \frac{\pi^2 a}{2l_p} \left(S_l - \frac{qv_l^2}{g} \right) - P_k \left(1 + \frac{2v_l^2}{g} \frac{\pi^2 a}{l_p^2} \right) - \frac{2ql_p}{\pi} = 0. \quad (30)$$

Решая полученное уравнение (30) относительно a , получим

$$a = \frac{2l_p}{\pi^2} \frac{\left(P_k + \frac{2ql_p}{\pi} \right)}{\left(S_l - \frac{v_l^2}{g} \left(q + \frac{4P_k}{l_p} \right) \right)}. \quad (31)$$

Подставляя (19) в (18) с учетом (25), после преобразования получим

$$F_{\partial 1} = P_k \left(1 + \frac{v_l^2}{g} \frac{\pi^2 a}{l_p^2} \right). \quad (32)$$

Подставляя (31) в (32), после преобразования получим динамическое усилие, действующее на жесткие роlikоопоры при движении ленты с грузом по ставу трубчатого конвейера:

$$F_{\partial 1} = P_k \left(1 + \frac{2v_l^2}{gl_p} \cdot \frac{\left(P_k + \frac{2ql_p}{\pi} \right)}{\left(S_l - \frac{v_l^2}{g} \left(q + \frac{4P_k}{l_p} \right) \right)} \right). \quad (33)$$

Коэффициент динамичности при движении мелкокускового груза и крупных кусков груза $k_{\partial 1}$ определим как отношение динамического усилия $F_{\partial 1}$ к весу куска груза P_k . В результате получим

$$k_{\partial 1} = \frac{F_{\partial 1}}{P_k} = 1 + \frac{2v_l^2}{gl_p} \cdot \frac{\left(P_k + \frac{2ql_p}{\pi} \right)}{\left(S_l - \frac{v_l^2}{g} \left(q + \frac{4P_k}{l_p} \right) \right)}. \quad (34)$$

Из формулы (34) следует, что с увеличением скорости ленты конвейера v_l , погонной нагрузки мелкокускового груза q , или веса кусков груза P_k коэффициент динамичности $k_{\partial 1}$ увеличивается, а с увеличением натяжения ленты S_l — уменьшается. Кроме того, из этой формулы следует, что если знаменатель дроби левой части выражения (34) приближается к нулю, то коэффициент динамичности стремится к бесконечности. В этом случае, как было показано выше, при движении ленты с грузом по ставу конвейера возникает динамическая неустойчивость ленты конвейера, при которой резко увеличиваются динамические усилия на роlikоопорах. Приравнивая знаменатель второго выражения в левой части равенства (34) к нулю, получим значение критической скорости, равное

$$v_{kp1} = \sqrt{\frac{S_l g}{q + \frac{4P_k}{l_p}}}. \quad (35)$$

Из формулы (35) следует, что критическая скорость $v_{кр1}$ с увеличением натяжения ленты S_k и расстояния между роlikоопорами l_p увеличивается, а при увеличении погонной нагрузки q_z или веса куска груза P_k – уменьшается.

На рисунке 3 показаны графики зависимости коэффициента динамичности от скорости ленты v_l с мелкокусковым грузом (кривая k_{∂}) и с отдельным куском груза (кривая $k_{\partial 1}$) при ее движении по жестким роlikоопорам трубчатого конвейера.

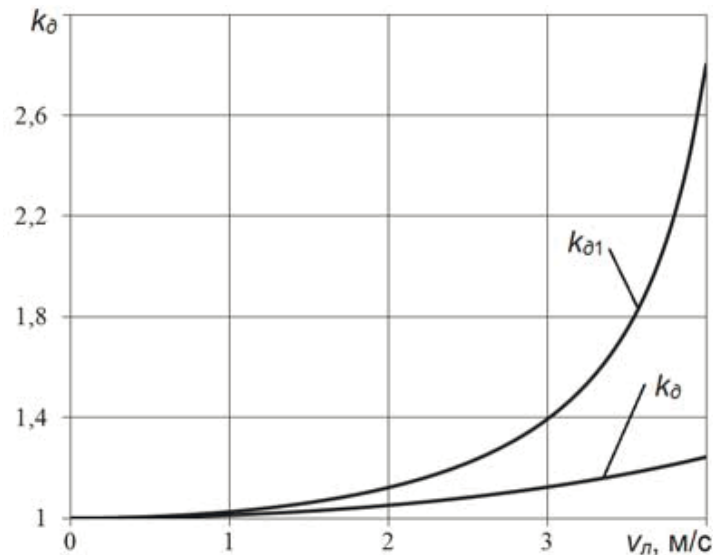


Рис. 3. График зависимости коэффициента динамичности от скорости ленты для жестких роlikоопор при движении распределенной нагрузки и отдельного куска

При этом распределенная нагрузка q равнялась весу куска груза P_k и принимала значение $q_z = 1200$ Н ($P_k = 1200$ Н).

Параметры конвейера и роlikоопор принимали следующие значения: $S_l = 10000$ Н; $l_p = 1$ м; $G = 600$ Н. Из графиков видно, что коэффициент динамичности в случае отдельного куска при значениях скорости ленты конвейера больше, чем 2 м/с, в два и более раз выше, чем для распределенной нагрузки. Это связано с тем, что радиус прогиба ленты при движении куска груза между роlikоопорами больше, чем радиус прогиба ленты при движении распределенной нагрузки, равной весу куска груза.

Выводы

1. С помощью метода Ритца разработана математическая модель движения насыпного груза, включающего крупные куски, по ставу трубчатого ленточного конвейера с жесткими роlikоопорами. При этом динамические усилия, возникающие на роlikоопорах, в основном обусловлены прогибом ленты, вызванным весом груза.

2. На основании разработанных математических моделей динамических процессов при движении груза по ставу ленточного трубчатого конвейера с жесткими роlikоопорами установлено:

- коэффициент динамичности при движении груза по жестким роlikоопорам с увеличением скорости ленты увеличивается по параболическому закону, причем при приближении величины скорости ленты v_l к 3 м/с коэффициент динамичности резко увеличивается, т.е. возникает динамическая неустойчивость;
- коэффициент динамичности при движении крупных кусков груза по жестким роlikоопорам больше, чем коэффициент динамичности при движении распределенной нагрузки весом, равным силе тяжести крупного куска груза;
- коэффициент динамичности при движении груза по жестким роlikоопорам с увеличением расстояния между роlikоопорами уменьшается. Это связано с уменьшением радиуса кривизны ленты при ее движении с грузом между роlikоопорами.

Перечень ссылок

1. Монастырский В. Ф. Исследование движения крупных кусков груза по роlikоопорам ленточного конвейера / В. Ф. Монастырский, Р. В. Кирия, А. Н. Смирнов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2013. – Вып. 112. – С. 35–47.
2. Кирия Р.В. Определение коэффициента динамичности при движении ленты с кусками груза по роlikоопорам трубчатого конвейера / Р.В. Кирия, А.Н. Смирнов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепр, 2016. – Вып. 131. – С. 144–151.
3. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
4. Панкратов С. А. Динамика машин открытых горных и земляных работ / С. А. Панкратов. – М. Машиностроение, 1976. – 447с.
5. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем / В. В. Болотин. – М.: Гостехиздат, 1956. – 600 с.

ABSTRACT

Purpose. The purpose of the work is to develop a method for determining the dynamic forces during the movement of cargo along the tubular conveyor belt, which arise when the belt and the goods move along roller supports of a tubular conveyor. At the same time, the cargo was considered as a small-piece bulk cargo with inclusion of large pieces.

The methodology. Two cases were considered to solve the problem. The first case is the movement of a belt with a small lumpy load and constant linear loading, the second case is the movement of a ribbon with a small lumpy load including one large piece. As a result, a system of equations is obtained describing the vertical vibrations of the tape under the action of distributed load and concentrated, which was solved with the help of the Ritz's energy method. Only the first forms of the natural vibrations of the tape were considered.

Findings. As a result of the solution of the problem, dynamic forces are determined for roller bearings, as well as the dynamism factor for the movement of small pieces of cargo and pieces of cargo on rigid rollers of a tubular conveyor belt. In addition, the critical speeds of the conveyor belt are obtained, under which dynamic instability occurs when the belt and the goods move along the roller supports of the tubular conveyor.

The originality. For the first time, using the Ritz method, a mathematical model of the movement of bulk cargo, including large pieces, has been developed on the basis of a tubular belt conveyor with rigid roller bearings.

Practical implications. The developed method for determining the dynamic forces and the dynamic factor for the movement of the belt and the load along the roller supports of the tubular conveyor will allow determining the load on the roller bearings at the design stage of the tubular conveyors and thereby increasing the reliability of the conveyor.

Keywords: *tubular conveyor, roller bearings, tape, small-piece cargo, large piece, dynamic forces, dynamic coefficient, critical speed.*

УДК 622.647.2

© Р. В. Кирия, Т. Ф. Мищенко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ СИСТЕМЫ КОНВЕЙЕРНОГО ТРАНСПОРТА УГОЛЬНЫХ ШАХТ С УПРАВЛЯЕМЫМИ АККУМУЛИРУЮЩИМИ БУНКЕРАМИ

© R. Kiriya, T. Mishchenko

DETERMINATION OF CARRYING CAPACITY OF SYSTEM CONVEYER TRANSPORT OF COAL MINES WITH THE GUIDED HEAT-SINK BUNKERS

На основании метода динамики средних для марковских процессов определена средняя пропускная способность системы конвейерного транспорта угольных шахт с самоподобной древовидной структурой с аккумулялирующими бункерами, работающими в режиме поддержания в них объема груза в заданных пределах. При этом учитывались простои конвейерного оборудования и неравномерность грузопотоков, поступающих из лав.

На підставі методу динаміки середніх для марковських процесів визначено середню пропускну здатність системи конвеєрного транспорту вугільних шахт із самоподібною деревовидною структурою з акумулюючими бункерами, що працюють в режимі підтримки в них об'єму вантажу в заданих границях. При цьому враховувалися простои конвеєрного обладнання і нерівномірність вантажопотоків, що поступають з лав.

Введение. Система конвейерного подземного транспорта угольных шахт имеет сложную разветвленную структуру. Отказы конвейеров часто приводят к простоям лав и, как следствие, к снижению производительности системы конвейерного транспорта.

Для повышения пропускной способности системы подземного конвейерного транспорта на угольных шахтах широкое применение получили аккумулялирующие бункеры. Они позволяют за счет накопления некоторого количества груза в бункере во время простоев конвейеров увеличить пропускную способ-