

Докт. техн. наук В.И. Дырда,  
канд. техн. наук В.Ю. Максютенко,  
асп. С.В. Монастырский (ИГТМ НАН Украины)

## **ОБОСНОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КАЧЕСТВА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Розглянуто питання моделювання можливих відмов завантажувальних пристроїв стрічкових конвейерів при транспортуванні насипних вантажів. На підставі результатів теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтовані вихідні дані для прогнозування зовнішньої дії вантажу на завантажувальні пристрої. Визначені аналітичні вирази "зовнішньої" дії потоків дрібношматкових фракцій, крупних шматків з постійним і випадковим інтервалом проходження, крупношматкового вантажу на елементи завантажувальних пристроїв.

## **GROUNDS OF INITIAL DATA FOR RESEARCH OF THE QUALITIES OF BELL CONVEYERS ON THE STAGE OF PLANNING**

The questions of modeling of possible refusals of load devices of bell conveyers at the transportation of piled up loads is considered. On the basis of the results of theoretical and experimental researches the initial data for prognostication of external influence of load on the load devices are grounded. Analytical expressions of "external" influence of streams of small fractions, large pieces with permanent and casual interval of following and large-pieces load on the elements of load devices are defined.

На стадии проектирования ленточных конвейеров важно определить поток их отказов при воздействии насыпного груза. При этом отказом элемента ленточного конвейера считается такое техническое состояние его деталей, при котором значения внутренних напряжений, прогибов, податливости, коэффициента устойчивости формы превосходят допустимые пределы. Как правило, моделирование возможных отказов элементов ленточных конвейеров выполняют по значениям выходных параметров (прочности, устойчивости формы, прогибов и т.д.), значение которых определяется по математическим, эвристическим, многопараметрическим и статистическим моделям [1,2]. Это направление в технической литературе получило название параметрической надежности, и методология ее реализации на практике подробно изложена в трудах [1-6].

Моделирование возможных отказов элементов ленточных конвейеров в этом случае производят в реальном масштабе времени, "внешнее" воздействие насыпного груза представляют в виде единичных крупных кусков, потока крупных кусков с постоянным интервалом между кусками и случайной ее величиной, распределенной по экспоненциальному или нормальному законам распределения вероятностей случайной величины интервала между крупными кусками. Оценки параметров указанных законов (интенсивность, математическое ожидание интервала, среднеквадратическое его отклонение) определяются экспериментально по данным эксплуатации.

Динамическая модель элементов ленточного конвейера представляется в виде дифференциального уравнения первого (второго) порядка относительно переменной с правой частью, учитывающей влияние воздействия горной массы

на конвейер в зависимости от его конструктивных особенностей. В общем виде неоднородное уравнение, описывающее процесс изменения выходных параметров под нагрузкой, можно записать в виде  $L(y) = F(t)$ , где  $L(y)$  – оператор динамической модели узла конвейера, которым описываются системы дифференциальных уравнений с линейными и нелинейными характеристиками;  $F(t)$  – "внешнее" воздействие насыпного груза на элементы ленточного конвейера, которое может быть представлено в виде момента внешних сил, единичного куска, потока крупных кусков, потока мелкокусовых фракций и крупных кусков, размещенных в них по случайному закону. Согласно [1,2,6] отказы загрузочных устройств бывают внезапными и постоянными, и их периодичность зависит от крупности насыпного груза и его абразивности. На практике отказы загрузочных устройств составляют 50-60 % от общего объема [2,10], поэтому при ускоренных испытаниях (в пределах нескольких часов) для ленточного конвейера наиболее показательным будет поток отказов загрузочного устройства и роликов.

Целью настоящих исследований является научно обосновать "внешнее" воздействие потока насыпного груза на элементы загрузочных устройств, необходимое для определения потока их отказов на стадии проектирования.

Согласно [7,8] насыпной груз представляет собой совокупность различных по крупности фракций, размер которых ограничен определенным интервалом. Для таких грузов определяющими характеристиками являются крупность, гранулометрический состав, углы разгрузки груза с питателя ( $\alpha^\circ$ ,  $\alpha^*$ ), момент взаимодействия груза с загрузочным устройством, интервал между крупными кусками, скорость контакта грузов с желобом загрузочного устройства и коэффициент динамического взаимодействия. Для ленточных конвейеров степень крупности куска оценивается в зависимости от ширины ленты из соотношения  $a_{\max}/B_l$ , где  $B_l$  – ширина ленты. Если это соотношение не превышает 0,1, то такой груз принято называть мелкокусовым, при значении свыше 0,2 – крупнокусовым. Гранулометрический состав насыпного груза определяется технологической схемой подготовки его к транспортированию ленточными конвейерами. Подробно методика выбора гранулометрического состава насыпного груза для различных условий эксплуатации на стадии проектирования приведена в [7] и является базой для обоснования исходных данных для выбора модели нагружения элементов загрузочных устройств.

Основными характеристиками насыпного груза при его разгрузке с питателя являются: угол  $\alpha^\circ$  – зона равномерного движения частицы на полотне питателя со скоростью  $v_n$  без проскальзывания; угол  $\alpha^*$  – зона ускоренного движения частиц с проскальзыванием относительно полотна питателя; случайная величина времени ( $t_i$ ) появления их на конвейере; интервал между ними в моменты времени  $t_i$ ; скорость взаимодействия с желобом загрузочного устройства.

В [7,8] определены исходные данные для формирования насыпного груза на питателе и при его движении в загрузочном устройстве. В общем случае, согласно [8], задача формирования насыпного груза на полотне питателя формулируется следующим образом: поток груза заданного грансостава и поперечного сечения разгружается с питателя со скоростью  $v_n$ . Так как в различных условиях практиче-

ски не встречаются сортированные грузы, то на питателе в каждом сечении одновременно будут присутствовать мелкокусковые и крупные фракции, распределенные в соответствии со случайным законом. Форма кусков может быть параллелепipedной, кубической или столбчатой, и их количество распределяется в зависимости от процентного содержания в общем объеме и закона распределения вероятностей случайной величины их появления. При движении груза в желобе загрузочного устройства, согласно [7,8], на каждую частицу действуют силы, обусловленные высотой слоя груза на питателе ( $H_{п}$ ), силой тяжести, центробежной силой, силой трения и боковым распором груза, значение которого существенно зависит от крупности (чем больше крупность, тем меньше значение коэффициента распора). Мгновенный расход мелкокускового груза в любой момент времени на питателе определяется в соответствии с [8]. Каждая порция груза при взаимодействии с элементами загрузочного устройства формируется в виде призмы, параметры которой определяются начальной скоростью разгрузки с питателя ( $v_0$ ), скоростью взаимодействия с желобом устройства, грансоставом, параметрами питателя и загрузочного устройства. Указанные параметры подробно исследованы в [7,8] и являются исходными данными для моделирования "внешнего" воздействия насыпного груза на элементы загрузочного устройства. Аналитические выражения для определения  $\alpha^\circ, \alpha^*$  приведены в [8].

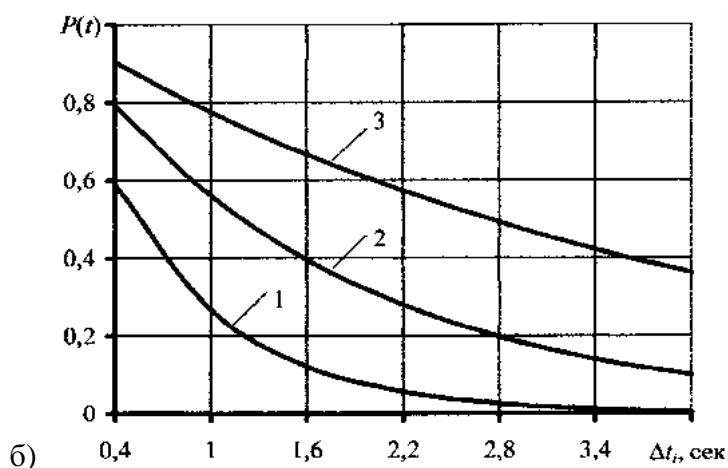
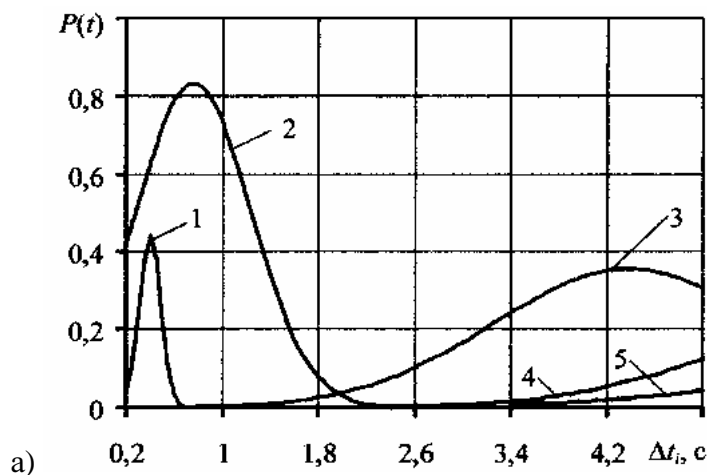
Экспериментальные исследования выполнялись на конвейерах Балаклавского рудоуправления и Кривбасса в соответствии с разработанной методикой, включающей определение: моментов времени ( $t_i$ ) появления крупных кусков на ленте конвейера и интервала между ними; скорости движения крупных кусков на выходе из загрузочного устройства; влияния мелкокусковых фракций на процесс движения крупных кусков в желобе загрузочного устройства; максимального размера крупных кусков, их количества по фракциям 300, 400, 500, 600 мм за время проведения эксперимента.

Момент времени ( $t_i$ ) появления крупных кусков на ленте конвейера фиксировался измерительными роликами, расположенными под лентой в пункте погрузки и на линейной части. Электрический сигнал от датчиков в момент взаимодействия крупного куска с роликом фиксировался на бумаге осциллографа. Для определения интервала между крупными кусками применялось специальное приспособление, позволяющее зафиксировать на бумаге осциллографа момент ( $t_i$ ) прохождения крупных кусков, максимальный размер ( $a_{max}$ ) на фоне масштабной линейки и их количество по фракциям 300, 400, 500, 600 мм. Скорость движения крупных кусков в желобе загрузочного устройства определялась косвенным способом – по времени прохождения ими определенных (фиксированных) отрезков пути. Для фиксации моментов времени прохождения крупных кусков в желобе загрузочного устройства в реальных условиях на конвейерах Балаклавского РУ и фабрики 12 Удачинского ГОКа были установлены датчики с интервалом в 1 м (длина желоба 3 м). Для эксперимента были отобраны крупные куски с  $a_{max} = 300$  мм, 400 мм, 500 мм, которые располагали на питателе с определенным интервалом [8]. Для определения скорости движения мелкокусковых фракций в желобе загрузочного устройства на питатель за-

гружалась порция груза, крупность отдельных кусков в которой не превышала  $0,1B_{г}$ . Длина порции груза назначалась меньшей, чем длина желоба загрузочного устройства и время ее поступления на желоб фиксировалось датчиком  $N_1$ , а время разгрузки с загрузочного устройства – датчиком  $N_B$  [8]. Обработка полученных экспериментальных данных выполнялась при помощи методик [9].

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 1-3. Анализ полученных результатов показал, что:

1. Распределение интервала времени между крупными кусками различной крупности подчиняется нормальному закону, характеристики которого составляют для кусков 300-600 мм (рис. 1а, кривая 1)  $\bar{m} = 0,4$  с,  $\sigma = 0,09$  с; для 400 мм (рис. 1а, кривая 2)  $\bar{m} = 0,76$  с,  $\sigma = 0,48$ с; для 500 мм (рис. 1а, кривая 3)  $\bar{m} = 4,38$  с,  $\sigma = 1,12$ с; для 500 мм (рис. 1а, кривая 4)  $\bar{m} = 6,82$  с,  $\sigma = 1,43$ с; для 600 мм (рис. 1а, кривая 5)  $\bar{m} = 8,54$  с,  $\sigma = 2,01$  с.



а) нормальное распределение; б) экспоненциальное распределение

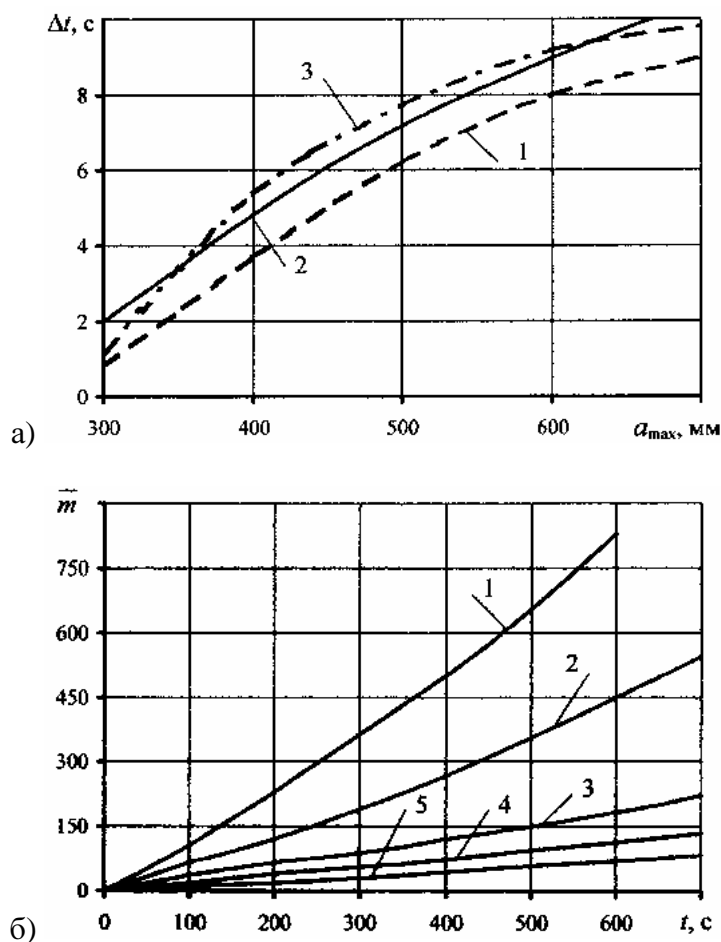
Рис. 1 – Законы распределения вероятностей случайной величины интервала между крупными кусками

2. Куски крупностью 300 мм, 350 мм и 450 мм подчиняются экспоненциальному закону распределения интервала между ними, характеристики которого

соответственно составляют  $\lambda_{300} = 1,315 \text{ с}^{-1}$  (рис. 1б, кривая 1),  $\lambda_{350} = 0,58 \text{ с}^{-1}$  (рис. 1б, кривая 2),  $\lambda_{450} = 0,25 \text{ с}^{-1}$  (рис. 1б, кривая 3).

3. Согласно [10,11] нормальному распределению интервала между крупными кусками соответствует пуассоновское распределение их в общем объеме. Невыполнение требований пуассоновского закона распределения можно объяснить погрешностью при фиксации крупных кусков на ленте.

4. Математическое ожидание интервала между крупными кусками существенно зависит от коэффициента трудности эксплуатации ( $K_T$ ) (рис. 2а, кривые 1,2,3 соответственно для  $K_T = 80; 117; 150$  баллов). Математическое ожидание количества крупных кусков, попадающих в заданный интервал времени, зависит от грансостава насыпного груза (рис. 2б, кривые 1-5 соответственно для кусков 300, 350, (400-450), (500-550), 600 мм). Значение математического ожидания крупных кусков в общем объеме отличается в 1,5-2 раза для кусков 300÷500 мм и в 10÷12 раз для кусков 500÷700 мм.

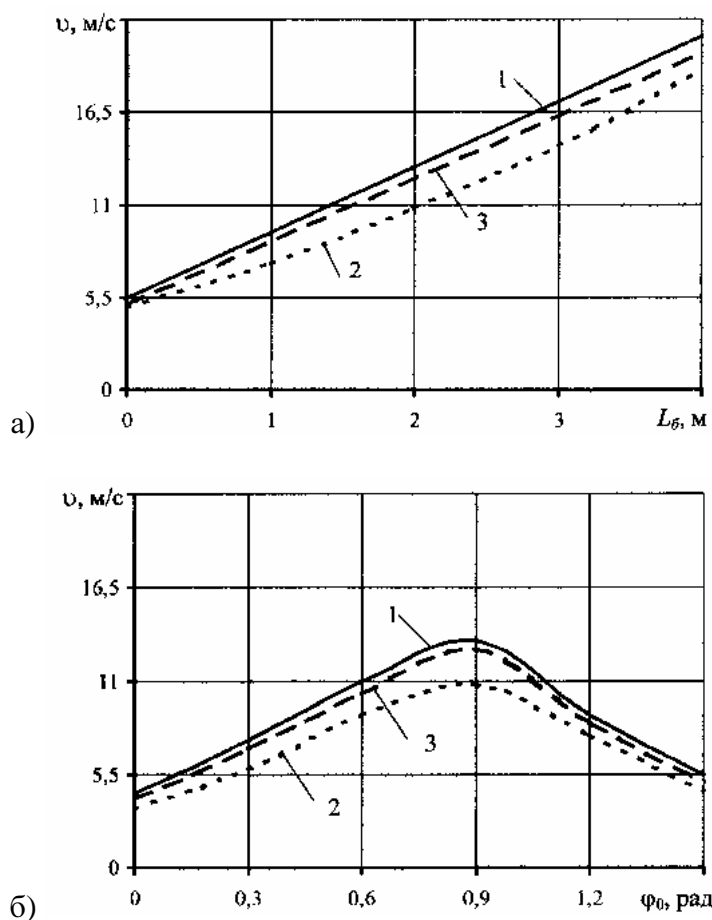


а) интервала между крупными кусками; б) количества крупных кусков, попадающих в заданный интервал времени

Рис. 2 – Зависимости изменения математического ожидания случайной величины

5. Скорость движения крупнокускового груза в желобе загрузочного устройства зависит от его формы: прямолинейной ( $L_{ж} = 3 \text{ м}$ ) – рис. 3а, кривые 1,2,3; криволинейной ( $R = 3 \text{ м}$ ) – рис. 3б, кривые 1, 2, 3. При этом движение

груза в желобе прямолинейного профиля равнопеременное ускоренное (рис. 3а, кривые 1, 2,3); равнопеременное ускоренное – в желобе криволинейного профиля (рис. 3б, кривые 1,2,3) при  $\varphi_0 > 10^\circ$  и замедленное ( $\varphi_0 < 10^\circ$ ) за счет сил трения и шевеления груза.



а) прямолинейного профиля длиной 3 м; б) криволинейного профиля радиусом 3 м  
Рис. 3 – Зависимости изменения скорости движения груза  
в желобе загрузочного устройства

6. Мелкокусковые фракции насыпного груза уменьшают скорость его движения за счет потери энергии на шевеление (рис. 3а, кривая 2) для прямолинейного профиля устройства, и рис. 3б, кривая 2 – для криволинейного профиля, что подтверждают результаты работы [12], в которой эти потери учитываются коэффициентом Шези.

7. Насыпной груз, состоящий из отдельных порций мелкокусковых фракций и размещенных в их объеме крупных кусков, распределенных по случайному закону движется в желобе загрузочного устройства быстрее, чем мелкокусковые фракции (рис. 3а, кривая 3 – прямолинейный желоб и рис. 3б, кривая 3 – криволинейный), что подтверждает результаты работы [2] о взаимодействии крупных кусков с мелкокусковыми фракциями при совместном их движении в желобе.

8. При криволинейном профиле загрузочного устройства скорости насыпно-

го груза на входе и выходе из него практически равны из-за влияния сил трения груза о желоб и потерь энергии на шевеление (рис. 3б, кривые 1, 2, 3) и возрастают в 4-5 раз – для прямолинейного профиля (рис. 3а, кривые 1, 2, 3).

Таким образом, на основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований получены исходные данные для моделирования "внешнего" воздействия на элементы загрузочных устройств. Для моделирования "внешнего" нагружения балки-желоба загрузочного устройства насыпной груз был представлен в виде: непрерывного потока мелкокусковых фракций; единичных крупных кусков, интервал между которыми превышает 7-8 с ( $a_{\max} = 600 \div 700$  мм); единичных крупных кусков, интервал между которыми распределен по случайному закону; крупнокускового груза, состоящего из мелкокусковых фракций и крупных кусков, размещенных в общем объеме по случайному закону.

Расчетная схема для моделирования нагрузок на подпружиненный желоб от мелкокусковых фракций насыпного груза описана в [8]. В этом случае динамическая модель подпружиненного загрузочного устройства представлена в виде свободно опертой на амортизаторы (пружины), с одной стороны, и шарнирно закрепленной пластины (балки-желоба) – с другой стороны. Балка-желоб воспринимает внешнюю нагрузку на длине  $L_{\text{лот}}$ , имеет ширину  $B_{\text{б}}$  и толщину  $H_{\text{б}}$ . Жесткость амортизаторов  $C_{\text{пр}}$ . Соотношение  $B_{\text{б}}/L_{\text{лот}}$  изменяется в пределах 4-6, что позволяет для практических расчетов пластину рассматривать в виде балки-желоба.

При этом за основу приняты следующие допущения и результаты исследований [2,7,8]: в каждые моменты времени ( $t_i$ ) на желоб-балку поступают мелкокусковые фракции, при этом объем призмы подпорного клина определяется из [8], а движение мелкокускового груза по наклонной плоскости характеризуется движением трехгранной призмы по закону равноускоренного движения; при разгрузке насыпного груза с питателя соблюдается равенство мгновенных расходов груза в точке разгрузки его и в сечении призмы в момент взаимодействия груза с желобом [8], а количество порций груза, одновременно находящихся в желобе загрузочного устройства, определяется из условия, что суммарная их длина не должна превышать длину желоба ( $L_{\text{лот}}$ ); за начальный момент взаимодействия мелкокускового груза с желобом принят момент времени  $t_0$ , при котором не происходит изменение угла установки подпружиненного желоба ( $\varphi(t) = \varphi_0$ ); взаимодействие насыпного груза с желобом загрузочного устройства происходит при коэффициенте восстановления, равном нулю, а для мелкокусковых фракций значение коэффициента динамического взаимодействия их с желобом принимается равным единице.

Если принять  $S_0(t)$  – площадь сечения насыпного груза в момент отрыва его от барабана питателя, а  $S_{\text{по}}(t)$  – площадь поперечного сечения груза в сечении призмы, то согласно неразрывности потока имеем  $v_0 S_0(t) \rho = v_0^x S_{\text{по}}(t) \cdot \rho$ , где  $v_0$  – скорость отрыва груза от полотна питателя [7];  $\rho$  – плотность насыпного груза;  $v_0^x$  – скорость груза в момент взаимодействия его с желобом (в сечении

призмы), определяемая в [7];  $v_{01}^x, v_{01}^y$  – соответственно составляющие скорости отрыва груза от полотна питателя горизонтальная и вертикальная. Представим, согласно [7], движущийся насыпной груз по желобу загрузочного устройства в виде последовательного ряда порций груза в форме прямоугольников с основанием  $\Delta x$ . Тогда площадь сечения  $k$ -го прямоугольника определится из выражения [7]:

$$S_k(t) = \frac{v_0^x S_{no}(t)}{v(x_k)},$$

где  $v(x_k) = \sqrt{2g(k-1)\Delta x[\sin \varphi_0 - f \cos \varphi_0] + (v_0^x)^2}$ , где  $k = 1, 2, 3$  – номер порции груза, поступающей последовательно в загрузочное устройство;  $f$  – коэффициент трения груза о желоб.

Приведенный момент на желоб загрузочного устройства от мелкокусовых фракций относительно его шарнирной подвески определится из выражения [8]:

$$M(t) = \sum_{k=1}^N g \Delta x \rho S_k(t) \left[ \frac{b_c}{\cos \varphi_0} - (k-1)\Delta x - \frac{\Delta x}{2} \right] \cos(\varphi_0 - \varphi), \quad (1)$$

где  $\varphi = \varphi(t)$  – изменение угла наклона желоба загрузочного устройства под действием груза;  $b_c$  – плечо приведения в точке С.

Моделирование нагрузок от единичных крупных кусков, интервал между которыми превышает 7-8 с, выполнялось с использованием выражения:  $P_k = g m_k K_\delta$ , где  $m_k$  – масса единичных крупных кусков;  $K_\delta$  – коэффициент динамического взаимодействия с балкой-желобом загрузочного устройства.

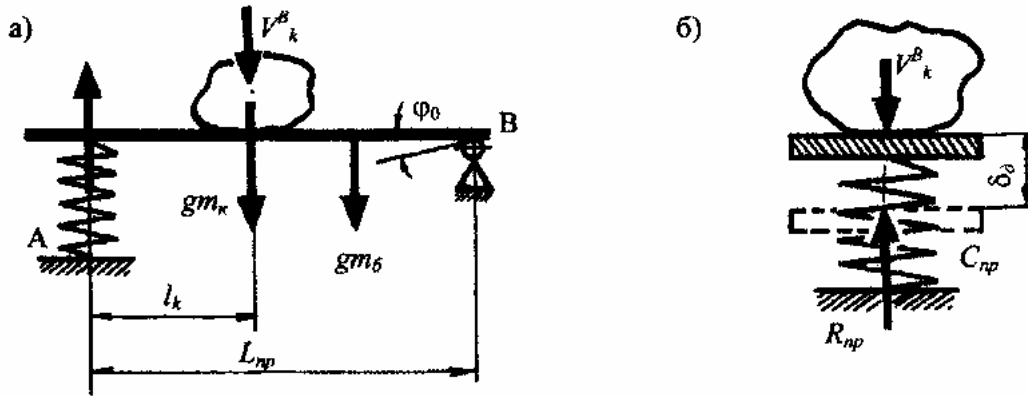
Значение коэффициента динамического взаимодействия крупных кусков с балкой-желобом подпружиненных загрузочных устройств определялось теоретически и экспериментально. На рис. 5 представлена расчетная схема нагружения пружины падающим грузом. При этом считаем, что падающий кусок массой  $m_k$  – абсолютно твердое тело, деформацией которого можно пренебречь, и его коэффициент восстановления равен нулю, а взаимодействует он с балкой-желобом в точке К на расстоянии  $l_k$  от опоры А, которая выполнена в виде пружины с жесткостью  $C_{np}$ . Вторая опора балки-желоба – шарнирная, позволяющая ей совершать вращение вокруг точки В. Масса балки-желоба  $m_\delta$ , равномерно распределена в пролете  $L_{np}$  и на каждую опору (А,В) приходятся статические нагрузки  $g m_\delta / 2$ . В этом случае система имеет одну степень свободы (вертикальные перемещения) и в течение короткого промежутка времени ( $\Delta t$ ) упругая подвеска испытывает деформацию  $\delta_\delta$  (рис. 5). Согласно [13] деформация пружины при статическом и динамическом нагружении будет изменяться по закону Гука. Определим работу силы  $g m_k$  при ударе и потенциальную энергию упругой подвески (пружины) при ее деформации [13]:



$$A_\delta = g \left[ m_k (H + \delta_\delta) + \frac{m_\delta}{2} \delta_\delta \right], \quad (2)$$

$$U_\delta = \frac{1}{2} P_\delta \delta_\delta = \frac{1}{2} C_{np} \delta_\delta^2, \quad (3)$$

где  $H$  – высота загрузки крупного куска на балку-желоб;  $P_\delta = \delta_\delta / C_{np}$  – сила динамического взаимодействия.



а) – реальная модель; б) – формализованная модель

Рис. 5 – Расчетная схема для определения коэффициента динамического взаимодействия крупного куска с балкой-желобом

Приравнивая выражения (2) и (3), получим уравнение для определения  $\delta_\delta$  по структуре, аналогичное [13]:

$$\frac{1}{2} \delta_\delta^2 - 2g\delta_\delta \frac{m_k + 0,5m_\delta}{C_{np}} - 2gm_k H / C_{np} = 0. \quad (4)$$

Решая уравнение (4) относительно  $\delta_\delta$ , получим следующее выражение для силы динамического взаимодействия

$$P_g = g(m_r + 0,5m_\delta) \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{2H\delta_c^k}{\delta_c^{o\delta^2}}} \right] = g(m_k + 0,5m_\delta) K_\delta \quad (5)$$

Из выражения (5) значение коэффициента динамичности примет вид при  $2gH = V_k^2$ :

$$K_\delta = 1 + \sqrt{\frac{V_k^2}{g} \frac{\delta_c^k}{(\delta_c^{o\delta^2})}}, \quad (6)$$

где  $V_k$  – экспериментальные значения скорости взаимодействия крупных кусков с балкой-желобом загрузочного устройства (рис. 3, кривые 1, 4 соответственно для прямолинейного и криволинейного профилей).

На рис. 6 приведены значения зависимости изменения коэффициента динамичности ( $K_d$ ), полученные расчетным способом с учетом выражения (6) для куска массой 20 кг и жесткости пружины соответственно 5 и 10 кН/м (кривые 1, 2); экспериментальные значения  $K_d$  для куска массой 20 кг, высоты загрузки 0,5 м, жесткости пружины 5 кН/м соответственно без подсыпки мелкокусовых фракций и с подсыпкой (кривые 3, 4); экспериментальные значения  $K_d$  для кусков массой 40 кг, высотой загрузки 0,5 м, жесткости пружины соответственно 5 и 10 кН/м (кривые 5, 6); экспериментальные значения  $K_d$  для кусков массой 20 кг, высотой загрузки 0,8 м, жесткости пружины 10 кН/м (кривая 7).

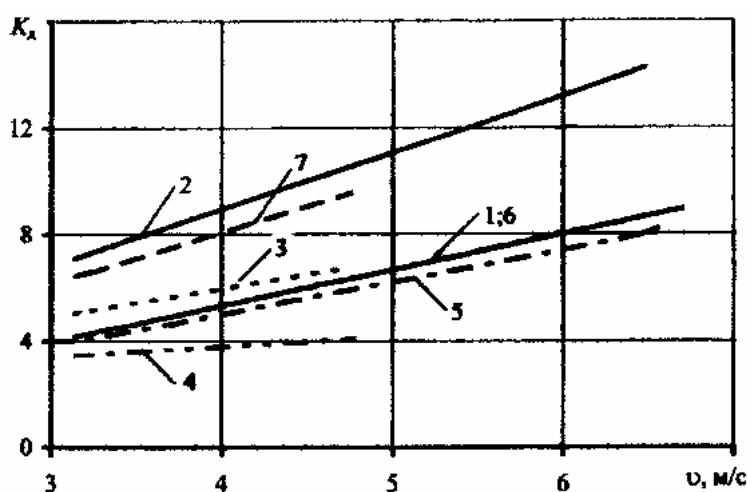


Рис. 6. - Зависимости изменения  $K_d$  от скорости контакта груза с желобом загрузочного устройства

Влияние мелкокусовых фракций на значение коэффициента динамического взаимодействия крупных кусков различной массы определялось экспериментально в лабораторных условиях отдела транспорта ИГТМ НАНУ. Лабораторный стенд состоял из балки длиной 2,5 м, шарнирно закрепленной одним концом к станине, а другим – опирающейся на измерительный ролик, оси которого установлены на амортизаторы различной жесткости ( $C_{пр} = 5$  и  $10$  кН/м), с возможностью изменения высоты расположения измерительного ролика. При выполнении экспериментов принимались углы наклона балки  $30^\circ$  и  $60^\circ$ , высоты загрузки крупных кусков 0,5 и 0,8 м, а высота подсыпки из мелкокусовых фракций (щебень) – 100, 200 и 300 мм. Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 6. Анализ полученных данных показал, что:

1. Коэффициент динамического взаимодействия крупных кусков с балкой-желобом загрузочного устройства зависит от скорости их контакта (рис. 6, кривые 1-6), жесткости амортизаторов (рис. 6, кривые 1,2,5,6), подсыпки мелкокусовых фракций (рис. 6, кривая 4) и от массы куска (рис. 6, кривые 1, 5, 2, 6);

2. Подсыпка мелкокусковых фракций снижает значение коэффициента динамического взаимодействия в 1,3-2 раза; увеличение жесткости амортизатора с 5 до 10 кН/м приводит к повышению значений коэффициента динамичности в 1,36-1,65 раза; скорость контакта балки-желоба с крупным куском оказывает решающее влияние на значение коэффициента динамичности (при изменении скорости взаимодействия от 3 до 6 м/с – коэффициент динамического взаимодействия изменяется в 1,6-1,8 раза при  $C_{np} = 5$  кН/м и в 1,4-1,5 раза при  $C_{np} = 10$  кН/м;

3. Расчетные значения коэффициента динамического взаимодействия с привлечением экспериментальных значений скорости контакта (см. рис. 6, кривые 1,2,5,6) с данными эксперимента (см. рис. 6, кривые 3,7,4) хорошо согласуются. Погрешность не превосходит 10-15 %

При обосновании "внешнего" воздействия крупных кусков постоянной массы, следующих друг за другом с периодом  $T$ , принимались следующие допущения: импульс взаимодействия крупного куска с балкой-желобом имеет треугольную форму, с амплитудой  $A$  и продолжительностью  $\tau_0$  [8]; масса каждого куска определялась из [14]; амплитуда треугольного импульса определялась из предположения, что случайная величина распределена по нормальному закону [2].

Согласно [15], для периодических функций треугольной формы "внешнее" воздействие будет иметь вид:

$$F(t) = \left[ (\bar{m}_A + 3\sigma_A) \frac{\tau_0}{T} + \sum_{i=1}^k \frac{\sin^2 \frac{\pi n \tau_0}{T}}{n \tau_0 / T} \right] \cos \frac{2\pi}{\tau_0} (t - \varphi_0), \quad (7)$$

где  $n$  – количество крупных кусков;  $\varphi_0$  – временная фаза, характеризующая взаимодействие крупных кусков с подпружиненным загрузочным устройством.

"Внешнее" воздействие для потока крупнокускового груза и кусков, для каждого из которых масса и период взаимодействия с загрузочным устройством являются случайными величинами, могут быть представлены в виде [15]:

$$F(t) = A(t_i) + \sum_1^n [a_i \sin i\omega_0 t + b_i \cos i\omega_0 t], \quad (8)$$

где  $a_i, b_i$  – коэффициенты Фурье;  $\omega_0 = 2\pi/T_k$  – частота основной гармоники;  $T_k$  – время корреляции;  $i = (1,2,3\dots)$  – количество гармоник.

На рис. 7 представлены корреляционные зависимости, построенные по реализациям экспериментальных исследований грузопотоков (кривая 3), смоделированных с помощью многопараметрической модели грузопотока насыпного груза (кривые 1, 2) и для потока единичных крупных кусков, у которых масса и период взаимодействия – случайные величины, распределенные по нормальному и экспоненциальному законам соответственно.

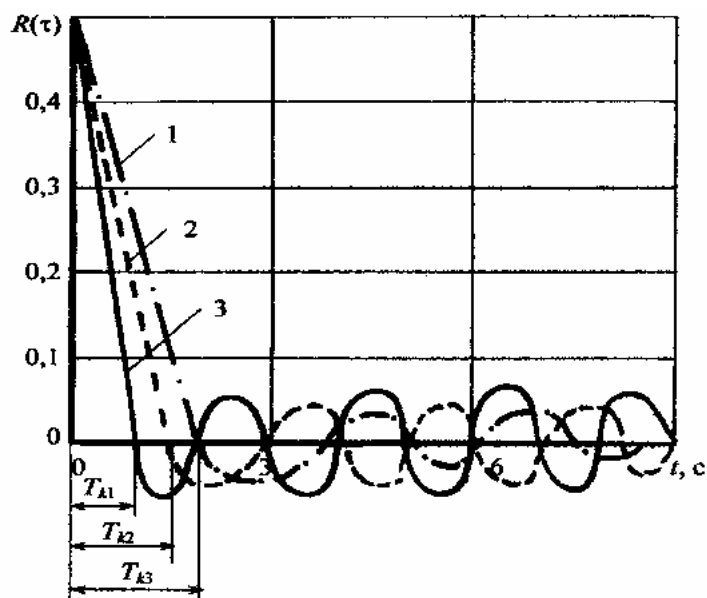


Рис. 7 – Корреляционные зависимости реализаций грузопотока крупнокускового груза

Таким образом, на основании выполненных исследований обоснованы исходные данные (1), (5), (7), (8) для моделирования "внешнего" воздействия крупнокускового груза на элементы загрузочных устройств ленточных конвейеров на стадии проектирования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. - М.: Наука, 1965. - 524 с.
2. Монастырский В.Ф. Разработка методов и средств управления надежностью мощных ленточных конвейеров: Дис...докт. техн. наук: 05.05.06. - Днепропетровск: ИГТМ АН УССР, 1990. - 265 с.
3. Болотин В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчета машин и сооружений. - М.: Госстройиздат, 1989. - 255 с.
4. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Вероятностные методы расчета транспортирующих машин. - М.: Машиностроение, 1983. - 254 с.
5. Новиков Е.Е., Смирнов В.К. Введение в теорию динамики горно-транспортных машин. - Киев: Наук. думка, 1978. - 170 с.
6. Мороз Н.А. Имитационное моделирование безотказности конвейерной системы // ДГИ. - Днепропетровск, 1980. - Деп. в инст. Черметинформация. - № 1104.
7. Монастырский В.Ф., Монастырский С.В. Управление процессом формирования насыпного груза в элементах загрузочных устройств конвейера // Сб. тр. "Математические заметки". - Якутск. - 1990. - С. 106-113.
8. Монастырский В.Ф., Монастырский С.В. К вопросу об обосновании параметров подпружиненных загрузочных устройств ленточных конвейеров // Сб. тр. II Международного симпозиума эластомеров. - Днепропетровск: Поліграфіст. - 1998. - С. 306-336.
9. Мэнли В. Обработка экспериментальных данных. - М.: Наука, 1989. - 278 с.
10. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969 - 579 с.
11. Володин Б.Г. и др. Сборник задач по теории вероятностей, математической статистике и теории случайных функций. - М.: Наука, 1970. - 655 с.
12. Кирия Р.В. Оптимизация параметров пассивных перегрузочных узлов ленточных конвейеров: Дис...канд. техн. наук: 05.05.06. - Днепропетровск: ИГТМ НАН Украины, 2004. - 205 с.
13. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. - М.: Из-во техн.-теор. литературы, 1953. - 350 с.
14. Новиков Е.Е., Смирнов В.К. Теория ленточных конвейеров для крупнокусковых горных пород. - Киев: Наук. думка, 1989. - 181 с.
15. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. - М.: Наука, 1970. - 720 с.