

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 53(075.8):62.331.24

Е. К. Соколова

ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ НА ДВИЖЕНИЕ ЧАСТИЦЫ В КОЖУХЕ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Сыпучий материал в пределах рабочего пространства спиральных лопастей винта и кожуха гибкого става винтового конвейера имеет устойчивое движение по периферийной части лопастей с непрерывным потоком груза при определенных геометрических и режимных параметрах.

Корректировку или первоначальный выбор параметров винта можно производить по величине угла отклонения тела волочения, образующегося перед каждой лопастью. Интенсивность циркуляции в объеме тела волочения резко возрастает при достижении некоторого критического угла отклонения тела волочения в направлении вращения винта. Частицы затягиваются в винтовое движение по желобу гибкого става при определенных условиях.

Движение частицы, представленной в качестве несвободной материальной точки, находящейся на линии пересечения двух шероховатых поверхностей: лопасти винта и круглого желоба (кожуха гибкого става), – рассматривалось в работах [1,2,3].

Полученное дифференциальное уравнение движения несвободной частицы по линии пересечения лопасти винта и желоба гибкого става, в котором учтены геометрические и режимные параметры винтового конвейера: R – радиус желоба, м; S – шаг лопасти, м; $f=0,1 \dots 0,3$ – коэффициент трения скольжения; $\gamma=60 \dots 90$ – угол наклона плоскости лопасти, град; $n=10 \dots 300$ об/мин – число оборотов в минуту винта; V – скорость подачи лопасти винта, м/с; $\beta=0 \dots 90$ – угол наклона оси винта (угол транспортирования), град, – позволяет

моделировать движение частицы материала в желобе винтового конвейера и выбрать соотношение частоты вращения и шага лопасти винта, обеспечивающее перемещение сыпучего груза в установленном или винтовом режиме при максимально возможной скорости транспортирования.

Численное решение дифференциального уравнения движения позволяет определить текущее положение частицы ψ , соответствующее углу поворота вместе с лопастью относительно желоба.

Влияние режимных и геометрических параметров S , γ , β на минимальное значение числа оборотов в минуту винта, при котором возникает винтовое движение, можно проследить, анализируя данные таблицы.

Данные таблицы получены при равной шероховатости поверхностей лопасти и желоба с коэффициентом трения $f=0,3$.

Зависимость угла отклонения частицы ψ , град. и относительной линейной скорости движения частицы во времени для горизонтального и вертикального транспортирования при различной шероховатости поверхности представлена на рис.1 и 2.

Следует отметить, что влияние шероховатости поверхностей лопасти и желоба на угол отклонения частицы и ее относительную линейную скорость существенно. При уменьшении коэффициента трения от 0,3 до 0,1 угол отклонения частицы увеличивается на 30 градусов как при горизонтальном, так и при вертикальном транспортировании.

Таблица. Число оборотов в минуту винта, достаточное для втягивания частицы в винтовое движение

Радиус винта R , м	Число оборотов в минуту винта, достаточное для втягивания частицы в винтовое движение n , об/мин											
	Шаг винта, S											
	$S=R$		$S=2R$				$S=3R$		$S=4R$			
	Угол наклона оси винта, β , град											
	$\beta=0$	$\beta=30$	$\beta=0$	$\beta=30$	$\beta=0$	$\beta=30$	$\beta=0$	$\beta=30$	$\beta=0$	$\beta=30$	$\beta=0$	$\beta=30$
	Угол наклона образующей, γ , град											
0,5	$\gamma=90$	$\gamma=90$	$\gamma=90$	$\gamma=80$	$\gamma=60$	$\gamma=90$	$\gamma=80$	$\gamma=60$	$\gamma=90$	$\gamma=90$	$\gamma=90$	$\gamma=100$
0,1	150	140	140	140	130	120	120	110	130	110	120	100
	320	300	300	300	300	270	300	250	290	230	290	210

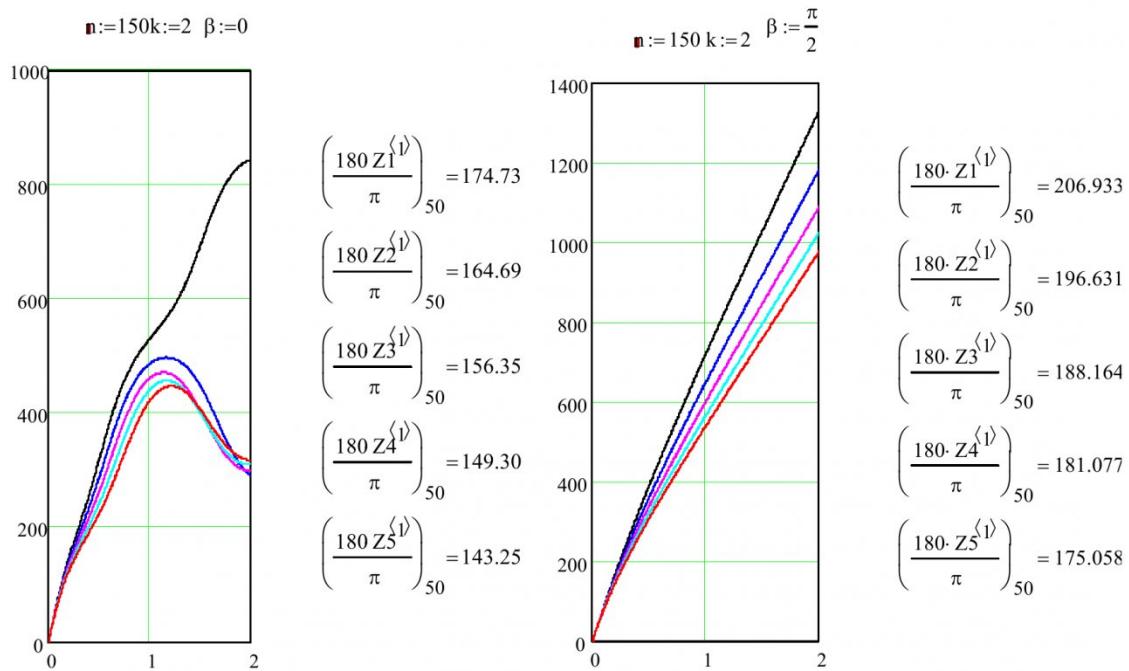


Рис. 1 Изменение угла отклонения частицы ψ , град. во времени t с для горизонтального и вертикального транспортирования при различной шероховатости поверхности: 1 – $f=0,1$; 2 – $f=0,15$; 3 – $f=0,2$; 4 – $f=0,25$; 5 – $f=0,3$

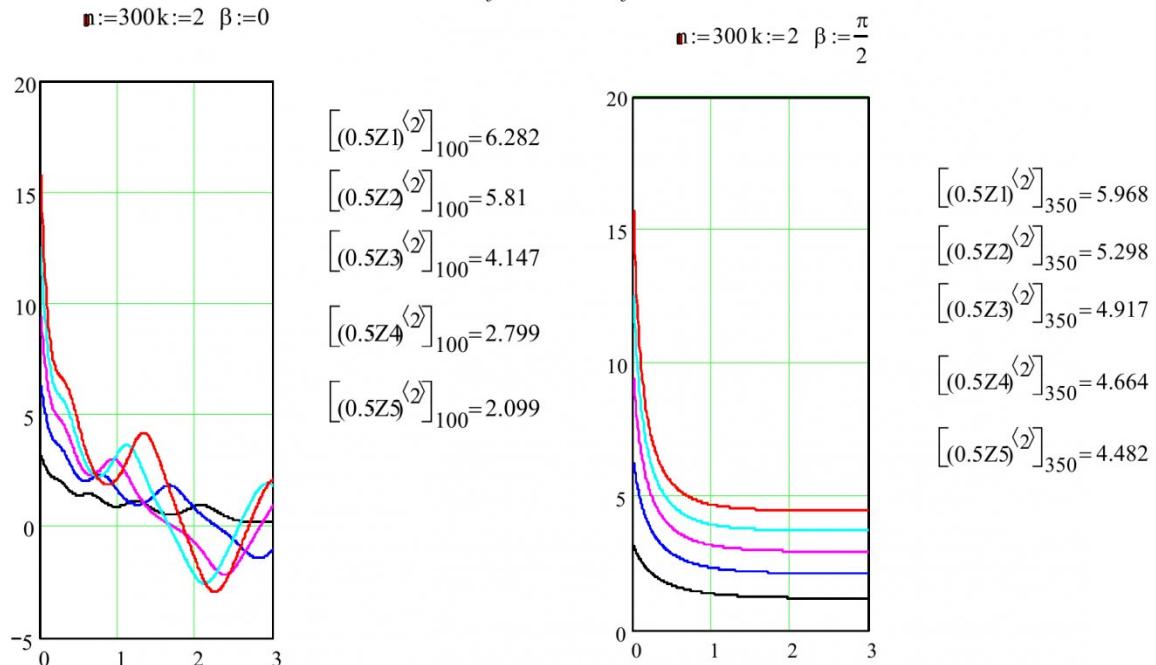


Рис. 2. Изменение относительной линейной скорости движения частицы во времени для горизонтального и вертикального транспортирования при различной шероховатости поверхности: 1 – $f=0,1$; 2 – $f=0,15$; 3 – $f=0,2$; 4 – $f=0,25$; 5 – $f=0,3$

Как для горизонтального, так и для вертикального транспортирования изменение относительной линейной скорости движения частицы при коэффициенте трения $f=0,1$, носит более устойчивый характер и плавно уменьшается от момента захвата частицы до ее дальнейшего устойчивого движения. Для шероховатых поверхностей с $f=0,15 - 0,3$ при горизонтальном транспортиро-

вании относительное движение частицы более динамично: отрицательные значения относительной скорости свидетельствуют о том, что частица поднимается и затем опускается по желобу конвейера. При вертикальном транспортировании рост f от 0,1 до 0,3 приводит к тому, что относительное движение частицы по желобу происходит при скорости от 4,5 до 6,0 м/с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вернер, В. Н. Угол наклона транспортируемого материала в шнеках./ В. Н. Вернер, Е. К. Соколова / Изв. вузов. Горный журнал. – 1997. – № 9–10. – С. 109–113.
2. Движение частиц материала в незамкнутом кожухе шнекового транспортера./ В. Н. Несторов, В. Н. Вернер, Е. К. Соколова, Д. Ю. Соколов / Изв. вузов. Горный журнал. – 2000. – № 5. – С. 90–95.
3. Григорьев, А. М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

Автор статьи:

Соколова

Евгения Кузьминична,
канд.техн.наук, доцент каф. теоретической
и геотехнической механики КузГТУ,
тел. 950-260-89-93

УДК 621.63:622.44

Б. Л. Герике, В. Н. Шахманов

ОБ ОДНОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ВЕНТИЛЯТОРА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Динамическую схему вентиляционной установки с осевым вентилятором можно разделить условно на 4 узла, вызывающие вибрацию установки (рис. 1).

Это, прежде всего:

- ротор приводного двигателя, представляющего двухпорный вал с распределенной массой по его длине (позиция 1);
- зубчатые муфты с внутренним зацеплением (позиции 2 и 4);
- трансмиссионный вал (позиция 3);
- ротор вентилятора (двуихорный вал, на котором жестко закреплены два рабочих колеса с набором рабочих лопаток, позиция 9).

На рис. 2 приведена расчетная эквивалентная схема осевого вентилятора.

Не следует, конечно, забывать о вредных последствиях, которые налагаются на общий уровень вибрации всей установки фундамент, корпус вентилятора, элементы диффузора, вентиляционные воздухоподводящие и отводящие каналы и другие элементы динамической схемы. Все вышеперечисленные элементы могут оказывать лишь вторичное воздействие на колебательный режим всей установки. Вторичное воздействие, чаще всего, проявляется как дополнительные наложения на основную форму колебания. Однако в дальнейшем ограничимся рассмотрением механических колебаний только вращающихся элементов и возникновением вихрей при обтекании воздушным потоком лопастей, которые могут вызвать резонансные явления в рабочих лопатках.

Выделенные узлы динамической системы вентиляционной установки представляют собой вращающиеся элементы с различными внешними нагрузками, поэтому, с небольшим допущением, их можно принять за вращающийся вал с жестко насыженными на нем дисками (сосредоточенная

нагрузка) или с массой, распределенной по всей длине вала.

Рассмотрим колебательную систему, представляющую собой вращающийся вал, к произвольному сечению которого приложены различные внешние периодические нагрузки (рис. 3):

$$\begin{aligned} P(z,t) &= P(z) \cdot \sin k\omega t ; M(z,t) = M(z) \cdot \sin k\omega t ; \\ \rho(z,t) &= \rho(z) \cdot \sin k\omega t ; \mu(z,t) = \mu(z) \cdot \sin k\omega t . \end{aligned} \quad (1)$$

Выражение (1) можно представить через обобщенную интенсивность, что упростит последующие рассуждения:

$$\rho(z,t) = \rho_{\Sigma} \cdot \sin k\omega t ; \mu(z,t) = \mu_{\Sigma} \cdot \sin k\omega t . \quad (2)$$

Под действием этих нагрузок вращающийся вал будет совершать сложное движение – колебание относительно оси, проходящей через опоры. Скорость колебания системы равна круговой частоте действующих нагрузок $k\omega$, а интенсивность вибрации определяется жесткостными и массовыми характеристиками системы и амплитудой действующих сил и моментов, которые в проекции на оси X и Y будут равны

$$\begin{aligned} \rho_{\Sigma x(z)} &= \rho_{\Sigma} \cdot \cos k\omega t ; \rho_{\Sigma y(z)} = \rho_{\Sigma} \cdot \sin k\omega t ; \\ \mu_{\Sigma x(z)} &= \mu_{\Sigma} \cdot \cos k\omega t ; \mu_{\Sigma y(z)} = \mu_{\Sigma} \cdot \sin k\omega t . \end{aligned} \quad (3)$$

Связь между изгибающим моментом и прогибом сечения определяется соотношением [1]

$$EI \frac{d^2 u}{dz^2} = M \quad (4)$$

где u – прогиб сечения в направлении оси Y ;

I – жесткость сечения на изгиб, $\text{н}\cdot\text{м}^2$.

Дифференциальная зависимость между внешними нагрузками, действующими на балку, и внутренними силами может быть представлена выражением [2]

$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left(EI \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = G_I + \frac{\partial M_I}{\partial z} \quad (5)$$

где G_I , M_I – соответственно сила инерции и инерционный момент элемента, которые определяются