УДК 622.625.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Лазуткина Н.А.

Муромский институт (филиала) ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет им. Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Муром, Россия (602264, г. Муром, ул. Орловская, 23), e-mail: center@ mivlgu.ru

Целью работы является повышение срока службы и надежности конвейера с цепным тяговым органом. Исследования колебательных процессов в тяговых органах различных цепных конвейеров показали, что в спектре колебаний обязательно присутствует частота собственных свободных колебаний тягового органа. Это можно объяснить возбуждением последних периодическими ударами ходовых роликов на стыках направляющих у пластинчатых конвейеров. Уравнение первого приближения при наличии ударов на стыках дает осредненную амплитуду колебаний, на величину которой влияют положительно: величина импульса, частота ударов, и отрицательно – длина конвейера. Таким образом, периодические удары на стыках увеличивают амплитуду низкочастотных собственных колебаний тягового органа конвейера.

Ключевые слова: величина импульса, частота ударов, цепной тяговый орган, динамика цепного конвейера.

THE STUDY OF LONGITUDINAL DYNAMICS OF THE CHAIN CONVEYOR BELTS

Lazutkina N.A.

Murom Institute of Vladimir State University, Murom, Russia (602264, Murom, street Orlovskaya, 23), e-mail: center@ mivlgu.ru

We aim to increase service life and reliability of the conveyor chain traction body. The study of oscillatory processes in traction bodies of different chain conveyors have shown that the spectra of oscillations is necessarily present the frequency of their own free oscillations of traction body. This can be explained by the excitation of the last periodic blows rollers at the joints of rails of lamellar conveyor. Equation of the first approximation in the presence of shock at the joints gives the averaged amplitude of vibration, the value of which have impacted positively: the value of the pulse, the frequency of strikes, is negatively correlated with the length of the pipeline. Thus the attack on the joints to increase the amplitude of low-frequency of oscillations of the traction body of the conveyor.

Keywords: the value of pulse, frequency of strikes, chain draw authority, the dynamics of the chain conveyor.

Введение

Конвейеры различной длины с цепным тяговым органом нашли широкое применение в различных отраслях промышленности благодаря конструкторской и научно-исследовательской работе, проведенной советскими учеными. В 30-х годах XX века Г. Ганфштенгелем были получены аналитические зависимости по определению динамических сил, величина которых оказывается прямо пропорциональной квадрату скорости движения конвейера [4]. Как оказалось, эта теория верна только для тихоходных конвейеров. В 40-х годах Спиваковским А.О. и В.Д. Кружковым были исследованы динамические усилия в тяговом органе скребкового конвейера, и было доказано, что частота колебаний усилий в тяговой цепи пропорциональна повороту звездочки на один зуб [9]. А.А. Долголенко предложил рассматривать тяговую цепь конвейера как систему с распределенными параметрами. Было доказано существенное влияние динамических характеристик на колебательные процессы [5]. Динамика пластинчатых, скребковых конвейеров была исследована в работах к.т.н. В.К. Смирнова, к.т.н. В.П. Крота [8], Д.М. Беленького [1; 2] и проф. В.Н. Маценко [6]. В результате большой научной работы была создана теория движения тяговых цепей [7].

В современном производстве широкое применение получили поточные автоматические линии на базе цепных конвейеров. Самым сложным с точки зрения нагрузок является использование пластинчатых конвейеров в горнодобывающей промышленности [10]. Сложные условия эксплуатации и специфика работы обусловливают низкий ресурс, что приводит к значительным простоям оборудования, так, 50% простоев происходит из-за его отказов, а ремонтные работы одни из самых трудоемких.

При интенсификации производства улучшение эксплуатационных характеристик тяговой цепи, безусловно, скажется на бесперебойной работе всего механизированного комплекса [12].

Определение амплитуды динамических смещений

Причины выхода из строя конвейера могут быть различны, но одна из основных - динамические нагрузки, на возникновение которых оказывают влияние колебательные процессы. Исследования колебательных процессов в тяговых органах различных цепных конвейеров показали, что в спектре колебаний обязательно присутствует частота собственных свободных колебаний тягового органа. Это можно объяснить возбуждением последних периодическими ударами ходовых роликов на стыках направляющих у пластинчатых конвейеров [13].

Удар элементов тягового органа о стык направляющих можно представить как мгновенное изменение скорости на величину

$$\frac{\partial И}{\partial t}\Big|_{И(t)=cx_0} = I\,\frac{dИ}{dt}\,\delta\left(И - cx_0\right), \tag{1}$$

где δ - несобственная функция Дирака;

cx_0 - координаты местонахождения стыков направляющих;

$И$ - полное смещение сечения тягового органа, включающее динамическое $И^{д}$, статическое $И^{c}$ смещение и переносное движение $V_0 t_c$;

$t_c = \dfrac{n \cdot l_0}{V_0}$ - отдельные моменты времени, соответствующие шагу ходовых роликов l_0;

V_0 - равномерная (средняя) скорость движения тягового органа.

Уравнение относительно динамического смещения тягового органа, двигающего по гладким направляющим, для расчетной схемы, включающей одну концевую звездочку и тяговый орган в виде упруговязкого тела, может быть записано в виде [11]:

$$\frac{\partial^2 И^{\partial}}{\partial t^2}-a^2\frac{\partial^2 И^{\partial}}{\partial x^2}-\frac{\mu}{\rho}\cdot\frac{\partial^3 И^{\partial}}{\partial x^2\partial t}+\nu\cos\beta\begin{bmatrix} k'\frac{\partial И^{\partial}}{\partial t}+k''\left(\frac{\partial И^{\partial}}{\partial t}\right)^2+ \\ k'''\left(\frac{\partial И^{\partial}}{\partial t}\right)^3 \end{bmatrix}=0 \qquad (2)$$

с граничными условиями

$\left.\frac{\partial И}{\partial t}\right|_{x=0}$ =0 - натяжение сбегающей ветви ниже критического (3)

$\left.И^{\partial}\right|_{x=2L}$ - $\sum_{p=1}^{\infty}\frac{2t_T\sin\theta}{\pi\left(z^2p^2-1\right)}$ - смещение, задаваемое приводной звездочкой, (4)

где μ - коэффициент диссипации энергии колебаний;

ρ - приведенная плотность тягового органа;

a - скорость распространения упругой волны;

k^i - коэффициенты разложения в ряд Тейлора приведенного коэффициента сопротивления движению;

t_T - шаг цепи;

z - число зубьев звездочки;

$$\nu=\frac{q}{\rho};\ \theta=\xi\cdot t;$$

q - погонная нагрузка транспортируемого материала и тягового органа;

ξ - частота возмущения приводной звездочки;

p - высшие гармоники.

С учетом малого параметра ε, применяя метод усреднения Н.Н. Боголюбова – Ю.А. Митропольского [3], уравнения (1)-(4) можно записать

$$\frac{\partial^2 И^{д}}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 И^{д}}{\partial x^2} = \varepsilon \left\{ \begin{matrix} R\frac{\partial^3 И^{д}}{\partial x^2 \partial t} - h_1 \frac{\partial И^{д}}{\partial t} - h_2 \left(\frac{\partial И^{д}}{\partial t} \right)^2 - h_3 \left(\frac{\partial И^{д}}{\partial t} \right)^3 - \\ - \frac{m}{\rho} \frac{\partial^2 И^{д}}{\partial t^2} \delta \left(И^{д} + И^{c} + V_0 t_c - c x_0 \right) \end{matrix} \right\}. \quad (5)$$

$$\left. \frac{\partial И^{д}}{\partial x} \right|_{x=0} = 0. \quad (6)$$

$$И^{д} \Big|_{x=2L} = -\varepsilon F \sin p\xi\, t. \quad (7)$$

где $\varepsilon_m = I$

Решение $И^{д}$ ищем в виде суммы

$$И_n^{д}(x, \alpha, \psi) = v_n(x, \alpha, \psi) + w_n(x, \alpha, \psi), \quad (8)$$

где α - амплитуда колебаний;

$$\psi = \omega\, t \cdot \varphi\, t$$

φ_t - фаза колебаний.

Функция w_n выбирается так, чтобы она удовлетворяла граничным условиям (6)-(7) и уравнению (5)

$$w = \frac{\varepsilon F}{4L^2} x^2 \sin p\xi\, t. \quad (9)$$

Тогда функция v будет удовлетворять нулевым граничным условиям.

Для внерезонансных колебаний уравнение для амплитуды α и фазы φ записывается

$$-\omega X \sin\psi \frac{d\alpha}{dt} - \alpha\omega X \cos\psi \frac{d\varphi}{dt} = \varepsilon \left(\begin{matrix} R\alpha\omega X \mathrm{X}^2 \sin\varphi + h_1 \alpha\omega X \sin\psi - \\ - h_2 \alpha^2 \omega^2 X \sin^2\psi + h^3 \omega^3 X^3 \sin^3\psi - \frac{\partial^2 w}{\partial \psi^2} \end{matrix} \right) -$$

$$-\varepsilon \left[-\frac{m}{\rho} \alpha\omega^2 X \cos\psi \delta \left(\alpha X \cos\psi + И^{c} + V_0 t_c - c x_0 \right) \right], \quad (10)$$

где $X_n = \sin \mathrm{X}_n x$ - фундаментальная функция;

$\mathrm{X}_n = \frac{\pi}{4L} x(2n-1)$ - собственное число.

Учитывая периодичность ψ и θ и используя свойства несобственной функции, получаем систему уравнений для определения амплитуды α и фазы φ во внерезонансном режиме

$$\frac{d\alpha}{dt} = -\frac{\varepsilon}{\omega}\left(-\frac{1}{2}R\alpha\omega X\mathrm{X}^2 + \frac{h_1}{2}\alpha\omega X + \frac{3}{8}h_3\alpha^3\omega^3 X^3\right) - \frac{\varepsilon}{\omega}\cdot$$
$$\cdot\frac{\pm\sqrt{\alpha^2 X^2 - \left(cx_0 - И^c - V_0 t_c\right)^2}}{\alpha X}\cdot\left[-\frac{m}{\rho}\alpha X\omega^2\frac{\left(cx_0 - И^c - V_0 t_c\right)}{\alpha X}\right]\cdot$$
$$\cdot\,\delta\left(\alpha X\cos\psi + И^c + V_0 t_c - cx_0\right).$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = -\frac{\varepsilon}{\alpha\omega}\cdot\frac{\left(cx_0 - И^c - V_0 t_c\right)}{\alpha X}\left[-\frac{m}{\rho}\alpha X\omega^2\frac{\left(cx_0 - И^c - V_0 t_c\right)}{\alpha X}\right]\cdot$$
$$\cdot\,\delta\left(\alpha X\cos\psi + И^c + V_0 t_c - cx_0\right). \tag{12}$$

Интерес представляет лишь случай $\alpha X > cx_0 - V_0 t_c - И^c$.

Пусть $\psi_\alpha^{(1)}$ и $\psi_\alpha^{(2)}$ корни уравнения $\alpha X\cos\psi = cx_0 - И^c - V_0 t_c$, принадлежащие отрезку $\left(0,\frac{\pi}{2}\right)$ и $\left(\frac{\pi}{2},\pi\right)$.

Тогда

$$\delta\left(\alpha X\cos\psi + И^c + V_0 t_c - cx_0\right) = \sum\frac{\delta\left(\psi - \psi_\alpha^{(1)} - 2\kappa\pi\right) + \delta\left(\psi - \psi_\alpha^{(2)} - 2\kappa\pi\right)}{\sqrt{\alpha^2 X^2 - \left(cx_0 - V_0 t_c - И^c\right)^2}}, \tag{13}$$

$\kappa = \pm1, \pm2, \pm3, \ldots$

Система уравнений (11)-(12) может быть записана как

$$\frac{d\alpha}{dt}=-\frac{\varepsilon}{\omega}\left(-\frac{R}{2}\alpha\omega X\mathrm{X}^2+\frac{h_1}{2}\alpha\omega X+\frac{3}{8}h_3\alpha^3\omega^3X^3\right)-\frac{\varepsilon}{\omega}$$

$$\left[-\frac{m}{\alpha X\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\sum_{-\infty}^{\infty}\delta\left(\psi-\psi_\alpha^{(1)}-2\kappa\pi\right)\right]-\frac{\varepsilon}{\omega}$$

$$\left[-\frac{m}{\alpha X\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\sum_{-\infty}^{\infty}\delta\left(\psi-\psi_\alpha^{(2)}-2\kappa\pi\right)\right]. \tag{14}$$

$$\frac{d\varphi}{dt}=-\frac{\varepsilon}{\alpha\omega}\cdot\frac{\left(cx_0-И^c-V_0t\right)}{\alpha X\sqrt{\alpha^2X^2-\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)^2}}\left[-\frac{m}{\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\right]\cdot$$

$$\sum_{-\infty}^{\infty}\delta\left(\psi-\psi_\alpha^{(1)}-2\kappa\pi\right)-\frac{\varepsilon}{\alpha\omega}\cdot\frac{cx_0=И_c-V_0t_c}{-\alpha X\sqrt{\alpha^2X^2-\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)^2}}\cdot$$

$$\cdot\left[-\frac{m}{\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\right]\sum_{-\infty}^{\infty}\delta\left(\psi-\psi_\alpha^{(2)}-2\kappa\pi\right). \tag{15}$$

Но $\sum\limits_{-\infty\langle\kappa\langle\infty}\delta\left(x+2\kappa\pi\right)=\frac{1}{\pi}\left\{\frac{1}{2}+\sum\limits_{\kappa=1}^{\infty}\cos\kappa x\right\}.$

Тогда

$$\frac{d\alpha}{dt}=-\frac{\varepsilon}{\omega}\left(-\frac{R}{2}\alpha\omega X\mathrm{X}^2+\frac{h_1}{2}\alpha\omega X+\frac{3}{8}h_3\alpha^3\omega^3X^3\right)-\frac{\varepsilon}{\omega}\left[-\frac{m}{\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\right]\cdot$$

$$\cdot\frac{1}{\pi}\left[\frac{1}{2}+\sum_{1}^{\infty}\cos\kappa\left(\psi-\psi_\alpha^{(1)}\right)\right]-\frac{\varepsilon}{\omega}\left[-\frac{m}{\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\right]\cdot$$

$$\cdot\frac{1}{\pi}\left[\frac{1}{2}+\sum_{1}^{\infty}\cos\kappa\left(\psi-\psi_\alpha^{(2)}\right)\right]. \tag{16}$$

$$\frac{d\varphi}{dt}=-\frac{\varepsilon}{\pi\alpha\omega}\cdot\frac{\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)}{\alpha X\sqrt{\alpha^2X^2-\left(cx_0-И^c-V_0t\right)^2}}\left[-\frac{m}{\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\right]\cdot$$

$$\cdot\left[\frac{1}{2}+\sum_{1}^{\infty}\cos\kappa\left(\psi-\psi_\alpha^{(1)}\right)\right]-\frac{\varepsilon}{\pi\alpha\omega}\cdot\frac{\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)}{-\alpha X\sqrt{\alpha^2X^2-\left(cx_0-И^c-V_0t\right)^2}}$$

$$\left[-\frac{m}{\rho}\omega^2\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)\right]\left[\frac{1}{2}+\sum_{1}^{\infty}\cos\kappa\left(\psi-\psi_\alpha^{(2)}\right)\right] \tag{17}$$

Учитывая ортогональность функции $X_n(x)$, получаем в качестве первого приближения

$$\frac{d\alpha}{dt}=-\frac{\mu}{2\rho}\alpha\omega \mathrm{X}^2+\frac{\kappa'}{2}\nu\alpha\omega\cos\beta+\frac{9}{32}\kappa'''\nu\alpha^3\omega^3\cos^3\beta-\frac{I}{\rho\alpha\omega}\cdot\frac{3}{4L-3\pi}$$
$$\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right). \tag{18}$$

Рассматривая стационарный режим колебаний, имеем

$$\frac{9}{32}\alpha^4\kappa'''\nu\omega^2\cos\beta+\frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{\mu}{\rho}\omega \mathrm{X}^2+\kappa'\nu\omega\cos\beta\right)-\frac{3I}{\rho\omega}\cdot\frac{\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)}{4L-3\pi}=0 \tag{19}$$

Амплитуда динамических смещений

$$\alpha_{1,2,3,4}=\pm\sqrt{\frac{-\frac{\mu}{2\rho}\omega \mathrm{X}^2-\frac{\kappa'}{2}\nu\omega\cos\beta\pm\sqrt{\left(\frac{\mu}{2\rho}\omega \mathrm{X}^2+\frac{\kappa'}{2}\nu\cos\beta\right)^2+ +\frac{27}{8}\nu\kappa''\omega\cos\beta\frac{I}{\rho}\cdot\frac{\left(cx_0-И^c-V_0t_c\right)}{4L-3\pi}}}{\frac{9}{32}\kappa'''\nu\omega^2\cos\beta}} \tag{20}$$

Анализ решения показывает, что при отсутствии ударов на стыках и выполнении условий:

$\kappa'\langle 0$ - т.е. коэффициент сопротивления движения тягового органа с увеличением скорости уменьшается;

$\left|\frac{\kappa'}{2}\nu\cos\beta\right|\rangle\frac{\mu}{2\rho}\mathrm{X}^2$ - т.е. возмущение преобладает над демпфированием; появляются автоколебания.

Поскольку $\mathrm{X}_n=\frac{\pi}{4L}(2n-1)$, то последние возникают лишь в длинных конвейерах.

Уравнение первого приближения при наличии ударов на стыках дает осредненную амплитуду колебаний, на величину которой влияют положительно: величина импульса; частота ударов; и отрицательно – длина конвейера.

Вывод

Таким образом, периодические удары на стыках увеличивают амплитуду низкочастотных собственных колебаний тягового органа конвейера.

Список литературы

1. Беленький Д.М. Магистральные конвейеры. - М. : Недра, 1965. – 220 с.
2. Беленький Д.М. Пластинчатые конвейеры. - М. : Недра, 1971. – 183 с.
3. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. – М. : Физматгиз, 1963. – 406 с.
4. Галфштенгель Г. Механизация транспорта массовых грузов. - М. : Госмашметиздат, 1934. – Ч. I. - 295 с.
5. Долголенко А.А. Динамические усилия в замкнутых тяговых органах подъемно-транспортных машин // Новая подъемно-транспортная техника. - М. : Машгиз, 1943. - С. 51 – 61.
6. Маценко В.Н. Моделирование тягового органа цепных конвейеров // Разработка месторождений полезных ископаемых № 3. – Киев : Техника, 1965. – 326 с.
7. Михайлов Ю.И., Хван А.П., Терещенко В.Н. Параметрические колебания тяговой цепи конвейера // Изв. вузов. Горный журнал. – 1984. - № 4. - С. 65 – 68.
8. Смирнов В.К., Крот В.П. О динамическом расчете скребкового конвейера // Вопросы рудничного транспорта. - М. : Недра. - 1965. - № 9. - С. 91 – 104.
9. Спиваковский А.О. Общая теория конвейеров : учебное пособие. - М., 1964. – 68 с.
10. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом. - М. : Недра, 1976. – 162 с.
11. Чугреев Л.И., Перминов Г.И. Динамические процессы в цепных тяговых органах мощных скребковых конвейеров // Изв. вузов. Горный журнал. – 1974. - № 7. – С. 78 – 83.
12. Лазуткина Н.А. Продольная динамика длинного цепного конвейера // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2011. - № 1. – С. 56-59.
13. Лазуткина Н.А., Мошнина Е.Н. Проблемы эффективного использования энергии машиностроительного оборудования // Машиностроение и безопасность жизнедеятельности. – 2011. - № 1. – С. 58-60.

Рецензенты:

Жизняков А.Л., д.т.н., профессор, зав. кафедрой систем автоматизированного проектирования, МИ (филиал) ВлГУ, г. Муром.
Андрианов Д.Е., д.т.н., профессор, зав. кафедрой информационных систем, МИ (филиал) ВлГУ, г. Владимир.