

*Ю.С. Саленко, д.т.н., доцент
Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ТРАНСПОРТЕРА

Описаны конструкция и принцип действия вибрационного транспортера для перемещения строительных материалов, снабженного низкочастотным и высокочастотным вибровозбудителями круговых колебаний. Приведены теоретические исследования динамической системы вибрационного транспортера. Определены закон движения и рациональные параметры вибрационного транспортера.

Ключевые слова: *вибрационный транспортер, динамическая система, закон движения, рациональные параметры.*

*Ю.С. Саленко, д.т.н., доцент
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського*

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА

Описано конструкцію і принцип дії вібраційного транспортера для переміщення будівельних матеріалів, забезпеченого низькочастотним та високочастотним вібровозбуджувачами кругових коливань. Наведено теоретичні дослідження динамічної системи вібраційного транспортера. Визначено закон руху та раціональні параметри вібраційного транспортера.

Ключові слова: *вібраційний транспортер, динамічна система, закон руху, раціональні параметри.*

*Yu. Salenko, ScD, Associate Professor
Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University*

DETERMINATION OF RATIONAL PARAMETERS VIBRATING CONVEYOR

The design and principle of operation of the vibrating conveyor to move construction materials, equipped with low-frequency and high-frequency circular oscillation exciters. Theoretical studies of the dynamic vibration conveyor system. Defined the law of motion and rational parameters of the vibrating conveyor.

Keywords: *vibrating conveyor, dynamic system, the law of motion, rational parameters.*

Введение. Вибрационные транспортеры или питатели широко используются в горнорудной промышленности и строительном производстве для перемещения дробимых полезных ископаемых и нерудных материалов, песка, щебня, вязких и других сыпучих материалов. Для этих целей широкое распространение получили вибротранспортеры с кинематическим [1] и инерционным возбуждением колебаний [2, 3] транспортирующего лотка. Вибротранспортеры [1] обеспечивают транспортирование материала на большие расстояния, но имеют большую установленную мощность привода, требуемую для возбуждения колебаний больших масс в момент пуска. В инерционных вибротранспортерах используются вибровозбудители круговых [2] и направленных [3] колебаний. Вибротранспортеры [2] просты по конструкции, но обеспечивают транспортирование материала на короткие расстояния, т.к. с увеличением дальности транспортирования в зоне выгрузки наблюдается завал, что приводит к нестабильной работе вибротранспортера. Вибротранспортеры с вибровозбудителями направленных колебаний [3], установленные под углом в 30° к плоскости транспортирующей поверхности, обеспечивают транспортирование материала на большие расстояния с высокой производительностью. Однако эти транспортеры имеют сложную конструкцию из-за необходимости использования вибровозбудителей направленных колебаний с шестеренными синхронизаторами и требуют использования более прочных продольных несущих лонжеронов транспортирующего лотка. Поэтому возникает необходимость создания высокоэффективного вибрационного транспортера, сочетающего в себе простоту конструкции транспортера с вибровозбудителем круговых колебаний и эффективностью вибротранспортера с вибровозбудителем направленных колебаний.

Обзор последних исследований и публикаций. В настоящее время для определения основных параметров вибрационных транспортеров используют статистические методы расчетов [4], в которых несущие подвижные лонжероны представляют в виде балок определенной жесткости, на которые действуют постоянные по величине инерционные силы. Такой подход, как правило, приводит к большим погрешностям в определении амплитуд колебаний подвижных лонжеронов и напряжений, действующих в их поперечных сечениях. Это обстоятельство не позволяет с достаточной степенью точности определить рациональные параметры вибрационного транспортера, а также оценить напряженно-деформированное состояние лонжеронов и, как следствие, выбрать необходимые его размеры.

Постановка задания. Задание состоит в определении рациональных параметров вибрационного транспортера и напряженно-деформированного состояния его продольных несущих лонжеронов при вынужденных колебаниях.

Основной материал и результаты. На рис. 1 представлен общий вид предлагаемого вибротранспортера. Его работа вибротранспортера осуществляется следующим образом. Включается электродвигатель 9, приводящий во вращение посредством клиноременных передач 10 и 11 дебалансные валы низкочастотного 4 и высокочастотного 5 вибровозбудителей колебаний, которые вызывают колебания транспортирующего лотка 1. В результате транспортирующему лотку 1 сообщаются сложные, переменные по его длине, амплитудно-частотные вибрационные движения: в загрузочной части лотка преобладают низкочастотные колебания с большой амплитудой, а в выгрузочной части лотка – высокочастотные колебания.

Такой закон движения лотка 1 обеспечивает повышенную скорость транспортирования материала на более длинные расстояния. При этом преобладание высокочастотных колебаний на конце вибротранспортера вызывает увеличение скорости транспортирования в выгрузочной части лотка, не создавая завала транспортируемого материала.

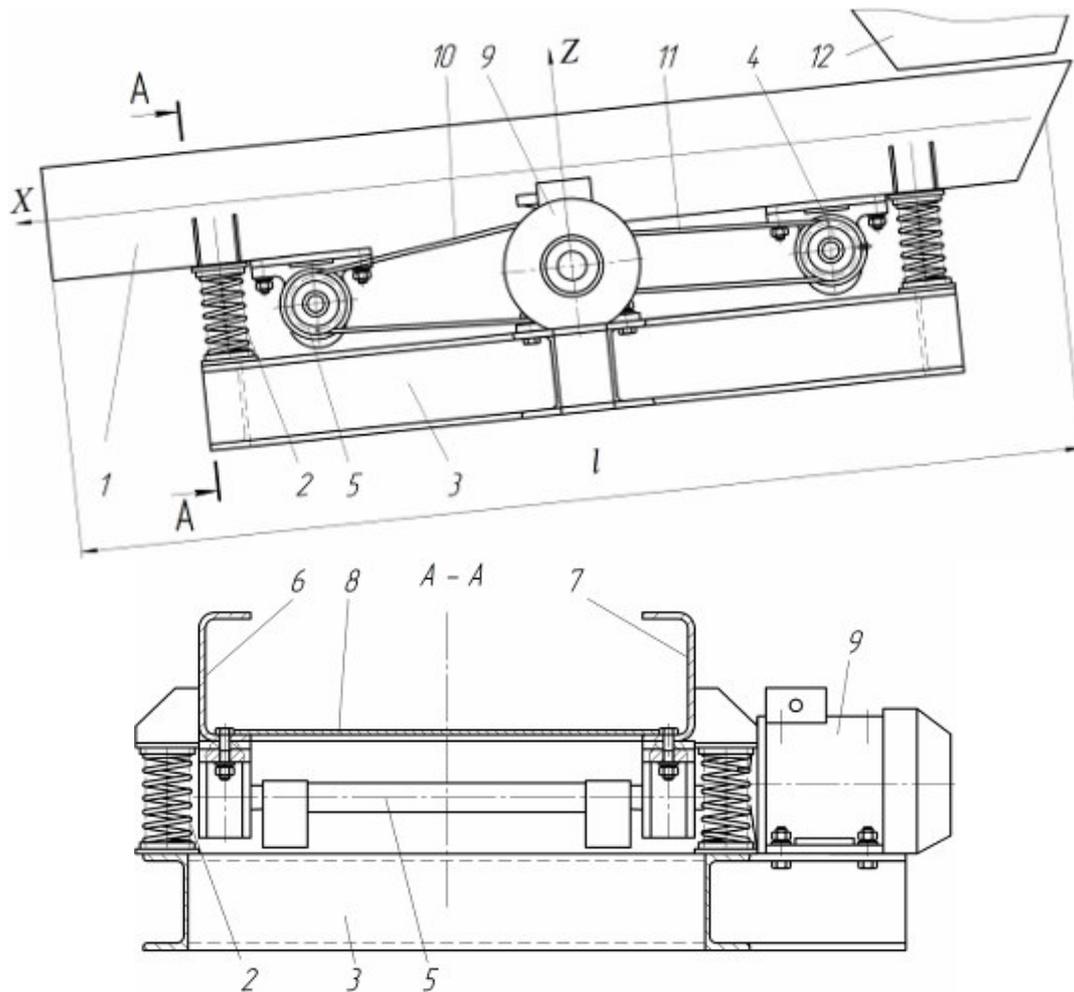


Рис. 1. Вибрационный транспортер:

- 1 – транспортирующий лоток; 2 – упругие амортизаторы; 3 – опорная рама; 4 и 5 – высокочастотный и низкочастотный вибровозбудители круговых колебаний соответственно; 6 и 7 – продольные лонжероны; 8 – днище; 9 – электродвигатель; 10 и 11 – клиноременные передачи; 12 – загрузочная воронка**

Под действием возмущающих сил $Q_1(t)$ и $Q_2(t)$ соответственно низкочастотного 4 и высокочастотного 5 вибровозбудителей колебаний в продольных лонжеронах 6 и 7 возникают изгибные напряжения как в период пуска или при остановке, так и в рабочем режиме. Наибольшее влияние на величину изгибных деформаций и напряжений, возникающих в поперечном сечении продольных лонжеронов, оказывают составляющие возмущающих сил $Q_1(t)$ и $Q_2(t)$, направленные вдоль оси Z , т.е.

$$Q_{11}(t) = Q_1 \sin[\omega_1 t - \varphi_1(\tau)] ; \quad (1)$$

$$Q_{21}(t) = Q_2 \sin[\omega_2 t - \varphi_2(\tau)] , \quad (2)$$

где Q_1 и Q_2 – амплитуды возмущающих сил низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей колебаний соответственно; ω_1 и ω_2 – угловые частоты колебаний низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей; $\varphi_1(\tau)$, $\varphi_2(\tau)$ – углы сдвига фаз между амплитудами возмущающих сил низкочастотного и высокочастотного вибровозбудителей колебаний, медленно меняющиеся параметры.

Сдвиг фаз $\varphi_1(\tau)$ и $\varphi_2(\tau)$ будет наблюдаться в результате действия явления проскальзывания в клиноремной передаче. В дальнейшем для удобства в формулах (1) – (2) вместо обозначений $\varphi_1(\tau)$ и $\varphi_2(\tau)$ будем использовать обозначения φ_1 и φ_2 , полагая, что эти углы являются медленно меняющимися параметрами.

Поскольку продольные лонжероны имеют по всей длине постоянное поперечное сечение, то дифференциальное уравнение их изгибных колебаний при изгибной жесткости $EJ = const$, постоянной массе по длине $m = const$ можно записать в следующем виде [5]:

$$EJ \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

где E – модуль упругости материала; J – момент инерции поперечного сечения продольных лонжеронов вибротранспортера; ρ – плотность материала продольных лонжеронов; F – площадь поперечного сечения продольных лонжеронов.

Уравнение (3) удобно представить в такой форме

$$\frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (4)$$

где

$$a = \sqrt{EJ/\rho F} = \sqrt{EJ/m_l}. \quad (5)$$

Решение уравнения (4) по одной из форм собственных колебаний продольных лонжеронов в вертикальном направлении можно представить в виде следующей гармонической функции

$$z(x,t) = X(x)[B_1 \cos(pt) + B_2 \sin(pt)], \quad (6)$$

где B_1 и B_2 – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий.

Здесь для удобства опущен индекс, представляющий n -ю форму колебаний.

Подставляя выражение (6) в уравнение (4), получим

$$\frac{d^4 X(x)}{dx^4} - k^4 X(x) = 0, \quad (7)$$

где

$$k^4 = p^2/a^2. \quad (8)$$

Используя функции А.Н. Крылова [6], представим решение уравнения (7) в следующей форме:

$$X(x) = C_1 [\cos(kx) + ch(kx)] + C_2 [\cos(kx) - ch(kx)] + C_3 [\sin(kx) + sh(kx)] + C_4 [\sin(kx) - sh(kx)] \quad (9)$$

где C_1, C_2, C_3 и C_4 – постоянные интегрирования, определяемые из следующих граничных условий:

$$\frac{d^2 X(0)}{dx^2} = 0; \quad \frac{d^3 X(0)}{dx^3} = 0; \quad (10)$$

$$\frac{d^2 X(l)}{dx^2} = 0; \quad \frac{d^3 X(l)}{dx^3} = 0. \quad (11)$$

показывающих, что на свободных незакрепленных концах лонжеронов обращаются в нуль изгибающие моменты и поперечные силы.

Подставляя выражение (9) в граничные условия (10), находим

$$C_2 = C_4 = 0 .$$

Тогда

$$X(x) = C_1 [\cos(kx) + ch(kx)] + C_3 [\sin(kx) + sh(kx)] . \quad (12)$$

Из граничных условий (11) следует

$$\begin{cases} C_1 [-\cos(kl) + ch(kl)] + C_3 [-\sin(kl) + sh(kl)] = 0; \\ C_1 [\sin(kl) + ch(kl)] + C_3 [-\cos(kl) + sh(kl)] = 0. \end{cases} \quad (13)$$

$$\quad \quad \quad (14)$$

Отличные от нуля решения для постоянных интегрирования C_1 и C_3 можно получить только в случае, когда определитель матрицы, составленный из коэффициентов уравнений (13) и (14), равен 0. В результате найдем

$$[-\cos(kl) + ch(kl)]^2 - [sh^2(kl) - \sin^2(kl)] = 0 . \quad (15)$$

Преобразуя выражение (15), получим частотное уравнение в следующем виде

$$\cos(kl)\sin(kl) = 1 . \quad (16)$$

Ненулевые значения корней можно приближенно найти по формуле [7]:

$$k_n l \approx (0.5 + n)\pi , \quad (17)$$

откуда

$$k_n \approx (0.5 + n)\pi / l . \quad (18)$$

Используя выражения (8) и (18), найдем частоту собственных колебаний

$$p_n \approx (0.5 + n)^2 \pi^2 a / l^2 . \quad (19)$$

На основании выражений (12 – 14) представим нормальные функции для продольных лонжеронов в следующем виде:

$$X(x) = ch(k_n x) + \cos(k_n x) - a_n [sh(k_n x) + \sin(k_n x)] , \quad (20)$$

где

$$a_n = [ch(k_n l) - \cos(k_n l)] / [sh(k_n l) - \sin(k_n l)] . \quad (21)$$

Используя выражения (6) и (20) найдем общее решение уравнения (4) в следующем виде

$$y = \sum_{n=0}^{\infty} X_n(x) [B_{1n} \cos(p_n t) + B_{2n} \sin(p_n t)] , \quad (22)$$

где B_{1n} и B_{2n} – постоянные интегрирования, определяемые начальными условиями.

Для определения вынужденных колебаний продольных лонжеронов вибротранспортера в вертикальном направлении используем метод нормальных колебаний [3]. При этом решение уравнения (5), которое описывает динамическое перемещение продольных лонжеронов вибротранспортера в вертикальном направлении под действием возмущающих сил, представим с помощью интеграла Дюамеля [8] в следующем виде:

$$y(x, t) = \left(\frac{1}{l} \right) \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left\{ X_n(x) \frac{X_n(l_1) + X_n(l_2)}{4 p_n} \right\} \times \int_0^{l_1} q(t') \sin(t - t') dt' \right\} , \quad (23)$$

где

$$q(t) = Q_i(t)/m_e, \quad (24)$$

$$X(l_1) = ch(k_n l_1) + \cos(k_n l_1) - a_n [sh(k_n l_1) + \sin(k_n l_1)], \quad (25)$$

$$X(l_2) = ch(k_n l_2) + \cos(k_n l_2) - a_n [sh(k_n l_2) + \sin(k_n l_2)]. \quad (26)$$

Подставляя выражение (24) в решение (23) и производя интегрирование по частям, получим окончательное решение уравнения (4), которое описывает колебательный процесс продольных лонжеронов в вертикальном направлении под действием возмущающих сил (1), (2):

$$z(x, t) = \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ 0.25 [ch(k_n x) + \cos(k_n x)] - a_n [sh(k_n x) + \sin(k_n x)] \times \right. \\ \left. \times [X_n(l_1) + X_n(l_2)] \left[Q_1 \frac{\cos(\omega_1 t - \varphi_1) - \Delta_{1n} \cos(p_n t - \varphi_{1n})}{m(p_n^2 - \omega_1^2)} + \right. \right. \\ \left. \left. + Q_2 \frac{\cos(\omega_2 t - \varphi_2) - \Delta_{2n} \cos(p_n t - \varphi_{2n})}{m(p_n^2 - \omega_2^2)} \right] \right\}, \quad (27)$$

где

$$\Delta_{1n} = \sqrt{\cos^2(\varphi_1) + \left(\frac{\omega_1}{p_n}\right)^2 \sin^2(\varphi_1)}, \\ \Delta_{2n} = \sqrt{\cos^2(\varphi_2) + \left(\frac{\omega_2}{p_n}\right)^2 \sin^2(\varphi_2)}, \\ \text{arctg}(\varphi_{1n}) = \frac{\omega_1}{p_n} \text{tg}(\varphi_1), \quad \text{arctg}(\varphi_{2n}) = \frac{\omega_2}{p_n} \text{tg}(\varphi_2).$$

Выражение (27) описывает при $n=0$ движение транспортирующего лотка вибрационного транспортера как абсолютно жесткого тела, а при $n \neq 0$ характеризует его упругие колебания. Слагаемые, включающие множители $\cos(\omega_1 t - \varphi_1)$ и $\cos(\omega_2 t - \varphi_2)$, характеризуют поведение транспортирующего лотка на частотах вынужденных колебаний ω_1 и ω_2 , а слагаемые, включающие множители $\Delta_{1n} \cos(p_n t - \varphi_{1n})$ и $\Delta_{2n} \cos(p_n t - \varphi_{2n})$, описывают его свободные колебания.

Изгибающий момент, возникающий в поперечных сечениях продольных лонжеронов, в зависимости от координаты x и времени t , определится из следующего выражения:

$$M(x, t) = EJ \frac{d^2 y(x, t)}{dx^2} = \\ = EJ \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ 0.25 k_n^2 [ch(k_n x) + \cos(k_n x)] - a_n [sh(k_n x) + \sin(k_n x)] \right\} \times \\ \times [X_n(l_1) + X_n(l_2)] \left[Q_1 \frac{\cos(\omega_1 t - \varphi_1) - \Delta_{1n} \cos(p_n t - \varphi_{1n})}{m(p_n^2 - \omega_1^2)} + \right. \\ \left. + Q_2 \frac{\cos(\omega_2 t - \varphi_2) - \Delta_{2n} \cos(p_n t - \varphi_{2n})}{m(p_n^2 - \omega_2^2)} \right] \right\}. \quad (28)$$

При этом возникающие в продольных лонжеронах напряжения при изгибе будут равны

$$\sigma(x, y) = M(x, t) / W_z, \quad (29)$$

где W_z – момент сопротивления поперечного сечения продольных лонжеронов.

Таким образом, установлен закон движения транспортирующего лотка в вертикальном направлении под действием переменных возмущающих сил, генерируемых низкочастотным и высокочастотным вибровозбудителями колебаний. Определены напряжения, возникающие в поперечных сечениях продольных лонжеронов, в зависимости от координаты x и времени t .

Выводы. Проведенные исследования позволяют на основании полученного решения уравнения движения продольных лонжеронов, представленных в виде упругих балок, определить закон движения транспортирующего лотка в направлении, перпендикулярном продольной оси лонжеронов. Также найдены напряжения, возникающие в поперечных сечениях продольных лонжеронов транспортирующего лотка в зависимости от их физико-механических характеристик, величины возмущающих сил, частот вынужденных колебаний, координаты x и времени t . Это позволяет более обосновано произвести расчеты транспортирующего лотка как на усталостную прочность, так и по максимальным напряжениям. Использование предлагаемого вибрационного транспортера позволит повысить производительность, уменьшить установленную мощность привода и снизить энергоемкость процесса транспортирования материала на длинные расстояния.

Литература

1. Гончаревич И.Ф. Динамика горных машин с упругими связями / И.Ф. Гончаревич, А.В. Докукин. – М.: Наука, 1975. – 212 с.
2. Вибропитатель / Ю.И. Кудрявцев, В.А. Макеев. – Патент России № 2152345, 2008.
3. Пухов Ю.С. Рудничный транспорт / Ю.С. Пухов. – М.: Недра, 1991. – 240 с.
4. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве / И.Ф. Гончаревич. – М.: Недра, 1992. – 318 с.
5. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с.
6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
7. Маслова Н.А. Определение движений виброплощадки с супергармоническими колебаниями в режиме холостого хода / Н.А. Маслова // Проблемы создания новых машин и технологий. Науч. труды Кременчугского государственного политехнического института, вып. 2, ч.3, 1997. – С. 73-83.
8. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

© Ю.С. Саленко
Надійшла до редакції 25.03.2015