

Д. т. н. С. Я. Давыдов¹ (✉), А. П. Золкин¹, В. С. Шварёв¹, Л. А. Золкина²

¹ ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»,
Екатеринбург, Россия

² ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»,
Екатеринбург, Россия

УДК 621.867.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАВЕСКИ КОВША КРУТОНАКЛОННОГО КОВШОВОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Предложен новый вариант крутонаклонного ковшового ленточного конвейера без проскальзывания тяговых лент относительно обечаек барабанов. Выполнена оценка собственных колебаний ковшей в процессе их движения с учетом суммарной жесткости двух объединенных лент и зажатых между ними планок. Определена резонансная скорость лент конвейера. Получено значение коэффициента динамичности.

Ключевые слова: крутонаклонный ленточный конвейер, ковши, тяговая способность, жесткость, планка, частота колебаний, резонансная скорость, гибкие ветви лент, объединенные ленты.

Разработка высокопрочных прорезиненных лент, особенно армированных стальными тросами и стальной сеткой, позволила применять крутонаклонные ковшовые ленточные конвейеры [1–4] для транспортировки материала на значительную высоту.

Недостатком известных крутонаклонных ковшовых конвейеров, например для горячего клинкера цементного завода ОАО ГМК «Норильский никель» и горячего агломерата Усть-Каменогорского свинцово-цинкового комбината [1, 4], является проскальзывание гладких поверхностей обечаек барабанов и поверхностей тяговых лент при значительных тяговых нагрузках. В результате происходит перекося одной ветви лент с ковшами относительно другой, который приводит к нарушению работы всего конвейера или к порыву лент. Дополнительные сопротивления движению лент и незапланированные остановки конвейера отражаются на его производительности и энергозатратах.

Ковшовый ленточный конвейер [5] (рис. 1) имеет огибающие обечайки приводных и натяжных двухкорпусных барабанов 1 и 2, тяговые и несущие ленты 3 и 4. Между тяговыми и несущими лентами 3 и 4 размещены ковши 5. Тяговые и несущие ленты 3 и 4 с размещенными между ними ковшами 5 опираются на роликоопоры 6 и 7 грузонесущей и порожняковой ветвей конвейера соответственно.

Приводной и натяжной барабаны 1 и 2 для пропуска ковшей 5 выполнены из двух корпусов 8, установленных на общем валу 9. Роликоопоры 6 и 7 и приводной и натяжной барабаны 1 и 2 установлены на раме 10 конвейера. Между тяговыми и несущими лентами 3 и 4 закреплены крепежными элементами 11 поперечные элементы жесткости (планки) 12 из пружинного материала. Со стороны ковшей 5 торцы 13 обечаек корпусов 8 приводного барабана 1 снабжены зацепами 14.

Зацепы 14 расположены на расстоянии L друг от друга по длине окружности обечаек корпусов 8 приводного барабана, определяемом по зависимости $L = \pi D/n$, где D — диаметр обечаек корпусов приводного барабана; n — количество зацепов, шт. При этом расстояние L зацепов друг от друга по длине окружности обечаек корпусов приводного барабана 1 должно быть равно длине L шага планок 12.

Наличие зацепов 14 с возможностью зацепления с крепежными элементами 11 планок 12 при вращении приводных барабанов 1, особенно при запуске приводов, исключает проскальзывание тяговых лент 3 относительно обечаек 8 корпусов барабана, приводящее к возможным перекосям ковшей с лентами. Отсутствие проскальзывания лент 3 не только повышает надежность работы конвейера без аварийной ситуации, но и уменьшает энергозатраты при сохранении производительности конвейера. Нагрузка от ковша передается на ленты через планки.

Схема крепления ковша на гибких ветвях объединенных лент ленточного конвейера в недеформированном состоянии лент и планок показана на рис. 2. Оси координат $OXYZ$ выбраны при недеформированном состоянии лент и пла-



С. Я. Давыдов

E-mail: davidovtrans@mail.ru

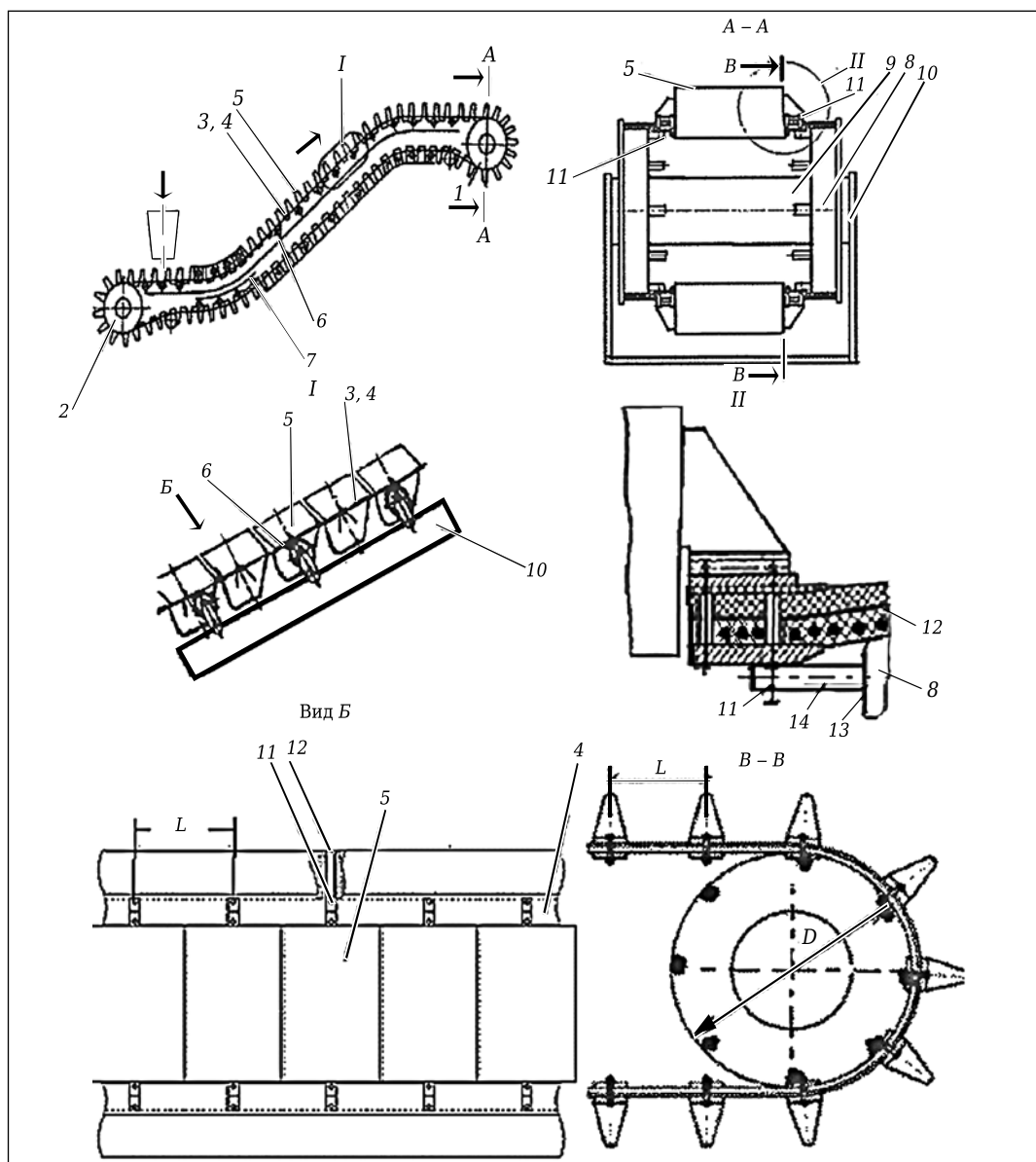


Рис. 1. Ковшовый ленточный конвейер

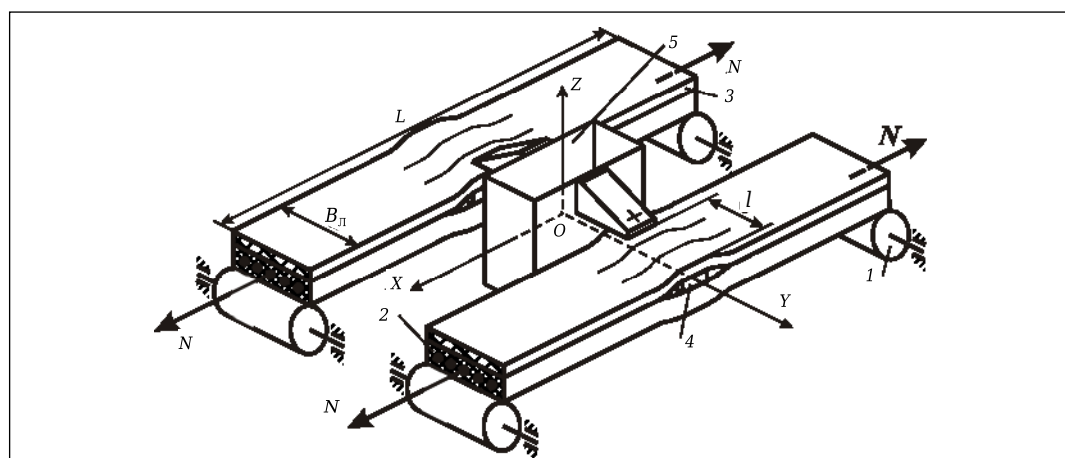


Рис. 2. Схема крепления ковша на гибких ветвях объединенных лент ленточного конвейера: 1 — ролик (роликоопора); 2 — тяговая (резинотросовая) лента; 3 — несущая (резинотканевая) лента; 4 — планка (поперечный элемент жесткости); 5 — ковш; L — шаг роликов; l — длина изгибаемого участка планки; N — растягивающее усилие в лентах; $B_{л}$ — ширина объединенных лент; $OXYZ$ — прямоугольная декартова система осей координат

нок конвейера. Координатная плоскость OXY горизонтальна. Плоскость OXZ вертикальна и является плоскостью симметрии конвейера. Координатная ось OX совпадает с направлением движения грузовой ветви конвейера. Координатная ось OY совпадает с геометрической осью недеформированной планки.

Колебания ковша на гибких навесках (ветвях ленты) рассматриваются при следующих допущениях:

- тяговая и несущая ленты считаются объединенной лентой с приведенным поперечным сечением;

- в недеформированном состоянии плоскость грузонесущей ветви объединенной ленты, составленной из механически скрепленных между собой тяговой и несущей лент, горизонтальна;

- оси опорных роликов грузовой ветви неподвижны, лежат в плоскости OXY и направлены перпендикулярно к плоскости OXZ ;

- центр массы загруженного ковша лежит в плоскости OXZ ;

- в пролете между роликами находится один ковш, он расположен посередине пролета и является точечной массой, совершающей вертикальные колебания;

- вертикальные перемещения ковша вызваны двумя независимыми друг от друга причинами:

- изгибом в плоскости OYZ планки с присоединенными участками тяговой и несущей лент (далее по тексту — боковой изгиб);

- изгибом объединенной ленты в плоскости, параллельной OXZ (далее по тексту — продольный изгиб);

- при боковом изгибе деформируемый элемент (планка) зашпелен в точке крепления к ковшу;

- при продольном изгибе объединенная лента зашпелена в вертикальных плоскостях, проведенных через оси опорных роликов.

Для выбора оптимальных эксплуатационных и конструктивных параметров ковшевого ленточного конвейера с целью уменьшения энергозатрат, повышения надежности и увеличения тяговой способности необходимо определить частоту p собственных колебаний ковша и, задавшись частотой ω возмущающей силы, найти значение коэффициента динамичности. Расчетная схема боковой ветви ленты подвески ковша представлена на рис. 3.

Жесткость C , Н/м, одной навески ковша находим по зависимости [6]:

$$C = C_{\text{л}} C_{\text{б}} / (C_{\text{л}} + C_{\text{б}}). \quad (1)$$

Частоту p , 1/с, собственных колебаний ковша находим по зависимости [6]:

$$p = \sqrt{2C/m}. \quad (2)$$

Расчетная схема для определения жесткости навески при боковом изгибе показана на рис. 4.

Жесткость планки $C_{\text{б}}$, Н/м, с присоединенными лентами определяется по зависимости [7]:

$$C_{\text{б}} = 3E_{\text{с}} \frac{j_{\text{б}}}{l^3}. \quad (3)$$

Здесь $E_{\text{с}}$ — модуль упругости стали; $j_{\text{б}}$ — момент инерции приведенного сечения планки с присоединенными лентами, воспринимающими боковой изгиб.

Поперечное сечение планки с участками тяговой и несущей лент, совместно работающими при боковом изгибе (см. рис. 2), показано на рис. 5.

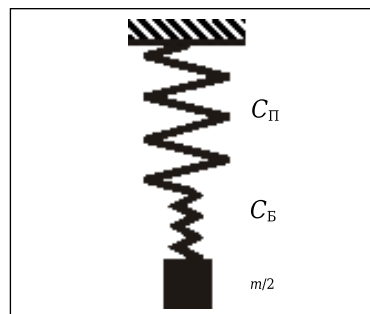


Рис. 3. К определению жесткости гибкой объединенной ленты с подвешенным ковшем: m — масса ковша, Н; $C_{\text{л}}$ — приведенная жесткость объединенных лент при продольном изгибе, Н/м; $C_{\text{б}}$ — приведенная жесткость планки с присоединенными участками лент, воспринимающими боковой изгиб, Н/м

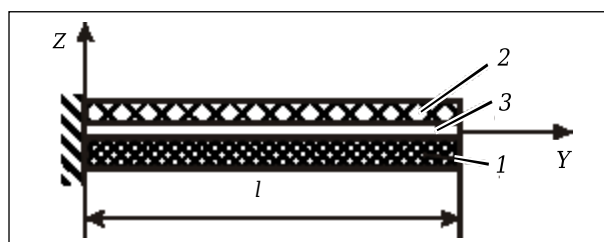


Рис. 4. К определению жесткости планки с присоединенными лентами при боковом изгибе: 1 — тяговая лента; 2 — несущая лента; 3 — планка; l — длина изогнутой части планки

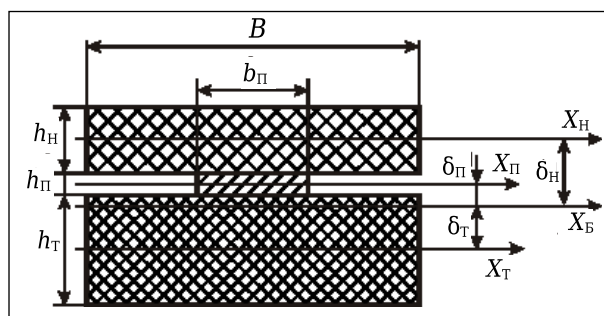


Рис. 5. Поперечное сечение планки с участками тяговой и несущей лент, совместно работающими при боковом изгибе: $X_{\text{б}}$ — главная центральная ось приведенного сечения при боковом изгибе; $X_{\text{п}}$, $X_{\text{т}}$ и $X_{\text{н}}$ — центральные оси поперечных сечений планки, тяговой и несущей лент соответственно; $b_{\text{л}}$, $\delta_{\text{п}}$, $\delta_{\text{н}}$ — расстояния от осей $X_{\text{п}}$, $X_{\text{т}}$, $X_{\text{н}}$ до оси $X_{\text{б}}$; $h_{\text{п}}$, $h_{\text{т}}$, $h_{\text{н}}$ — высота планки, тяговой и несущей лент; $b_{\text{л}}$ и B — ширина планки и лент

Расстояния от оси X_B приведенного поперечного сечения при боковом изгибе до осей X_T и X_H : $\delta_T = (h_T + h_{\Pi}) / 2 - \delta_{\Pi}$, $\delta_H = (h_H + h_T) / 2 + \delta_{\Pi}$.

Расстояние δ_{Π} от оси X_B до оси X_{Π} определяется по методике, основанной на приведении сечения, составленного из материалов с разными модулями упругости, к однородному [8].

Любая геометрическая характеристика приведенного сечения получается как для условно однородного сечения, в котором каждый элемент площади резины dS_r заменен элементом площади стали dS_c , умноженным на коэффициент приведения $k = E_r/E_c$, равный отношению модулей упругости резины E_r и стали E_c .

Геометрические характеристики приведенного сечения при боковом изгибе:

- площадь приведенного поперечного сечения

$$S_B = kBh_T + b_{\Pi}h_{\Pi} + kBh_H,$$

где $b_{\Pi}h_{\Pi}$, Bh_T и Bh_H — поперечные площади планки, участков тяговой и несущей лент, работающих совместно с планкой при боковом изгибе;

- статический момент M_{Π} относительно оси X_{Π} приведенного сечения:

$$M_{\Pi} = -\frac{kBh_T(h_T + h_{\Pi})}{2} + \frac{kBh_H(h_{\Pi} + h_H)}{2};$$

- расстояние δ_{Π} между осью X_B приведенного сечения и осью X_{Π} :

$$\delta_{\Pi} = M_{\Pi}/S_B;$$

- момент инерции j_B относительно оси X_B приведенного сечения:

$$j_B = k\left(\frac{Bh_T^3}{12} + Bh_T\delta_T^2\right) + \frac{b_{\Pi}h_{\Pi}^3}{12} + b_{\Pi}h_{\Pi}\delta_{\Pi}^2 + k\left(\frac{Bh_H^3}{12} + Bh_H\delta_H^2\right). \quad (4)$$

При вычислении момента инерции применена теорема Гюйгенса [9] о моментах инерции относительно параллельных осей:

$$j_B = \sum k_j(J_j + S_j\delta_j^2).$$

Здесь индекс j пробегает значения $j = T, \Pi, H$. Коэффициенты приведения k_j равны $k_T = k_H = k$, $k_{\Pi} = 1$. Все составные части приведенного сечения при боковом изгибе являются прямоугольниками. Поэтому площадь и момент инерции относительно собственной главной центральной оси для j -го прямоугольника определяются по формулам: $S_j = B_j h_j$ — площадь; $J_j = B_j h_j^3 / 12$ — момент инерции j -го прямоугольника. Расстояния δ_j найдены выше. Момент инерции j_B принимает минимальное значение при $b_{\Pi} = B$.

Поперечное сечение объединенных лент при продольном изгибе показано на рис. 6.

Геометрические характеристики приведенного сечения при продольном изгибе:

- площадь приведенного сечения

$$S_{\Pi} = k(B_{\Pi}h_{\Pi} - n_T \pi d^2 / 4) + n_T \pi d^2 / 4 + kB_{\Pi}h_{\Pi},$$

где n_T — количество тросов в тяговой ленте; d — диаметр троса;

- статический момент приведенного сечения относительно оси Y_T

$$M_T = \frac{kB_{\Pi}h_{\Pi}(h_T + h_H)}{2};$$

- расстояние Δ_T

$$\Delta_T = M_T/S_{\Pi};$$

- момент инерции приведенного сечения при изгибе лент

$$j_{\Pi} = k(B_{\Pi}h_{\Pi}^3/12 + B_{\Pi}h_{\Pi}\Delta_T^2) + (1-k)n_T(\pi d^4/64 + \pi d^2\Delta_T^2/4) + k\left(\frac{B_{\Pi}h_H^3}{12} + B_{\Pi}h_H\Delta_H^2\right). \quad (5)$$

Расчетная схема для определения вертикального перемещения ковша, вызванного боковым и продольным изгибами, показана на рис. 7.

Жесткость одной растянутой консоли (см. рис. 7, в) [7]:

$$C_K = \alpha^3 E_c J_{\Pi} / \left(\frac{\alpha L}{2} \operatorname{Ch} \left(\frac{\alpha L}{2} \right) - \operatorname{Sh} \left(\frac{\alpha L}{2} \right) \right), \quad (6)$$

где $\alpha = \sqrt{N/(E_c J_{\Pi})}$ — параметр напряженно-деформированного состояния стержня при

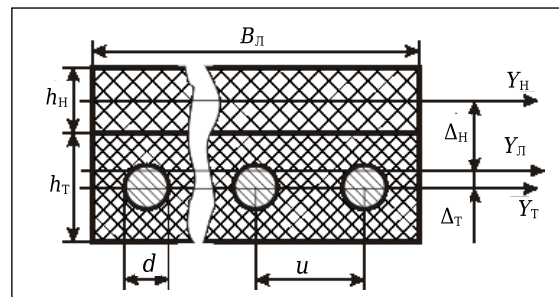


Рис. 6. Поперечное сечение объединенных лент при продольном изгибе: B_L — ширина объединенных лент; d — диаметр троса; u — шаг тросов; Y_{Π} — главная центральная ось приведенного поперечного сечения при продольном изгибе; Y_T — центральная ось сечений тросов и резины без тросов в тяговой ленте; Y_H — центральная ось сечения несущей ленты; Δ_T и Δ_H — расстояния от оси Y_{Π} до осей Y_T и Y_H

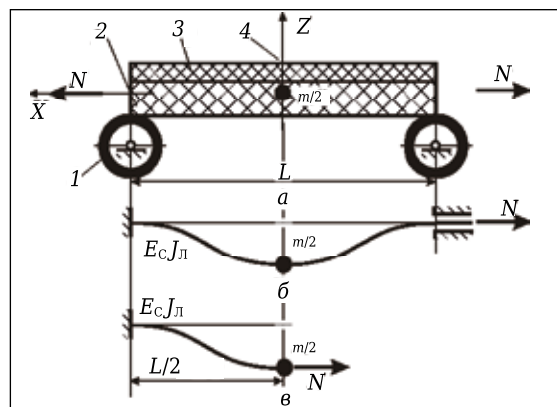


Рис. 7. К выбору расчетной схемы для определения жесткости при продольном изгибе ветви объединенных лент: а — лента в недеформированном состоянии; б — расчетная схема для определения жесткости ветви ленты; в — схема к определению жесткости при изгибе растянутой консоли; 1 — ролик; 2 и 3 — тяговая и несущая ленты; 4 — ковш; $E_c J_{\Pi}$ — изгибная жесткость приведенного сечения при продольном изгибе лент

совместном действии растяжения и изгиба; $\text{Ch}\left(\frac{\alpha L}{2}\right)$, $\text{Sh}\left(\frac{\alpha L}{2}\right)$ — гиперболические косинус и синус соответственно.

Жесткость навески ковша при продольном изгибе $C_{\text{л}} = 2C_{\text{к}}$. (7)

Подставляя уравнения (3) и (5) в (1), получаем жесткость навески ковша

$$C = (6C_{\text{к}}E_{\text{с}}j_{\text{Б}}/\ell^3)/(2C_{\text{к}} + 3E_{\text{с}}j_{\text{Б}}/\ell^3). \quad (8)$$

По найденной жесткости навески вычисляем, согласно зависимости (2), частоту p , с^{-1} , собственных колебаний ковша

$$p = \sqrt{\frac{2\left(6C_{\text{к}}E_{\text{с}}\frac{j_{\text{Б}}}{\ell^3}\right)}{\left(2C_{\text{к}} + 3E_{\text{с}}\frac{j_{\text{Б}}}{\ell^3}\right)_m}}. \quad (9)$$

При движении объединенных лент ордината сечения, в котором навешен ковш, изменяется по закону $Z = f(t)$. Максимальное значение (равное нулю) ордината Z (см. рис. 7) принимает на опорных роликах, минимальное — в середине пролета. Колебания ковша, вызванные движением точки навески к ленте (кинематическим возмущением), сводятся к колебаниям под действием возмущающей силы $F(t) = Cf(t)$. (10)

Вертикальное перемещение ковша $\alpha_{\text{с}}$, находящегося посередине пролета между роликами, под действием силы тяжести (статический прогиб) определяется по зависимости

$$\alpha_{\text{с}} = \frac{G_{\text{к}}}{2C},$$

где $G_{\text{к}}$ — вес ковша, Н; C — жесткость навески, Н/м.

Полагаем, что колебания, которые совершает ковш при работе конвейера, гармонические. Траекторию (рис. 8) движения центра масс ковша зададим функцией

$$z = \frac{\alpha_{\text{д}}\left[1 - \cos\left(\frac{2\pi x}{L}\right)\right]}{2}, \quad (11)$$

где x — текущая координата центра масс ковша.

Движение ковша вдоль продольной оси конвейера OZ считаем равномерным. Закон изменения координаты x во времени линейен $x = vt$, где v — средняя скорость, м/с; t — время, с. Подставляя это выражение в уравнение (11), получаем закон, по которому ковш совершает вертикальные колебания:

$$z = \frac{\alpha_{\text{с}}(1 - \cos 2\pi vt / L)}{2}. \quad (12)$$

Координата z в уравнении (12) отсчитывается от статического прогиба объединенной ленты. Частота ω вынужденных колебаний ковша, вызванных движением объединенной ленты конвейера, вычисляется по зависимости

$$\omega = 2\pi v/L.$$

Коэффициент динамичности определяется по зависимости [6, 7]

$$k_{\text{дин}} = |1 - \omega^2/p^2|^{-1}. \quad (13)$$

Приравнявая ω и p , находим резонансную скорость ковша

$$v_{\text{рез}} = pL/(2\pi). \quad (14)$$

По найденному коэффициенту динамичности определяем амплитуду колебаний ковша $\alpha_{\text{д}} = k_{\text{дин}}\alpha_{\text{с}}$. (15)

Коэффициент динамичности не должен превосходить значение 1/15 [7]:

$$k_{\text{дин}} \leq 1/15. \quad (16)$$

Для того чтобы коэффициент динамичности не превышал значения 1/15, необходимо, чтобы частота вынужденных колебаний более чем в 4 раза превосходила собственную частоту. Это условие выполняется при следующем отношении возмущающей и резонансной частот:

$$\omega/p \geq 4. \quad (17)$$

Динамические расчеты ковшового ленточного конвейера проводим в такой последовательности:

- задаемся количеством и грузоподъемностью ковшей, исходя из требований технического задания;
- назначаем скорость конвейера;

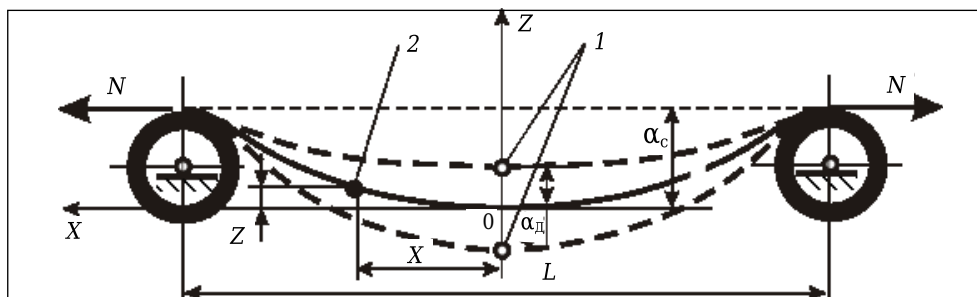


Рис. 8. К определению резонансной скорости ковша: 1 — предельные отклонения ковша; 2 — текущее положение ковша; $\alpha_{\text{с}}$ — статический прогиб ковша; OXZ — местная система координат, оси которой параллельны координатным осям OXZ ; 0 — начало координат, совпадающее с положением статического прогиба; x , z — текущие координаты центра масс ковша при движении конвейера; $\alpha_{\text{д}}$ — амплитуда колебаний ковша, отсчитываемая от положения статического прогиба

- находим наибольшее расстояние между роликами грузовой ветви;
- определяем требуемое усилие в тяговой ленте, подбираем тип тяговой ленты (ее размеры, количество и диаметр стальных тросов);
- выбираем тип несущей ленты;
- прорабатываем способ навески ковша, т. е. устанавливаем размеры поперечного сечения планки, длину консольной (изгибаемой) части;

- находим частоту собственных колебаний ковша и частоту возмущающей силы;
- при невыполнимости условия (17) изменяем величины L , $h_{\text{п}}$, $b_{\text{п}}$, l и повторяем расчеты.

Таким образом, представленная методика позволяет оценить на этапе проектирования частоту собственных колебаний ковша, выбрать рабочую скорость конвейера, назначить из условия прочности основные размеры крепления ковшей.

Библиографический список

1. **Давыдов, С. Я.** Энергосберегающее оборудование для транспортировки сыпучих материалов : исследование, разработка, производство / С. Я. Давыдов. — Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2007. — 317 с.
2. **Пат. 1722993 СССР.** Ковшовый конвейер / Давыдов С. Я., Демидов А. Е., Белкин Г. И. и др. — № 4769289 ; заявл. 13.12.89 ; опубл. 30.03.92.
3. **Пат. 2165881 РФ.** Ковшовый ленточный конвейер для горячих материалов / Давыдов С. Я. — № 99114933 ; заявл. 07.07.99 ; опубл. 27.04.01.
4. **Давыдов, С. Я.** Ковшовый ленточный конвейер для горячих материалов / С. Я. Давыдов, И. Д. Кащеев, А. А. Филистеев // Новые огнеупоры. — 2004. — № 10. — С. 79–82.
5. **Пат. 142527 РФ.** Ковшовый ленточный конвейер / Давыдов С. Я., Шварев В. С. — № 2014101311 ; заявл. 16.01.14 ; опубл. 27.06.14.

6. Вибрации в технике : справочник. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина. — М. : Машиностроение, 1978. — 352 с.

7. **Пановко, Я. Г.** Основы прикладной теории упругих колебаний / Я. Г. Пановко. — М. : Машиностроение, 1967. — 316 с.

8. **Александров, А. В.** Сопротивление материалов : учебник для вузов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин. — М. : Высшая школа, 2000. — 560 с.

9. **Тарг, С. М.** Краткий курс теоретической механики : учебник для втузов / С. М. Тарг. — М. : Высшая школа, 1995. — 415 с. ■

Получено 17.06.16

© С. Я. Давыдов, А. П. Золкин,
В. С. Шварёв, Л. А. Золкина, 2017 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ



MAGFORUM 2017

Magnesium Minerals & Markets Conference

11–13 июня 2017 г. Radisson Blu Hotel, г. Краков, Польша

Темы:

- Полный спектр магnezитового сырья
- Тенденции и анализ рынка
- Проекты в стадии разработки
- Новейшие технические инновации
- Решения по логистике
- Дальнейшие процессы развития

www.imformed.com

